

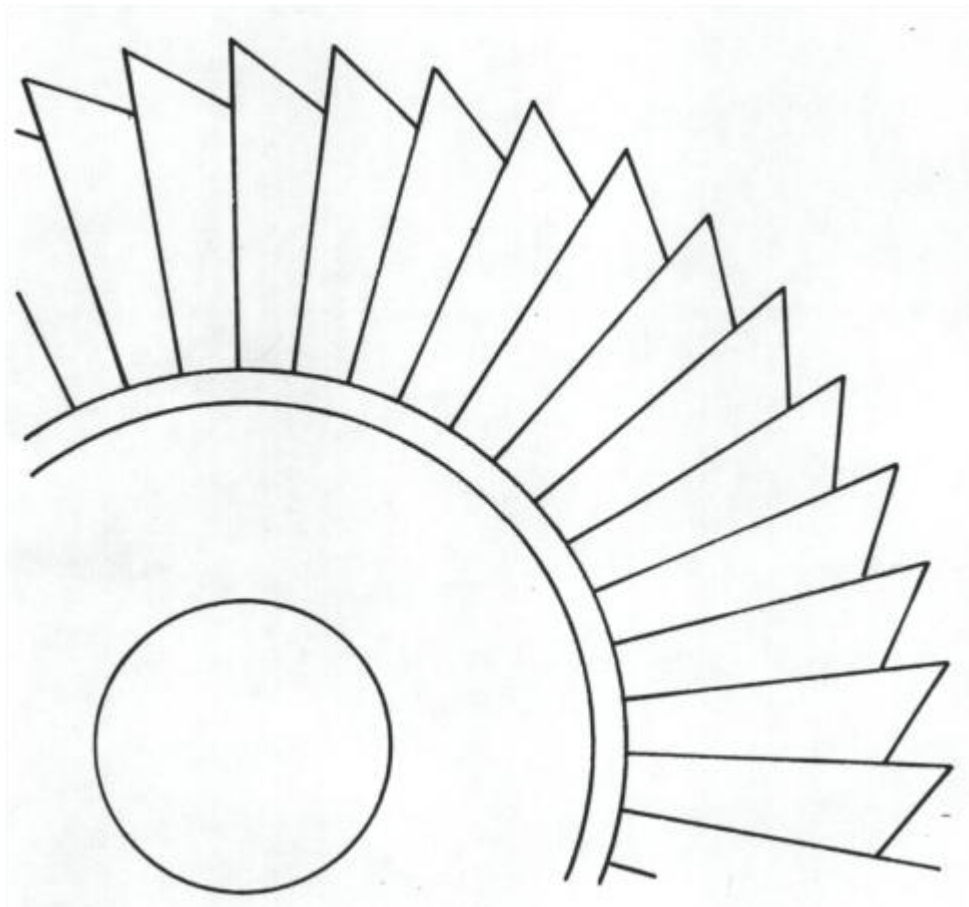


FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE  
SVEUČILIŠTA U ZAGREBU  
Zavod za energetska postrojenja



Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović:

# KONSTRUKCIJA I PRORAČUN ČVRSTOĆE ELEMENATA PARNIH I PLINSKIH TURBINA



Zagreb, 2010.

# SADRŽAJ

<b>0. DEFINICIJE I NAZIVI, POVIJESNI RAZVOJ, RAZLIKA IZMEĐU TOPLINSKIH TURBINA I STAPNOG STROJA, PRINCIP RADA I OSNOVNI KONSTRUKCIJSKI ELEMENTI TOPLINSKIH TURBINA, KLASIFIKACIJA TOPLINSKIH TURBINA .....</b>	<b>6</b>
0.1. Definicije i nazivi .....	6
0.2. Povijesni razvoj .....	6
0.3. Razlika između toplinskih turbina i stapnog stroja .....	10
0.4. Princip rada i osnovni elementi toplinskih turbina .....	11
0.5. Klasifikacija toplinskih turbina .....	13
<b>1. STATORSKE LOPATICE, SAPNIČKI SEGMENTI, DIJAFRAGME, SKRETNE LOPATICE, PRORAČUN ČVRSTOĆE DIJAFRAGMI I MATERIJALI ZA DIJAFRAGME.....</b>	<b>22</b>
1.1. Statorske lopatice .....	22
1.2. Sapnički segmenti .....	23
1.3. Dijafragme .....	24
1.4. Proračun čvrstoće dijafragmi .....	28
1.4.1. Lijevana dijafragma .....	29
1.4.2. Zavarena dijafragma .....	30
1.5. Materijali za izradu dijafragmi i izbor dopuštenog naprezanja .....	30
1.6. Skretne lopatice .....	31
<b>2. KONSTRUKCIJA ROTORSKIH LOPATICA .....</b>	<b>32</b>
2.1. Tipovi rotorskih lopatica .....	32
2.2. Profilni dio (list) lopatice .....	34
2.3. Tehnološki postupci obrade profilnog dijela lopatice .....	36
2.4. Konstrukcija i izrada vrha lopatice, bandaže i spojne žice .....	37
2.5. Izvedbe noga (korijena) rotorskih lopatica, tolerancije na njihove dimenzije te tehnologija izrade .....	39
2.6. Protočni dio turbine .....	41
<b>3. PRORAČUN ČVRSTOĆE ROTORSKIH LOPATICA .....</b>	<b>42</b>
3.1. Osnove proračuna čvrstoće rotorskih lopatica .....	42
3.2. Proračun profilnog dijela lopatice aksijalne turbine na vlak .....	42
3.2.1. Lopatica konstantnog profila po visini .....	42
3.2.2. Lopatica promjenjivog profila po visini .....	43
3.3. Proračun lopatice aksijalne turbine na savijanje .....	47
3.3.1. Savijanje lopatice konstantnog profila (uz $d/l > 12$ ) djelovanjem mlaza pare .....	47
3.3.2. Savijanje lopatice ugrađene ekscentrično djelovanjem centrifugalne sile .....	50
3.3.3. Savijanje ukrućenih lopatica promjenjivog profila .....	51
3.4. Proračun na savijanje lopatica povezanih bandažom .....	52
3.5. Određivanje elemenata profila, mase i težišta lopatice .....	58
3.5.1. Površina profila .....	58
3.5.2. Težište profila .....	58
3.5.3. Momenti inercije profila .....	58
3.5.4. Masa profilnog dijela lopatice .....	60
3.5.5. Koordinate težišta profilnog dijela lopatice .....	60
3.6. Proračun bandaže i vrha lopatice .....	60
3.7. Proračun noge (korijena) lopatice i oboda diska .....	62
3.7.1. T – noga .....	62
3.7.2. Jahaća noga .....	64
3.7.3. Viličasta noga .....	66
3.7.4. Jela noga .....	67
3.8. Specifičnosti konstrukcije i proračun lopatica radijalnih turbina .....	69
3.9. Temperatura hlađenih turbinskih lopatica i temperaturna naprezanja .....	70
3.10. Određivanje plastične deformacije lopatice zbog puzanja materijala .....	71
<b>4. LOMOVI I HAVARIJE TE EROZIJA I KOROZIJA LOPATICA. HLAĐENJE LOPATICA I OSTALIH ELEMENATA TURBINA. MATERIJALI ZA ROTORSKE LOPATICE PARNIH I PLINSKIH TURBINA.....</b>	<b>76</b>
4.1. Lomovi i havarije rotorskih lopatica .....	76

4.2. Erozijska i korozivna lopatica .....	77
4.3. Hlađenje lopatica i ostalih elemenata kod turbina .....	81
4.4. Materijali za izradu rotorskih lopatica .....	85
4.4.1. Materijali rotorskih lopatica parnih turbina.....	85
4.4.2. Materijali rotorskih lopatica plinskih turbina.....	87
4.4.3. Materijali za izradu međukomada, završnih komada, bandaže i zakovica.....	87
4.4.4. Izbor dopuštenog naprezanja.....	87
<b>5. KONSTRUKCIJA I TEHNOLOGIJA IZRADE TURBINSKIH DISKOVA I BUBNJEVA, TURBINSKI ROTORI .....</b>	<b>89</b>
5.1. Konstrukcija diskova i bubnjeva.....	89
5.2. Način pričvršćenja diskova i bubnjeva na vratilo .....	90
5.3. Tehnologija izrade diskova i bubnjeva .....	92
5.4. Ugradnja lopatica na disk ili bubanj .....	93
5.5. Tipovi turbinskih rotora .....	94
5.5.1. Aksijalne parne turbine.....	94
5.5.2. Radijalne parne turbine .....	97
5.5.3. Plinske turbine .....	97
<b>6. PRORAČUN ČVRSTOĆE TURBINSKIH DISKOVA, BUBNJEVA I ROTORA .....</b>	<b>99</b>
6.1. Osnovna diferencijalna jednačina za tanki disk.....	99
6.2. Rubni uvjeti .....	101
6.3. Istraživanje rješenja diferencijalnih jednačina opterećenog diska .....	103
6.4. Rubni uvjeti kod navlačenja diska na vratilo s prednaprezanjem .....	106
6.5. Uvjeti diskontinuiteta.....	109
6.6. Disk jednake debljine .....	111
6.7. Konični disk.....	118
6.8. Disk s eksponencijalnim profilom tijela i disk jednake čvrstoće .....	119
6.9. Približne metode proračuna diskova .....	121
6.9.1. Metoda dva proračuna.....	121
6.9.2. Metoda uzastopnih približenja .....	126
6.10. Proračun čvrstoće turbinskih bubnjeva .....	133
6.11. Prostorno stanje naprezanja u diskovima .....	134
6.12. Proračun monoblok kovanih rotora i temperaturne polje rotora .....	136
6.13. Proračun zavarenih rotora.....	142
6.14. Proračun diskova i rotora uz uzimanje u obzir plastičnosti i puzanja pomoću metode promjenjivih parametara elastičnosti.....	143
6.15. Koncentracija naprezanja u diskovima s ekscentričnim provrtom u uvjetima puzanja .....	146
6.16. Materijali za izradu turbinskih diskova i bubnjeva i izbor dozvoljenog naprezanja .....	147
<b>7. VIBRACIJE TURBINSKIH LOPATICA .....</b>	<b>149</b>
7.1. Osnovni pojmovi .....	149
7.2. Uzroci vibracija turbinskih lopatica.....	150
7.3. Vibracije jedinične lopatice .....	151
7.4. Frekvencija vlastitih vibracija jedinične lopatice konstantnog profila.....	152
7.4.1. Statička frekvencija savojnih vibracija .....	152
7.4.2. Frekvencija vibracija rotirajuće lopatice.....	157
7.4.3. Frekvencija torzijskih vibracija lopatica .....	158
7.5. Vlastita frekvencija vibracija prvog tona jedinične lopatice promjenjivog profila .....	160
7.5.1. Proračun po energetske metode .....	160
7.5.2. Približna metoda određivanja vlastitih frekvencija savojnih vibracija lopatice promjenjivog profila.....	164
7.5.3. Osnovni pojmovi o proračunu torzijskih vibracija prvog tona lopatica promjenjivog profila.....	165
7.6. Oblici savojnih vibracija paketa lopatica .....	166
7.7. Vlastita frekvencija savojnih vibracija paketa lopatica konstantnog profila.....	166
7.8. Vlastita frekvencija vibracija paketa lopatica promjenjivog profila .....	169
7.9. Naprezanja u lopatici uvjetovana vibracijama .....	172
7.10. Ostvarivanje sigurnog rada lopatica uz vibracije i eksperimentalno određivanje frekvencije vlastitih vibracija .....	175
<b>8. VIBRACIJE TURBINSKIH DISKOVA.....</b>	<b>181</b>
8.1. Oblici vibracija turbinskih diskova.....	181
8.2. Vibracije rotirajućeg diska.....	183

8.3. Utjecaj temperaturnih naprezanja na vlastite frekvencije diska.....	185
8.4. Utjecaj lopatica pričvršćenih na disk na njegove vlastite frekvencije vibracija.....	186
8.5. Općenita metoda određivanja vlastitih frekvencija vibracija diska .....	188
8.6. Potencijalna energija vibrirajućeg diska .....	189
8.6.1. Glavina diska.....	189
8.6.2. Tijelo diska.....	190
8.6.3. Obod diska.....	191
8.6.4. Lopatice pričvršćene na disk.....	192
8.7. Kinetička energija vibrirajućeg diska .....	195
8.7.1. Glavina diska.....	195
8.7.2. Tijelo diska.....	195
8.7.3. Obod diska.....	196
8.7.4. Lopatice pričvršćene na disk.....	197
8.7.5. Spojna žica i bandaža .....	197
8.8. Određivanje statičke frekvencije vibracija diska .....	198
8.9. Rad unutarnjih sila koje se javljaju zbog vrtnje diska.....	201
8.9.1. Glavina diska.....	202
8.9.2. Tijelo diska.....	202
8.9.3. Obod diska .....	202
8.9.4. Lopatice pričvršćene na disk.....	204
8.10. Određivanje frekvencije vibracija rotirajućeg diska i dijagram vibracija .....	206
<b>9. KONSTRUKCIJA, MATERIJALI I TEHNOLOGIJA IZRADE TURBINSKIH VRATILA, PRORAČUN VRATILA NA ČVRSTOĆU .....</b>	<b>209</b>
9.1. Konstrukcijske karakteristike turbinskih vratila .....	209
9.2. Materijali i tehnologija izrade turbinskih vratila.....	209
9.3. Proračun vratila na čvrstoću i izbor dopuštenog naprezanja.....	210
<b>10. VIBRACIJE TURBINSKIH VRATILA .....</b>	<b>213</b>
10.1. Osnovni pojmovi o kritičnom broju okretaja.....	213
10.2. Vibracije vratila konstantnog promjera bez diskova.....	217
10.3. Određivanje kritičnog broja okretaja vratila konstantnog promjera s jednim ili nekoliko diskova .....	219
10.4. Energetska metoda proračuna vratila višestupanjskih turbina .....	220
10.5. Utjecaj sporednih faktora na kritični broj okretaja vratila .....	222
10.5.1. Utjecaj poprečne sile.....	222
10.5.2. Utjecaj aksijalne (uzdužne) sile i zakretnog momenta.....	223
10.5.3. Utjecaj konstrukcije ležaja .....	223
10.5.4. Utjecaj diskova navučenih na vratilo s prednapretnjem .....	223
10.5.5. Utjecaj elastičnosti oslonaca i kućišta .....	224
10.5.6. Utjecaj žiroskopskog efekta.....	225
10.6. Proračun kritičnog broja okretaja uz uzimanje u obzir žiroskopskog efekta diskova .....	226
10.7. Određivanje kritičnog broja okretaja rotora na više oslonaca.....	227
10.8. Približna metoda određivanja kritičnog broja okretaja .....	231
10.9. Potrebni omjeri između radnih i kritičnih brojeva okretaja .....	232
10.10. Osnove teorije uravnoteživanja .....	232
10.10.1. Pojam neuravnoteženosti krutog rotora.....	232
10.10.2. Kriterij kvalitete uravnoteženosti .....	234
10.10.3. Uravnoteživanje rotora na strojevima.....	235
10.10.4. Uravnoteživanje rotora u vlastitim ležajima (terensko uravnoteživanje) .....	237
10.10.5. Neuravnoteženost deformabilnih rotora.....	238
10.10.6. Uravnoteživanje deformabilnih rotora.....	239
<b>11. TURBINSKE SPOJKE I MEHANIZAM ZA OKRETANJE ROTORA .....</b>	<b>241</b>
11.1. Uvjeti koji se postavljaju na spojke .....	241
11.2. Krute i polukrute spojke .....	241
11.3. Kandžasta i zupčasta spojka .....	242
11.4. Elastične spojke .....	243
11.5. Proračun spojke sa zmijolikom oprugom .....	244
11.6. Mehanizam za okretanje rotora - "prekretni stroj".....	246
<b>12. TURBINSKA KUĆIŠTA.....</b>	<b>248</b>
12.1. Opći zahtjevi na konstrukciju kućišta .....	248
12.2. Primjeri konstrukcija kućišta parnih turbina.....	250

12.3. Primjeri konstrukcija kućišta plinskih turbina .....	259
12.4. Proračun čvrstoće turbinskih kućišta .....	260
12.5. Određivanje osnovnih dimenzija i proračun na čvrstoću prirubničkog spoja .....	264
12.6. Materijali za kućišta i izbor dopuštenog naprežanja .....	268
<b>13. TEMELJ I TEMELJNA PLOČA TURBO AGREGATA, UGRADNJA TURBOAGREGATA NA TEMELJ.....</b>	<b>271</b>
13.1. Temelj turboagregata .....	271
13.2. Temeljna ploča .....	273
13.3. Ugradnja turboagregata na temelj .....	274
<b>14. LABIRINTNE BRTVE I BRTVLJENJE KOD TURBINA.....</b>	<b>277</b>
14.1. Zahtjevi koji se postavljaju na brtve .....	277
14.2. Prikaz procesa strujanja u labirintnoj brtvi .....	277
14.3. Konstrukcija labirintnih brtvi.....	280
14.4. Parovodi za razvođenje brtvene pare vanjskih brtvi .....	283
<b>15. TURBINSKI LEŽAJI.....</b>	<b>285</b>
15.1. Uvodne napomene .....	285
15.2. Princip rada kliznog ležaja.....	285
15.3. Osnove hidrodinamičke teorije podmazivanja.....	286
15.4. Prilog hidrodinamičke teorije podmazivanja proračunu nosivog (radijalnog) ležaja .....	289
15.5. Izbor veličine zazora i redoslijed proračuna nosivog ležaja .....	299
15.6. Konstrukcija nosivih (radijalnih) ležaja.....	300
15.7. Prilog hidrodinamičke teorije podmazivanja proračunu odrivnog (aksijalnog) ležaja .....	305
15.8. Proračun odrivnog (aksijalnog) ležaja .....	308
15.9. Proračun odrivnog diska .....	310
15.10. Konstrukcija odrivnog (aksijalnog) ležaja.....	310
15.11. Kućišta ležaja i njihov spoj s turbinom .....	316
<b>16. SUSTAV ZA OPSKRBLJIVANJE ULJEM I PODMAZIVANJE TURBINSKOG POSTROJENJA.....</b>	<b>319</b>
16.1. Osnovni uvjeti rada.....	319
16.2. Sheme sustava za opskrbljivanje uljem i podmazivanje .....	320
16.3. Komponente sustava za opskrbljivanje uljem i podmazivanje .....	323
16.3.1. Spremnik za ulje .....	323
16.3.2. Pumpe.....	324
16.3.3. Hladnjaci ulja.....	325
16.4. Turbinska ulja.....	326
<b>17. SUSTAV REGULACIJE I UPRAVLJANJA TURBINOM.....</b>	<b>328</b>
17.1. Potreba za regulacijom i upravljanjem .....	328
17.2. Najjednostavniji sustav regulacije i statička karakteristika .....	329
17.3. Paralelni rad turboagregata .....	331
17.4. Mehanizam upravljanja turboagregatom .....	332
17.5. Shema regulacije s hidrauličkim vezama i brzohodnim regulatorom broja okretaja .....	333
17.6. Hidrodinamički sustav regulacije .....	334
17.7. Zahtjevi na regulacijske sustave te njihovi dodatni elementi.....	335
17.8. Elektrohidraulički sustav regulacije.....	336
17.9. Opis vitalnih elemenata regulacijskog sustava .....	336
17.9.1. Regulator broja okretaja.....	336
17.9.2. Regulator tlaka.....	338
17.9.3. Razvodnici i servomotori.....	338
17.9.4. Regulacijski ventili i njihov prigon.....	340
17.10. Vrste regulacijskih sustava s obzirom na način kako se para dovodi turbini .....	342
17.10.1. Regulacija prigušivanjem.....	342
17.10.2. Regulacija grupa sapnica.....	343
17.10.3. Kombinirana regulacija .....	343
17.10.4. By-pass regulacija.....	343
17.10.5. Regulacija pomoću kliznog tlaka.....	343
17.10.6. Izbor načina dovođenja pare turbini (odn. regulacijskog sustava) .....	344
17.11. Načelne regulacijske sheme .....	345

17.11.1.	Kondenzacijska turbina .....	345
17.11.2.	Protutlačna turbina .....	345
17.11.3.	Kondenzacijska turbina s jednim reguliranim oduzimanjem .....	346
17.11.4.	Protutlačna turbina s jednim reguliranim oduzimanjem .....	346
17.11.5.	Kondenzacijska turbina s dva regulirana oduzimanja .....	347
17.12.	Regulacija plinsko - turbinskog agregata .....	347
<b>18.</b>	<b>AUTOMATSKI SUSTAV ZAŠTITE TURBINE .....</b>	<b>349</b>
18.1.	Potreba za uvođenjem sustava zaštite .....	349
18.2.	Izvršni elementi sustava zaštite .....	349
18.3.	Zaštita turbine od pobjega .....	351
18.4.	Zaštita turbine od aksijalnog pomaka rotora .....	352
18.5.	Zaštita od povećanja tlaka u kondenzatoru .....	352
18.6.	Zaštita od pada tlaka u sustavu za podmazivanje .....	353
18.7.	Zaštita plinsko-turbinskog agregata .....	353
<b>19.</b>	<b>LITERATURA .....</b>	<b>355</b>

## **0. DEFINICIJE I NAZIVI, POVIJESNI RAZVOJ, RAZLIKA IZMEĐU TOPLINSKIH TURBINA I STAPNOG STROJA, PRINCIP RADA I OSNOVNI KONSTRUKCIJSKI ELEMENTI TOPLINSKIH TURBINA, KLASIFIKACIJA TOPLINSKIH TURBINA**

### **0.1. Definicije i nazivi**

Riječ turbina nastala je od latinske riječi „*turbo*“ što znači vrtlog ili vjhor. Sam naziv *turbina* („la turbine“) je osmislio 1882. godine Francuz *Claude Burbinsa* prema navedenoj latinskoj riječi. Toplinske turbine su strojevi koji pretvaraju toplinsku energiju toka fluida u kinetičku energiju, a potom ovu u mehanički rad putem rotacije rotora. Turbina je stroj koji se sastoji od jednog ili više naizmjenično poredanih redova mirujućih i rotirajućih lopatica ugrađenih na osovinu, koje tvore kanale za strujanje radnog fluida (pare ili plina). U turbini se znači dio energije sadržan u radnom mediju, uz intenzivno ekspanzijsko strujanje, karakterizirano naglim padom tlaka i temperature i odgovarajućim povećanjem volumena u sapnicama ili statorskim lopaticama pretvara u kinetičku energiju. Potom se ova energija u lopaticama rotora pomoću rotacijskog gibanja pretvara u mehanički rad.

Radni stroj, koji turbina kao pogonski stroj pokreće, može biti generator u kojem se mehanički rad pretvara u električnu energiju. Toplinska se turbina zajedno s pogonjenim strojem naziva turboagregat. Ovo je i najčešći slučaj, no toplinska turbina može pokretati i neki turbokompresor, pumpu ili služiti za pokretanje raznih prometnih sredstava kao što su zrakoplovi, lokomotive ili automobili. Međutim, za dobivanje mehaničkog rada iz topline po prvom i drugom zakonu termodinamike, mora postojati pored toplinske turbine i izvor topline (generator pare ili nuklearni reaktor) u kojem se iz kemijske (ili nuklearne) energije goriva dobiva toplina koja se predaje radnom fluidu (koji može biti vodena para ili plinovi izgaranja). Uz to, mora postojati i ponor topline, tj. uređaj u kojem se toplina koja nije mogla biti pretvorena u mehanički rad odvodi i predaje okolini. Ovaj uređaj je kondenzator (hladnjak). Turboagregat zajedno s kondenzatorom (hladnjakom), pripadajućim cjevovodima i izmjenjivačima topline, pumpama potrebnima za rad, čine ono što se zajedničkim imenom naziva postrojenje toplinske turbine ili jednostavno termoenergetsko turbopostrojenje. Ako je turbina u turbopostrojenju parna, onda se radi o parnom turbopostrojenju, te se ovakvo postrojenje naziva postrojenje parne turbine. Ako je u turbopostrojenju turbina plinska onda se ovakvo postrojenje naziva postrojenje plinske turbine. Obično se kod suvremenih turbopostrojenja za svaki turboagregat predviđa jedan izvor topline. Cjelokupno postrojenje zajedno s pripadajućim izvorom topline naziva se blok turbopostrojenja (ili termoenergetski blok) ili jednostavno blok. Ako se radi o bloku parne turbine izvor topline je jedan generator pare (ili parni kotao), a obično se cijelo takvo postrojenje naziva parni blok. Za plinsku turbinu s pripadajućim izvorom topline, koji ovdje može biti komora izgaranja ili površinski izmjenjivač – zagrijač, može se po analogiji usvojiti plinski blok.

### **0.2. Povijesni razvoj**

Smatra se da se prvi pisani trag o uređaju sličnom po principu rada današnjoj parnoj turbini nalazi kod Aleksandrijskog matematičara i fizičara *Heron*a 120. godina pr.n.e. Njegov je uređaj, nazvan Heronova kugla, prikazan na sl.0.1.a. Para je iz parnog kotla ulazila u kuglu kroz cijev, koja je istovremeno služila i kao os rotacije, a istjecala iz kugle kroz savinute cijevi smještene okomito na os rotacije. Reakcijsko djelovanje skrenutog mlaza pare dovelo je do vrtnje kugle, a razvijeni mehanički rad je služio samo za svladavanje trenja uslijed rotacije.

Heron je opisao i drugi uređaj koji je okretao rotirajuću platformu uz pomoć uzgona vrućih dimnih plinova koji su prolazili kroz centralnu vertikalnu osovinu i izlazili kroz horizontalne savijene cijevi i stvarali zakretni moment. Prikaz tog uređaja dan je na sl.0.1.b.

Slični dimni stroj je nacrtao i Leonardo da Vinci 1684. godine. Pomoću horizontalno smještenih lopatica kola sličnog rotorima današnjih vjetrenjača u vertikalnom se dimnjaku iskorištava uzgon dimnih plinova pri prolazu iz ložišta u atmosferu za dobivanje mehaničkog rada. Kasnije se mogu

pronaći i patenti koji nastoje ugradnjom više redova lopatica poboljšati iskorištavanje kinetičke energije plinova, a predlažu i rješenja za zaštitu prvih redova lopatica od suviše visokih temperatura koje nužno nastaju prilikom izgaranja goriva.

Iako ne odgovaraju u cijelosti uvodnoj definiciji toplinske turbine, ovi opisani uređaji predstavljaju najstarija poznata saznanja o nastojanjima da se toplinska energija nagomilana u vodenoj pari ili toplom zraku pretvori, uz realizaciju rotacijskog, gibanja u mehanički rad.

1629. godina *Giovani de Branca*, talijanski fizičar, graditelj i ljekarnik predlaže akcijsku parnu turbinu (sl.0.2.). Mlaz iz sapnice udara u lopaticu na obodu kola, zamišljenog po uzoru na podljeveno mlinsko kolo. Vrtnjom kola se dobiveni mehanički rad prenosi preko zupčastog prijenosa i koristi za pokretanje stupe.

Prvu industrijski primjenjivu parnu turbinu patentirao je švedski inženjer *Carl Gustav de Laval* 1883. godine. To je bila jednostupanjska aksijalna akcijska turbina s divergentnim sapnicama (sl.0.3.). Kod te se turbine ekspanzija pare odvija samo u statorskoj rešetci (sapnicama) od početnog do krajnjeg tlaka, uz jako visoke brzine pare na izlazu iz statorske rešetke. U cilju što boljeg iskorištavanja kinetičke energije mlaza pare, obodna brzina rotorskih lopatica mora iznositi približno polovicu apsolutne brzine pare na izlazu iz sapnica, stoga de Lavalova turbina mora imati visoku obodnu brzinu, te velik broj okretaja. Primjerice, najmanja de Lavalova turbina (s promjerom diska 100 mm i snagom 2,5 kW) imala je broj okretaja  $500 \text{ s}^{-1}$ . Snaga najveće turbine koju je konstruirao de Laval nije prelazila 500 kW. Osim toga, te su turbine imale nisku iskoristivost.

Gotovo istovremeno, 1884. godine *Sir Charles Parsons* u Engleskoj gradi parnu turbinu u kojoj problem iskorištavanja većeg toplinskog pada rješava ugradnjom velikog broja reakcijskih stupnjeva u seriji, tako da para ekspandira u mnogo malih koraka, podjednako u statorskim i rotorskim rešetkama lopatica (sl.0.4.). To omogućuje rad turbine s bitno nižim brzinama strujanja pare, te nižim obodnim brzinama rotorskih lopatica nego što je to bio slučaj kod de Lavalove turbine.

1885. godine *Charles Curtis* u SAD patentira i potom razvija turbinu sa stupnjevanjem brzine (sl.0.5.). Uz potpunu ekspanziju u sapnici i skretanje mlaza u prvom vijencu lopatica rotora, dodaje skretne lopaticu koje izlaznu brzinu usmjeravaju na drugi vijenac rotora pri čemu je moguće iskorištavanje velikog toplinskog pada i u nekoliko serijski ugrađenih Curtisovih kola.

1900. godine *C.E.A. Rateau* u Francuskoj gradi akcijsku višestupanjsku turbinu (sl.0.6.). Turbina prikazana na slici ima 13 stupnjeva koji se mogu smatrati kao 13 jednostupanjskih de Lavalovih turbina nanizanih jedna iza druge. Svaki stupanj se sastoji od statorskih lopatica (sapnica) ugrađenih u dijafragmu (razdjelnu stijenu) i rotorskih lopatica ugrađenih na diskove koji su navučeni na vratilo i s njim čine rotor. Prednji i stražnji ležajni blok su odvojeni od kućišta turbine da se toplina ne bi prenosila na ležaje. Para ulazi kroz prigušni ventil i postupno ekspandira od početnog do konačnog tlaka. Prerađivanjem ukupnog toplinskog pada u više stupnjeva može se ostvariti manja brzina vrtnje u odnosu na jednostupanjsku turbinu i time smanjiti problem čvrstoće lopatica. Konstantnu brzinu vrtnje održava centrifugalni regulator.

1908. godine *Ljungstrom* u Švedskoj gradi prvu radialnu turbinu s kontrarotacijom dva nasuprotna rotora (sl.0.7.).

Prvih trideset godina 20. stoljeća obilježava nagla primjena parnih turbina, građenih prema rješenjima de Lavala i Parsonsa, neposredno nakon 1900. godine i koja je dovela do posvemašnjeg istiskivanja parnog stroja iz javnih električnih centrala u svijetu, posebno u novogradnjama.

Već od 1893.-1927. godine pušteno je u rad oko 5.000 de Lavalovih turbina s jednim turbinskim kolom, a 1906. godine postoji već turbina snage 10 MW (*GE - SAD*), 1913. snage 25 MW (*Parsons - UK*), 1919. snage 60 MW (*Westinghouse*), 1921. snage također 60 MW (*AEG - D*) i 1922. godine snage 160 MW (*BBC - CH*).

Pojava svjetske krize tridesetih godina i izbijanje rata odlažu daljnji rast jediničnih snaga do pedesetih godina 20. stoljeća. Tada dolazi do naglog razvoja energetike. To dovodi do sve većeg rasta jediničnih snaga turbine uz istovremenu pojavu tendencije primjene visokih parametara pare i međupregrijavanja pare, što omogućava razvoj visokolegiranih čelika.



U svijetu se danas tako rade termoelektrane s kondenzacijskim parnim turbinama jedinične snage 1.200 i 1.300 MW. Parametri pare na ulazu u turbinu kod klasičnih termoelektrana su danas od 12 MPa do 25 MPa, a u nekim slučajevima i 35 MPa, temperature od 520°C do 580°C, pa i 650°C. Treba napomenuti da ove temperature zahtijevaju primjenu skupih austenitnih čelika.

Razvoj jediničnih snaga prije i poslije Drugog svjetskog rata dan je dijagramski na slikama 0.8.a i 0.8.b.

Turbine većih jediničnih snaga danas se grade s više kućišta, visokotlačnim, srednjetačnim, i s jednim ili više niskotlačnih kućišta, ovisno o snazi. Najčešći slučaj je da su kućišta povezana u seriju i pokreću samo jedan generator. Zbog poteškoća oko izgradnje velikih generatora najveće jedinice se ponekad grade s dvije osovine i pokreću samo jedan generator. Turbine srednjih snaga od 150 MW do 300 MW zbog smanjenja ukupne dužine obično se izvode s visokotlačnim i srednjetačnim dijelom u jednom kućištu, a niski tlak se izvodi kao dvostrujni zbog smanjenja dužine lopatica. Turbine većih snaga rade se s dvostrujnim srednjim tlakom, a najvećih snaga i s dvostrujnim visokim tlakom. U visokotlačnom i srednjetačnom kućištu akcijske turbine ima 6 do 12 stupnjeva, a kod reakcijske do 18 stupnjeva. Dvostrujno niskotlačno kućište ima obično 3 do 8 stupnjeva u jednom protoku kod oba tipa turbine.

Proizvodnja i razvoj parnih turbina u Hrvatskoj vezan je uz razvoj bivše "Jugoturbine". danas ABB - Karlovac. Bivša "Jugoturbina" je proizvela prvu akcijsku turbinu vlastite konstrukcije 1955.god., snage 12,5 MW s ulaznim parametrima, tlak 3,5 MPa i temperatura 425°C, uz tlak u kondenzatoru 6,2 kPa i broj okretaja 50s<sup>-1</sup>. 1960. god. "Jugoturbina" proizvodi dvokućišnu kondenzacijsku turbinu po dokumentaciji AEG-a. 1968.god. u "Jugoturbini" je proizvedena kondenzacijska turbina snage 125 MW s ulaznim parametrima, tlak 12,45 MPa i temperatura 535°C uz broj okretaja 50 s<sup>-1</sup>. 1970.god."Jugoturbina" je proizvela visoki i srednji tlak trokućišne turbine snage 200 MW. Danas u Karlovcu postoji tvornica turbina velike snage u kojoj se mogu graditi turbine najvećih snaga.

Razdoblje poslije Drugog svjetskog rata karakterizira također i nagli razvoj turbina na zasićenu paru za nuklearne elektrane (krivulja 3 u dijagramu na sl.0.8.b). Prva nuklearna elektrana snage 5 MW puštena je u pogon 1954.god u bivšem SSSR-u. Danas se za nuklearne elektrane grade turbine na zasićenu paru najvećih snaga do 1.400 MW s ulaznim tlakom 5 do 7 MPa uz broj okretaja 25 s<sup>-1</sup>. Dužina lopatica posljednjeg stupnja je i do 1.450 mm. Ove turbine rade s niskim parametrima pare u usporedbi s klasičnim. Razvoj klasičnih turbina, zbog težnje za što većom ekonomičnošću išao je u pravcu povećanja snage i parametara svježe pare. Nuklearni reaktor s vodom kao moderatorom prisilio je povrat parametara pare na stanje zasićenja kao polaznu točku za ekspanziju. Turbine na zasićenu paru za nuklearne elektrane već 1971. god. dostižu maksimalnu snagu klasičnih turbina visokih parametara pare. Hrvatska je ušla u nuklearnu eru 1981. god. puštanjem u rad nuklearne elektrane "Krško" snage 632 MW koja je zajednički sagrađena s Republikom Slovenijom na njenom teritoriju. Turbina koju je proizveo Westinghouse na zasićenu paru ima snagu 664 MW uz broj okretaja 25 s<sup>-1</sup>.

1791. god. *John Barber* u Engleskoj patentira plinsku turbinu koja je pokretala mijeh u kojem se vršilo komprimiranje zraka za izgaranje, prije miješanja s plinovitim gorivom, sl.0.9.a. Plinovi izgaranja struje kroz sapnice i pokreću kolo turbine, s idejom da rad proizveden u turbini bude dovoljan za pokretanje mijeha za komprimiranje zraka i savladavanje mehaničkog trenja uz zadovoljavajući ostatak korisnog rada. Iz skice Barberovog stroja i današnjih saznanja očito je da takav stroj nije mogao uspješno raditi, pa ipak ga zbog zamišljenog procesa i predviđenih komponenata možemo smatrati prototipom današnjih plinskih turbina (postojalo je čak i ubrizgavanje vode da bi se turbinske lopatice zaštitile od visokih temperatura).

Drugi Englez, *John Dumbell* je 1808. god. patentirao prvu turbinu čisto reakcijskog tipa. Plinovi izgaranja nastali izgaranjem ugljena strujali su kroz nekoliko redova rotorskih lopatica pričvršćenih na jedan rotor. Značajno je da nisu korištene statorsche lopatice.

1872. god. *Stolze* je u Njemačkoj patentirao plinsku turbinu koja je po svom konceptu jako slična suvremenom plinsko - turbinskom postrojenju, sl.0.9.b. Atmosferski se zrak nakon komprimiranja zagrijavao u komori izgaranja (izmjenjivaču topline) koja je bila ložena izvana, da bi nakon toga ekspandirao u reakcijskoj turbini koja je direktno pokretala kompresor. U tom trenutku još slaba

znanja iz aerodinamike nisu dozvoljavala konstruiranje efikasnog kompresora što je onemogućilo realizaciju čitavog projekta.

Oko 1872. god. *Parsons* je pokušao iskoristiti svoju reakcijsku turbinu kao kompresor na taj način da je narinuo strujanje u suprotnom smjeru. To je rezultiralo strojem s jako niskom iskoristivošću. Na kraju, nakon značajnih pokušaja u cilju povećanja iskoristivosti, *Parsons* je odustao od svoje zamisli zbog pojave centrifugalnog kompresora koji je razvio *Rateau* 1908.god.

Kako se vidi, iako dosta prije de *Lavalovog* patenta započet, razvoj plinskih turbina je išao u povijesnom periodu mnogo sporije. Uzrok su bile nedovoljne tehnološke mogućnosti, nedostatak materijala otpornih na visoke temperature i nedovoljno dobra aerodinamička rješenja potrebna u gradnji kompresora i turbina.

Tek oko 1905. god. Francuzi *Lemale* i *Armengaud* realiziraju prvu turbinu koja je davala koristan rad upotrebljiv u korisne svrhe, sl.0.9.c. Jedinica se sastojala od dvostupanjske akcijske turbine koja je pokretala *Rateauov* višestupanjski centrifugalni kompresor. Izgaranje se odvijalo u komori izgaranja smještenoj između turbine i kompresora ubrizgavanjem i zapaljenjem tekućeg goriva u struji komprimiranog zraka. Da bi se mogla koristiti visoka temperatura plinova izgaranja turbinske lopatice i diskovi su se hladili ubrizgavanjem vode. Kako je postignuta termodinamička iskoristivost bila svega 3%, što je bilo sasvim nedovoljno s obzirom na postignuti razvoj ostalih toplinskih strojeva, trebalo je proći još oko četiri desetljeća do široke primjene plinskih turbina, danas gotovo isključivo građenih za realizaciju otvorenog procesa s dovođenjem topline pri konstantnom tlaku.

U povijesnom razvoju još jedno plinsko - turbinsko postrojenje privlači pažnju. *Hans Holzwarth* je 1908. god. započeo rad na plinsko - turbinskom ciklusu s izgaranjem uz konstantni volumen. Taj su rad nastavile pristalice primjene tog ciklusa sve do današnjih dana. Kod plinsko - turbinskog postrojenja kakovo je zamislio *Holzwarth* izgaranje tekućeg goriva u komori izgaranja uz konstantni volumen i povišeni tlak je bilo naizmjenično. Vrući plinovi izgaranja su ekspandirali u *Curtisovoj* turbini. Visoki tlak u komori izgaranja je postignut dovođenjem zraka za izgaranje pod tlakom. Kod jedne realizirane jedinice, parna turbina je pogonila kompresor za komprimiranje zraka za izgaranje. Para se dobivala u generatoru pare pomoću topline ispušnih plinova iz plinske turbine. Iako su se *Holzwarthove* plinske turbine gradile u Njemačkoj i Švicarskoj nisu dobile neku značajniju prednost zbog svoje komplicirane konstrukcije, naizmjeničnog izgaranja koje je realizirano ispušnim ventilima na komori izgaranja (koji su se isto tako intenzivno trošili zbog visokih temperatura), velikih dimenzija i zbog općenito jako niske iskoristivosti. Najveća iskoristivost koju je postiglo neko od *Holzwarthovih* postrojenja je bila 13%. Jedna od prvih *Holzwarthovih* plinskih turbina prikazana je na sl.0.9.d.

U široku praktičnu primjenu u svom primarnom obliku plinska turbina kreće 1939. god. Nadolazeći ratni sukob dovodi do izgradnje podzemne električne centrale s plinskom turbinom u *Neuchatelu* u Švicarskoj kao izvor energije za nuždu u slučaju ratnih razaranja. Brza spremnost za start i naglo opterećenje, mali gabariti, velika specifična snaga i niža cijena u ovom su slučaju dominantne prednosti prema drugim postojećim rješenjima, kod čega je veći specifični potrošak goriva u ovom slučaju zbog malog broja sati rada zanemariv.

Ratna zbivanja potiču u Engleskoj, Njemačkoj i SSSR-u intenzivan rad na primjeni plinsko - turbinskog mlaznog motora u zrakoplovstvu. Poimenično se u vezi s ovim razvojem najčešće ističe patent *Sir Franka Whittlea* 1939. god. u Engleskoj. Poslije drugog svjetskog rata plinsko - turbinski mlazni motor u veoma kratkom roku eliminira stapni motor iz zrakoplovne propulzije, kod iole značajnijih jediničnih snaga motora, eliminirajući tehnologije i industrije za izradu stapnih zrakoplovnih motora u koje su utrošena ogromna sredstva i razvojni potencijal. Ovo statistički nedvosmisleno ukazuje na nadmoć rješenja pogona s plinskom turbinom nad onim sa stapnim pogonom i unutarnjim izgaranjem barem u ovom području primjene, a posljedica je i bitno većih mogućnosti razvijanja veoma velikih pa čak i nadzvučnih brzina leta koje su nedostižne uz primjenu propelera gonjenog stapnim motorom.

### 0.3. Razlika između toplinskih turbina i stapnog stroja

Toplinske turbine obuhvaćaju parne i plinske turbine, tj. strojeve u kojima se toplinska energija, kao energija u prijelazu, pretvara u mehanički rad (otud naziv toplinske). U njima se, osim toga, pretvorba energije obavlja između radnog fluida koji struji kontinuirano kroz stroj i jednog ili više radnih kola koja se okreću pa otuda i naziv „turbo“ (kao što je navedeno lat. „turbo“ znači vrtlog, okretanje). Često se zbog toga, što kroz stroj struji fluid u kontinuiranom toku, susreće za ove strojeve naziv *strojevi na strujanje*.

Zajedničko se proučavanje svih toplinskih turbina temelji na zajedničkim zakonima mehanike fluida i termodinamike. To je zbog toga što kroz njih fluid struji uz istovremenu pretvorbu toplinske energije u mehanički rad i obrnuto. Ovi zajednički zakoni čine osnovu mehanike strujanja stlačivih fluida ili dinamike plinova. Pri ovom proučavanju je od manjeg značaja termodinamičko stanje radnog fluida, tj. fluida koji struji kroz stroj. To može biti para neke kapljevine. Ako se radi o vodenoj pari, onda se takav stroj koji služi za dobivanje rada iz toplinske energije pare naziva *parna turbina*. Ako kroz stroj struji bilo kakovi plin, a izmjene topline su tako velike da se moraju prilikom proučavanja uzeti u obzir, onda se takav stroj koji služi za dobivanje mehaničkog rada iz toplinske energije plina naziva *plinska turbina*.

Način pretvorbe toplinske energije kod toplinskih turbina najbolje se može shvatiti ako se usporedi s načinom pretvorbe energije kod toplinskih stapnih strojeva. Odmah se mogu uočiti dvije bitne razlike između oba tipa strojeva. Prva razlika je u tome što se toplinska energija koja se manifestira kaotičnim gibanjem molekula kod stapnih toplinskih strojeva neposredno prenosi na stap (molekule udaraju na stap većom brzinom od one kojom se od njega odbijaju). Kod toplinskih turbina ova pretvorba i prijenos energije na rotirajuće elemente stroja su posredni. Prvo se toplinska energija radnog fluida pretvara u kinetičku energiju strujanja većih kontinualnih elemenata fluida, a tek se potom ova kinetička energija prenosi na kolo. Proces pretvorbe toplinske energije kod ova dva tipa toplinskih strojeva obavlja se dakle na dva bitno različita načina. Kod toplinskih stapnih strojeva je neposredna dok je kod toplinskih turbina posredna putem kinetičke energije strujanja.

Druga veoma značajna razlika se sastoji u načinu prijenosa mehaničke energije dobivene gibanjem pokretnih elemenata stroja. Kod turbina mehanička energija je dobivena odmah u veoma pogodnom obliku za daljnje korištenje, tj. u obliku rotacije rotora. Kod stapnih strojeva mora se posebnim mehanizmom pravocrtno gibanje pretvarati u rotaciju pa je taj proces pretvorbe posredan.

Iz navedene razlike procesa pretvorbe i prijenosa energije kod prvog i drugog tipa strojeva slijede i njihove glavne prednosti, ali i nedostaci. Kako se kod turbina rad dobiva u veoma pogodnom obliku putem rotacije rotora, rad im je mirniji jer nema pravocrtno gibajućih masa koje je teško potpuno uravnotežiti. Mirniji rad omogućuje da se mogu graditi jedinice za veoma velike snage koje su sigurne u pogonu. Radni fluid ne dolazi u dodir s uljem i ostaje veoma čist. On struji neprekidno u jednom zatvorenom kontinuiranom toku te se za dobivanje toplinske energije mogu koristiti i najlošija goriva. Međutim, ovakav indirektan način pretvaranja toplinske energije kod toplinskih turbina pored ovih navedenih prednosti donosi i određene značajne nedostatke. Jedan od njih je što je brzina strujanja, nastala pretvaranjem kaotičnog gibanja molekula u sređeno strujanje fluida, veoma velika (reda veličine kaotičnog gibanja molekula). Zbog toga s jedne strane nastaju veći gubici radne sposobnosti plina kod strujanja s tako velikim brzinama kroz toplinske turbine. S druge strane ovako velike brzine strujanja traže (za dobru pretvorbu kinetičke energije u mehanički rad putem rotacije) i velike brzine rotacije rotora.

Upravo i tokom razvoja toplinskih strojeva pokazale su se dvije bitne prednosti parne turbine ispred parnog stapnog stroja koje su u veoma kratkom roku dovele do dominacije primjene parnih turbina, a potom i do eliminacije parnog stapnog stroja iz široke primjene. To je bila mogućnost povećanja temperature pare sve do visokih pregrijanja, jer su ležaji turbine udaljeni od radnog parnog prostora, dok kod stapnog stroja treba uvoditi ulje u radni cilindar te primjena kondenzatora sa značajnim vakuumom, tj. takvim volumenom pare na izlazu iz turbine, koji se zbog ograničenog stapaja parnog stroja ne može uspješno iskoristiti. Druga prednost je mala specifična masa radnog dijela a posebice temelja te odsustvo dodatnih zamašnih masa i mogućnost znatnog povećanja jedinične snage.

#### 0.4. Princip rada i osnovni elementi toplinskih turbina

Kako se kod toplinskih turbina mora prvo toplinska energija pretvoriti u kinetičku energiju uređenog toka fluida, to one moraju imati takve elemente u kojima se to može postići. Pretvorba toplinske energije u kinetičku energiju uređenog toka fluida može se ostvariti adijabatskim procesom ekspanzije pri čemu tlak opada, a brzina strujanja raste. Za takav adijabatski plinsko - dinamički proces moraju postojati kanali čiji se presjeci mijenjaju na odgovarajući način. Ti mirujućii kanali koje oblikuju statorske lopatice pričvršćene neposredno ili posredno preko dijafragmi u kućište turbine čine onda sapničko ustrojstvo ili statorsku rešetku turbine koja je obilježena s (1) na sl.0.10.a. Na sl.0.10.a prikazana je samo jedna sapnica (statorski kanal) dok u stvarnosti one mogu biti razmještene po čitavom obodu ili njegovom dijelu. U sapničkom ustrojstvu para ili plin ekspandira do tlaka  $p_1$  na izlazu. Prilikom ekspanzije brzina radnog fluida raste s brzine  $c_0$  na ulazu na brzinu  $c_1$  na izlazu, da bi s tako povećanom brzinom (visokom kinetičkom energijom) ulazio u kanale radnog kola koje čine rotorske lopatice (3) pričvršćene na disk (4). Na taj se način u sapnicama obavlja prva pretvorba toplinske energije, potencijalne u kinetičku. U radnom se kolu može dalje nastaviti proces pretvorbe toplinske energije u kinetičku energiju struje radnog fluida (daljnja ekspanzija ako je  $p_1 > p_2$ ). No, uz to oblik kanala radnog kola mora biti takav da se ostvari još jedan važan proces. To je proces prenošenja kinetičke energije toka fluida na rotor, odnosno njena pretvorba u mehanički rad. To se može postići samo na taj način ako se pri strujanju radnog fluida kroz kanale radnog kola pojave sile, dok se pak to postiže posebnim oblikom lopatica koje se nalaze poredane po obodu radnog kola. Ako se mehanički rad dobiva na račun kinetičke energije radnog fluida, apsolutna brzina pare na izlazu iz rotorskih kanala  $c_2$  je manja od apsolutne brzine na ulazu u rotorske lopatice  $c_1$ . Na taj se način, u kanalima rotorskih lopatica obavlja druga pretvorba energije: kinetička se energija pare pretvara u mehanički rad putem rotacije rotorskih lopatica.

Dva bitna funkcionalna elementa svake turbine su dakle mirujuće (statorske) lopatice (sapnice), (1), na određeni način smještene u kućište (obično preko dijafragme u kojoj su smještene) i radno kolo s rotorskim lopaticama razmještenima po njegovom obodu. Statorske i rotorske lopatice poredane po obodu čine kanale u kojima se obavljaju određene termodinamičke promjene i pretvorbe energije. One se obično nazivaju statorska i rotorska rešetka i čine turbinski stupanj. Svakako da svaka turbina pored ova dva najvažnija funkcionalna elementa mora imati i druge uglavnom konstrukcijske elemente. Naime, jedno ili više radnih kola mora biti pričvršćeno na vratilo (5) kojim se okretni moment preko spojke (8) prenosi na radni stroj. Vratilo s radnim kolom ili više radnih kola naziva se rotor turbine. Da ne bi radni fluid izlazio u okolinu, radni prostor turbine mora biti zatvoren. U tu svrhu služi kućište turbine (2) koje istovremeno štiti rotor od oštećenja. Rotor turbine leži u potpornim nosivim ležajima (7) koji preuzimaju sile zbog vlastite mase rotora. Osim sile, koja izaziva rotaciju rotora, na njega djeluje od strane pare i aksijalna sila koju preuzima odzivni ležaj (6). Odzivni i nosivi ležaji osim toga služe za aksijalno i radijalno vođenje rotora, tj. osiguravaju potrebne radijalne i aksijalne zazore pri rotaciji. Na mjestima gdje rotor prolazi kroz kućište ili ostale mirujuće dijelove mora se s jedne strane spriječiti kontakt rotirajućeg rotora o mirujućii stator a s druge strane gubitak radnog fluida u okolinu. Zbog toga se na tim mjestima ugrađuju bezkontaktne labirintne brtve.

Detaljniji opisi prikaz konstrukcije toplinske turbine bit će dan na presjeku kroz parnu kondenzacijsku jednokućišnu turbinu snage 50 MW kod koje su parametri pare na ulazu, tlak 8,8 MPa, a temperatura 535°C. Uzdužni presjek je dan na sl.0.10.b. Kao što je već rečeno, svaka turbina, pa i ova se sastoji od statorskih i rotorskih elemenata. Kombinacija svih statorskih elemenata obično se naziva stator, a rotirajućih elemenata rotor. Prikazana turbina ima rotor kombiniranog tipa. Početnih 19 diskova, koji rade u području s visokim tlakom i temperaturom su izrađeni (iskovani) zajedno s turbinskim vratilom, dok su posljednja tri napravljena odvojeno te su navučeni na vratilo. Primjena navučenih diskova u području visokih temperatura se ne običava zbog mogućeg popuštanja steznog spoja uslijed puzanja materijala. Posljednja tri diska su izrađena odvojeno zbog nemogućnosti izrade kovanjem u jednoj cjelini s vratilom zbog velikog promjera.

Kombinacija statorske (sapničke) rešetke sa statorskim lopaticama učvršćenim u sapničke kutije ili dijafragme i rešetka rotorskih lopatica montirana na disku iza statorske niz tok pare je turbinski stupanj. Strujni put (ili općenito strujno ustrojstvo) ove jednoosovinske turbine se sastoji od 22

turbinska stupnja, od kojih se prvi naziva regulacijski stupanj. Svi ostali stupnjevi su međustupnjevi turbine, osim posljednjeg.

U svakoj statorskoj rešetki, tok pare se ubrzava u kanalima koje tvore statorske lopatice sa specijalno odabranim profilom i koji su tako orijentirani da bi se osigurao bezsudarni ulaz u kanale između rotorskih lopatica. Tok pare na rotorskim lopaticama razvija sile, koje daju vrtnju diskovima i spojenom vratilu.

Kako para struji od prvog do posljednjeg stupnja, njen tlak opada, a značajno raste specifični volumen, koji za strujanje nužno traži postupno povećanje poprečnih presjeka statorskih i rotorskih rešetki i, u skladu s tim, povećanje visine lopatica i srednjeg promjera stupnja.

Turbinski rotor ima na svom prednjem kraju jedno prispojeno vratilo koje ima na sebi osjetnik broja okretaja (tzv. centrifugalni izvrstilac); osjetnik može djelovati na ventile sustava zaštite i regulacije da se zatvore i prekinu dovod pare turbini ako broj okretaja turbine prekorači iz različitih razloga nominalni broj za 10 do 12%.

Kraj prispojenog vratila je spojen preko elastične spojke s vratilom glavne uljne pumpe. Usisna strana glavne uljne pumpe je spojena s kućištem ležaja.

Glavna uljna pumpa je namijenjena za dovođenje ulja u sustav za podmazivanje ležaja turbine i električnog generatora (pod tlakom 0,15 MPa) i u sustav regulacije (pod tlakom 2 MPa) koji automatski održava traženi broj okretaja rotora turbine. Osjetnik broja okretaja sustava regulacije (tzv. centrifugalni regulator) ugrađen je na kraj vratila uljne pumpe. Na drugom kraju, turbinski rotor je preko poluelastične spojke spojen s rotorom električnog generatora.

Turbinski stator ima kućište s privarenim sapničkim kutijama na koje su također zavarena kućišta regulacijskih ventila. Stator sadrži unutar kućišta vanjske brtve, dijafragme, njihove umetke (unutarnja kućišta) te brtve u dijafragmama. Kućište turbine ima uobičajeni horizontalni prirubnički spoj koji spaja gornju i donju polovicu kućišta te dodatna dva vertikalna spoja koja ga dijele na prednji i srednji dio, te ispušni dio. Prednji dio kućišta je u lijevanoj izvedbi dok su srednji i ispušni dio u zavarenoj izvedbi.

Kućišta turbinskih ležaja su također statorski dio turbine. Prednji ležajni blok se sastoji od nosivo - odzivnog ležaja, a stražnji samo od nosivih ležaja turbine i rotora generatora.

Prednji ležajni blok leži na temeljnoj ploči i kako se turbinsko kućište širi zbog zagrijavanja slobodno se pomiče duž ploče. Stražnji ležajni blok je izrađen zajedno s ispušnim dijelom kućišta, koje se drži nepomičnim pomoću uzdužnog i poprečnog klina, a presjecište njihovih osi zove se "mrtva točka" turbine.

Prednji je dio turbinskog kućišta spojen s prednjim ležajnim blokom preko prirubnice (ili tzv. noge) izvedene na kućištu i poprečnih klinova smještenih u utorima između kućišta turbine i kućišta ležaja. Taj tip spoja osigurava da se, kako se kućište turbine isteže prilikom zagrijavanja ili skraćuje prilikom hlađenja, njegove toplinske deformacije u potpunosti prenose na kućište prednjeg ležajnog bloka koje kliže duž temeljne ploče i prenose se preko odzivnog ležaja na rotor turbine, tako da aksijalni zazori između rotirajućih i mirujućih dijelova u strujnom ustrojstvu turbine ostaju približno isti (unutar dopuštenih odstupanja).

Kućište stražnjeg ležajnog bloka turbine obuhvaća ustrojstvo za polagano okretanje rotora kod starta i ispada turbine iz rada. Ono se sastoji od elektromotora s pužnikom na svojoj osovini. Pužnik ulazi u pužno kolo ugrađeno na međuvratilu. Pogonski zupčanik na tom vratilu, nakon zahvata s povratnim mehanizmom, dolazi u zahvat sa zupčanikom na vratilu turbine. Kod dovođenja pare u turbinu, rotor se počinje vrtjeti sa sve većim brojem okretaja i pogonski zupčanik automatski isključuje ustrojstvo.

Navest će se samo osnovni elementi sustava regulacije i upravljanja turbine: to su ovdje četiri ventila za regulaciju količine radnog fluida dovedenog u turbinu, bregasto vratilo koje pogoni vreteno servomotora; posljednji je upravljani pomoću impulsa od regulatora broja okretaja i djeluje na regulacijske ventile. Bregovi bregastog vratila su profilirani tako da se regulacijski ventili otvaraju sukcesivno jedan iza drugog. To sukcesivno otvaranje i zatvaranje ventila gotovo sasvim isključuje

prigušivanje pare, tj. kod nižeg opterećenja turbine od nominalnog, para se prigušuje samo u ventilu koji je djelomično otvoren, dok su ostali ventili otvoreni ili zatvoreni u potpunosti.

Taj se način raspodjele dovedene pare turbini naziva regulacija grupa sapnica, za razliku od regulacije prigušivanjem kod koje se ukupna količina pare, i kod punog i kod djelomičnog opterećenja turbine, propušta kroz jedan ili više ventila koji rade istovremeno uz istu otvorenost (zatvorenost) i prigušuje se prije ulaska u sapnice prvog stupnja, tj. njen tlak se bitno snižava, što ima za posljedicu niži raspoloživi toplinski pad i nižu iskoristivost turbine.

Veći je dio topline sadržan u pari gubitak u kondenzatoru parno - turbinskog postrojenja. Taj se gubitak topline može umanjiti oduzimanjem dijela pare iza pojedinih međustupnjeva turbine za predgrijavanje napojne vode prije nego što ona uđe u generator pare.

## 0.5. Klasifikacija toplinskih turbina

Iako postaje čak i standardi za klasifikaciju toplinskih turbina, najbolje je pridržavati se već uobičajene klasifikacije. A najčešća je klasifikacija prema radnom fluidu koji struji kroz turbinu. Ako kroz toplinsku turbinu struji para, onda se turbina naziva *parna turbina*, a ako struji plin, onda je to *plinska turbina*. Odmah se može uočiti da ovakva klasifikacija nije opravdana s gledišta proučavanja strujanja u samoj turbini, tj. s gledišta same osnovne teorije. Proces koji se odigravaju u samoj turbini su isti bilo da se radi o strujanju pare ili o strujanju plina. No ipak je ovakva klasifikacija opravdana s gledišta proučavanja turbine u sklopu cijelog postrojenja. Postrojenja parne i plinske turbine moraju se razlikovati jer rade po dva sasvim različita termodinamička ciklusa. Principijelno po zakonima termodinamike i mehanike fluida kojima se mogu opisati procesi strujanja u toplinskim turbinama i prema obliku osnovnih funkcionalnih elemenata nema nikakve razlike čiji bi uzrok bio u razlici radnog fluida. Parna turbina se s te točke gledišta proučavanja strujanja može nazvati plinskom turbinom s parom (para je plin) i obrnuto plinska turbina se može zvati parna turbina (jer se svaki plin može zamisliti kao para kapljevine tog istog plina). Vidi se dakle da je podjela na parne i plinske turbine od sporednog značaja s gledišta proučavanja strujanja u samim strojevima. No zbog razlike u ciklusima svrsishodna je i povijesno uobičajena podjela na plinska i parna turbo - postrojenja.

Parne turbine najčešće rade s vodenom parom. Ima izvedenih postrojenja koja rade s živinom parom, međutim to je samo od eksperimentalnog značaja, kao i postrojenja s parom freona.

Parne turbine se prema načinu i mjestu gdje se para odvodi od turbine mogu podijeliti na kondenzacijske parne turbine i parne turbine s protutlakom, na kondenzacijske parne turbine s jednim ili više oduzimanja, te protutlačne parne turbine s jednim ili više oduzimanja.

Kondenzacijske parne turbine su one kod kojih se para koja izlazi iz turbine odvodi u kondenzator. Tu se ona kondenzira pomoću rashladnog fluida, a toplina kondenzacije se ne koristi ni za kakve daljnje svrhe grijanja već se predaje okolini. U pravilu je tlak pare koja se kondenzira niži od atmosferskog da bi se snizila temperatura pri kojoj nastaje kondenzacija, a iskoristila u najvećoj mogućoj mjeri radna sposobnost pare za dobivanje rada. Kondenzat se odvodi u generator pare kao napojna voda. Ekspanzijom pare do tlaka dosta nižeg od atmosferskog, a time i do temperature koja je samo malo viša od temperature okoline, dobiva se iz pare skoro maksimalni rad. Ovo i odgovara namjeni ovih turbina, koje prije svega služe za proizvodnju električne energije u termoelektranama. U ovakvim postrojenjima je potrebno iz topline dobiti najveći mogući rad. Ovo se pak može postići samo ako se ekspanzija pare produži skoro do temperature okoline. Kako se ekspanzija pare u turbini, kako je navedeno, vrši skoro do temperature okoline, zbog dobivanja najvećeg mogućeg rada, to je nemoguće iskoristiti toplinu kondenzacije za daljnje svrhe. Kondenzacijska parna turbina je prikazana na sl.0.11.

Protutlačne parne turbine se primjenjuju onda kada je pored mehaničkog rada (odnosno električne energije) potrebna za neke industrijske ili komunalne potrebe toplina. U tom se slučaju s ekspanzijom pare ne ide (kao kod kondenzacijske turbine) skoro do temperature okoline. Proces ekspanzije ide samo do onih tlakova odnosno temperatura, koje su potrebne za neki proces. Para koja izlazi iz turbine odvodi se potrošačima pare ili potrošačima topline te pare. Kako su kod većine ovakvih procesa potrebne više temperature pare, to su tlakovi pare obično visi od atmosferskog. Zato se ovakve turbine i nazivaju protutlačnim. Turbina radi u jednom postrojenju u kojem se kombinirano dobivaju dva

proizvoda. Jedan je električna energija, a drugi toplina koju ima para koja se odvodi potrošačima. Takva postrojenja su obično elektrane - toplane. Protutlačna parna turbina je prikazana na sl.0.12. Jedina razlika između postrojenja turbine s protutlakom i turbine s kondenzacijom je u tome što se kod postrojenja turbine s protutlakom toplina predaje potrošačima topline. Kod postrojenja s kondenzacijskom parnom turbinom toplina kondenzacije se naprotiv predaje okolini.

Parne turbine s oduzimanjem pare (tzv. reguliranim oduzimanjem, pošto se parametri oduzete pare reguliraju) i kondenzacijom su kombinacija prethodna dva tipa turbina. Kod ovih se turbina jedan dio pare, koji je ekspandirajući od ulaznog tlaka predao određeni rad rotoru, oduzima iz turbine i odvodi potrošačima pare. Ostatak pare ekspandira dalje do tlaka kondenzacije pri čemu se iz nje dobiva i dalje rad. I ovakve turbine služe, dakle kao i turbine s protutlakom, u spojnim ciklusima za dobivanje električne energije iz topline i za snabdijevanje potrošača toplinom. Ukoliko se para, koja dalje ekspandira u turbini nakon mjesta u kojem se određeni dio oduzima, ne uvodi u kondenzator već i ona ostaje na višem tlaku onda je to turbina s oduzimanjem i protutlakom. Ukoliko potrošači zahtijevaju paru različitih tlakova i temperatura, mogu se graditi turbine s dva oduzimanja, s tri oduzimanja, itd. Mogućnosti kombinacije ovakvih tipova su mnogobrojne, pa se susreću veoma različiti tipovi.

Na sl.0.13.a. je prikazana kondenzacijska turbina s jednim reguliranim oduzimanjem, a na sl.0.13.b. kondenzacijska turbina s dva regulirana oduzimanja. Na sl.0.14. je prikazana protutlačna turbina s jednim reguliranim oduzimanjem.

Plinske turbine su turbine koje rade s raznim plinovima. Prema vrsti postrojenja one se mogu klasificirati slično postrojenjima parnih turbina. I kao što su kod postrojenja parnih turbina uglavnom moguća dva tipa postrojenja, jedno zatvorenog, a drugo otvorenog toka, tako se i plinske turbine mogu klasificirati na plinske turbine zatvorenog i na plinske turbine otvorenog toka (ili tipa). Kod plinskih turbina zatvorenog toka određeni pogodni plin kao radni fluid obavlja zatvoreni kružni ciklus. Izmjena topline između produkata izgaranja i radnog fluida se obavlja preko izmjenjivačke površine. Produkti izgaranja se dakle ne miješaju s radnim fluidom, slično kao kod generatora pare u parnom postrojenju. Ali treba uočiti dvije osnovne razlike kod plinsko - turbinskog bloka. Prva važna razlika je da radni fluid po izlasku iz turbine ne kondenzira, već ostaje plinovit. Ova razlika, uvjetovana samim ciklusom po kojem postrojenje radi, uvjetuje i daljnju veoma bitnu razliku. Dok je kod parnog postrojenja kondenzat mogao biti prebacivan u generator pare s pumpom, ovdje za povećanje tlaka radnog fluida mora biti upotrijebljen kompresor. Zbog toga je rad potreban za komprimiranje radnog fluida u kompresoru veoma velik i iznosi 60 do 70% od rada kojeg obavlja turbina. Rad za povišenje tlaka napojnoj vodi je, međutim, kod parnog postrojenja samo nekoliko postotaka od rada koji se dobiva ekspanzijom pare u parnoj turbini. Kod ovako zatvorenog toka postrojenje s plinskom turbinom ima sve one prednosti koje ima i postrojenje s kondenzacijskom parnom turbinom, a koje proizlaze iz zatvorenog kružnog ciklusa. Te su prednosti uglavnom mogućnosti primjene bilo kojeg (pa i najlošijeg) goriva, jer se produkti izgaranja ne miješaju s radnim fluidom. Zbog čistoće radnog fluida ne postoji (odnosno minimalna je) opasnost korozije vitalnih elemenata turbine i postrojenja. No zbog fizikalnih svojstava plinova koji dolaze u obzir za rad postrojenja plinske turbine zatvorenog tipa ovakvo postrojenje ima i velike nedostatke. Ti nedostaci potiču od nepovoljnih osobina plinova u pogledu koeficijenta prijelaza topline. Zbog toga se dobivaju veoma velike i veoma skupe površine za izmjenu topline kod ovakvog postrojenja plinske turbine.

Plinska turbina s otvorenim tokom se češće primjenjuje. Kod ovakvog plinsko - turbinskog postrojenja zrak koji se uzima iz atmosfere i komprimira u kompresoru služi za izgaranje goriva. Ovdje dakle ne postoji izmjena topline preko površine. U komprimirani zrak se ubrizgava gorivo koje izgara u komori izgaranja i pri tome se ne mijenjaju samo termodinamičke veličine stanja nego se mijenja i kemijski sastav radnog fluida. Pored prednosti koju uvjetuje upotreba komore izgaranja u pogledu njene cijene u usporedbi s cijenom površinskog izmjenjivača, ona prouzrokuje i veliki nedostatak ovoga postrojenja. Produkti izgaranja sadrže još velike količine kisika iz zraka. Zbog prisutnosti tog kisika kod neadekvatno izabranih goriva pojavljuje se korozija vitalnih elemenata kako same turbine tako i ostalih dijelova postrojenja. Postrojenje otvorenog tipa gubi dakle onu važnu prednost postrojenja zatvorenog tipa, tj. da može raditi s bilo kojim gorivom. Ono može efikasno raditi samo s pogodnim boljim gorivima, koja su u principu i skuplja. Kod postrojenja otvorenog tipa postoji još jedna prednost zbog koje se ono puno češće primjenjuje nego postrojenje zatvorenog tipa. Za hlađenje

radnog fluida nije potreban hladnjak koji je također izmjenjivač topline površinskog tipa. Plinovi izgaranja se jednostavno mogu ispustiti u atmosferu. No to povlači za sobom i određeni nedostatak postrojenja tog tipa. Plinovi izgaranja na izlazu iz turbine imaju još uvijek visoku temperaturu što znači i visoki gubitak topline koja odlazi s njima i istovremeno nisku termodinamičku iskoristivost postrojenja.

Prema načinu rada, odnosno bolje rečeno prema načinu na koji se realizira sila u rotorskim lopaticama, turbine se mogu podijeliti uglavnom na tri tipa. Ti tipovi su akcijski, reakcijski i kombinirani.

Kod akcijske turbine para ili plin ekspandira uglavnom u statorskim lopaticama (tj. statorskoj rešetki) turbinskog stupnja. Sile koje se dobivaju na obodu rotorskog kola i koje djeluju na lopatice su posljedica uglavnom skretanja tj. promjene pravca relativne brzine. Ova promjena impulsa zbog skretanja daje sile koje djeluju na lopatice rotora. Fluid se dakle u statorskoj rešetki priprema da bi se kinetička energija dobivena ekspanzijom u njoj pretvorila u mehanički rad putem rotacije rotora. Ako se sva raspoloživa promjena toplinske energije izražena preko entalpije koristi u jednom stupnju, onda se ovakva turbina naziva *akcijska turbina s jednim stupnjem*, koju znači predstavlja jedan akcijski stupanj, sl.0.15. Kako se zbog što veće snage turbine mora ići na sve veće tlakove i temperature pare, to su raspoloživi toplinski padovi pare (promjene entalpije) takvi da traže pretvorbu u više stupnjeva. U tom slučaju ovakve turbine se nazivaju *akcijske turbine s više stupnjeva*, sl.0.16. Može se međutim kod velikih promjena toplinskog pada u statorskoj rešetki dobiti velika kinetička energija na njenom izlazu. Nju onda nije pogodno iskoristiti u jednoj rotorskoj rešetki, već u dvije ili više. Ovakav tip turbine, kod kojeg se kinetička energija dobivena ekspanzijom u jednoj statorskoj rešetki koristi u više rotorskih rešetki, naziva se po pronalazaču *Curtisova turbina* (s dva, tri ili više redova rotorskih lopatica), sl.0.17. Mogući su i kombinirani tipovi. Tako se može akcijska turbina sastojati od jedne Curtisove turbine (obično kao prvi ulazni regulacijski stupanj) i više jednostavnih akcijskih stupnjeva, sl.0.18.

Kod reakcijske turbine para ili plin ekspandira kako u statorskim lopaticama (odnosno statorskoj rešetki) tako i u rotorskim lopaticama (odnosno rotorskoj rešetki). Ova ekspanzija je uglavnom najčešće takva da se realizira podjednaka promjena toplinskog pada i u statorskoj i u rotorskoj rešetki. U ovom se slučaju dakle sila na obodu rotorskih lopatica ne dobiva samo kao posljedica skretanja. Zbog promjene toplinskog pada u rotorskoj rešetki para ili plin se ubrzavaju, pa je sila posljedica i toga ubrzavanja. Zbog pojave ove reakcijske sile ovakva se turbina i naziva *reakcijska turbina*. Ako se sva promjena entalpije koristi samo u jednom stupnju, to je *reakcijska turbina s jednim stupnjem*. Najčešći je međutim kod ovog tipa slučaj korištenja raspoloživog toplinskog pada u više stupnjeva. To je onda *reakcijska turbina s više stupnjeva*. Veoma često se ovakvi tip turbine prema svom pronalazaču naziva *Parsonsova turbina*, sl.0.19. Kombiniranog tipa su one turbine koje imaju kako akcijske, bilo jednostavne ili Curtisove, tako i reakcijske stupnjeve, sl.0.20.

Prema smjeru strujanja radnog fluida turbine su *aksijalnog* ili *radijalnog* tipa. Svi tipovi prikazani na prethodnim slikama su aksijalnog tipa. Kod ovog tipa turbine protočno strujanje ima uglavnom pravac približno paralelan osi rotacije turbine.

Aksijalne turbine mogu spadati u bilo koji od ranije navedenih tipova. Tako bi bliži naziv za turbinu na sl.0.15 bio *akcijska aksijalna turbina s jednim stupnjem*. Na sl.0.17 je prikazana *aksijalna Curtisova turbina s dva reda rotorskih lopatica*, na sl.0.16 *akcijska aksijalna turbina s više stupnjeva*, a na sl.0.19 *reakcijska aksijalna turbina s više stupnjeva*. Ako protočno strujanje ima uglavnom radijalni smjer, takva se turbina naziva *radijalna*.

Na sl.0.21 je prikazana jedna radijalna turbina s više stupnjeva. Kod radijalnih turbina je moguće umjesto statorskih lopatica, koje čine statorsku rešetku, primijeniti samo rotorske lopatice. U tom je slučaju smjer okretanja ovakvih rotorskih lopatica suprotan, pa one moraju biti ugrađene na dva diska. One tada pokreću dva međusobno odvojena generatora. Čitava promjena toplinskog pada odigrava se samo u rotorskim lopaticama. Na sl.0.7 je shematski prikazana u meridionalnom presjeku takva radijalna reakcijska turbina s više stupnjeva koja se po svom pronalazaču naziva *Ljungstromova turbina*. Umjesto većeg broja redova lopatica rotora koje su slične lopaticama aksijalnih turbina, kao što je slučaj kod radijalnih turbina prikazanih na sl.0.21 i sl.0.7 može se primijeniti jedno kolo s



radijalnim lopaticama. Strujanje kod ovakvog kola je od periferije k osi, pa se ovaj tip zbog toga naziva *centripetalna turbina*, sl.0.22. Također, smjer strujanja može biti i tangencijalan, sl.0.23.

Prema stanju pare parne turbine se mogu podijeliti na turbine niskog (do 10 bar), turbine srednjeg (do 88 bar), turbine visokog (do 224 bar) i turbine najvišeg tlaka (iznad 224 bar). Ovakva se podjela zasniva s jedne strane na primjeni dostupnih materijala (za turbine do 88 bar moguća je primjena feritnih čelika), a s druge strane na termofizikalnim svojstvima vode i vodene pare (kritično stanje iznad 224 bar).

Prema temperaturi na ulazu u turbinu, turbine se dijele na turbine za zasićenu paru, turbine za srednje temperature (do 485°C), turbine za visoke temperature (do 565°C) i turbine za najviše temperature (iznad 565°C). Ova podjela je u direktnoj vezi s raspoloživim materijalima za primjenu na pojedinim temperaturama, pri čemu temperatura do 565°C predstavlja granicu primjene feritnih čelika.

Prema broju kućišta turbine se mogu podijeliti na jednokućišne, sl.0.24, dvokućišne, sl.0.25, i višekućišne, sl.0.26, a prema broju vratila na turbine s jednim, sl.0.24, dva, sl.0.27, ili više vratila.

Toplinske turbine mogu se podijeliti i prema području primjene. Parne i plinske turbine raznih vrsta i tipova mogu se primjenjivati kao pogonski strojevi u raznim područjima industrije i prometa. U nekima su granama one zauzele vodeće mjesto, dok u drugim su u oštroj konkurenciji s ostalim pogonskim strojevima, i to uglavnom s Diesel i Otto motorom. Najvažnija područja primjene mogu se očekivati iz glavnih karakteristika ovih strojeva. Postrojenje s parnom ili plinskom turbinom poslije dugogodišnjih usavršavanja je steklo karakteristike postrojenja u kojem se na najsigurniji i najekonomičniji način može proizvoditi velika količina električne energije iz najrasprostranjenijih fosilnih goriva, kao i iz nuklearnog goriva. Zbog toga je njihova najznačajnija primjena u termoelektranama. Tu je parna turbina zauzela vodeće mjesto. Interesantno je zbog toga razmotriti razloge ovakvog vodećeg mjesta primjene parne turbine i perspektive u budućnosti.

Radi ilustracije tvrdnje da je parna turbina zauzela vodeće mjesto, mogu se navesti podaci Komisije za atomsku energiju vlade SAD o učešću pojedinih nosilaca energije u proizvodnji električne energije koji su dani u tablici 0.1.

Tablica 0.1. Učešće pojedinih nosilaca energije u proizvodnji električne energije

	1970.	Parni blok	1980.	Parni blok
<b>Ugljen</b>	53		35	
<b>Plin</b>	22		13	
<b>Nafta</b>	6	85	3	87
<b>Nuklearno gorivo</b>	4		36	
<b>Hidroenergija</b>	15	15	13	13

Ovakvo stanje primjene parnog postrojenja postoji i u ostalim industrijskim zemljama. Izuzetak čine one zemlje gdje još postoje jeftine lokacije za gradnju hidroelektrana. Međutim, i tu se udio parnih postrojenja u proizvodnji električne energije naglo povećava (primjeri su Italija, Švedska, Francuska, Japan). U svezi s ovako velikom primjenom parnog postrojenja i postrojenja s parnom turbinom, interesantno je potražiti odgovor na dva veoma važna pitanja. Jedno je pitanje koji su razlozi ovako velike primjene parnog postrojenja. A drugo pitanje je još važnije za razumijevanje razvoja energetike uopće. Da li će ovakva situacija ostati u budućnosti i kakav se razvoj postrojenja s parnom turbinom može očekivati.

Razlozi za veliku primjenu postrojenja s parnom turbinom mogu se rezimirati na sljedeći način:

- 1) Zbog naročito pogodnog načina pretvorbe toplinske energije u kinetičku energiju strujanja (kontinuirani strujni proces) i povoljnog načina prijenosa kinetičke energije na sam rotor, dobiva se mehanički rad u najpogodnijem obliku rotacije rotora. Zbog ovako jednostavne i pogodne pretvorbe postrojenje ima veliku sigurnost u pogonu. A velika sigurnost u pogonu zahtjeva se kao bezuvjetna karakteristika postrojenja koja snabdijevaju industriju, javnu

potrošnju i promet električnom energijom. Dugogodišnjim usavršavanjem postrojenje s parnom turbinom dostiglo je takvu sigurnost u pogonu da se ona može mjeriti sa sigurnošću u pogonu postrojenja s vodnim turbinama. Ovo se još izrazitije ističe ako se uzme u obzir utjecaj promjenjivih hidrometeoroloških prilika na rad postrojenja vodnih turbina.

- 2) Potrebe za električnom energijom suvremenog svijeta i rastuća potrošnja električne energije u industrijskoj obradi proizvoda su veoma veliki. Oni se mogu zadovoljiti samo izgradnjom sve većih i većih postrojenja sa što manjim trajanjem građenja. Kako se računa da se u svijetu potrošnja električne energije udvostručuje za svakih 10 godina, to praktično znači da se instalirani kapaciteti moraju svakih 10 godina udvostručavati. Zbog toga se mora (za osiguranje ovakve potrošnje) primijeniti ono postrojenje koje će zadovoljiti ovakve zahtjeve. Jedino postrojenje koje se može graditi za veoma velike snage, brzo, s maksimalno mogućom primjenom standardnih projekata, sličnom primjenom i skraćivanjem vremena građenja, je postrojenje s parnom turbinom. Kao ilustracija veličine snage neka posluži podatak da se u pogonu nalaze jedinice od 1.300 MW.
- 3) Izgradnjom većih jedinica (da bi se dostigla rastuća potrošnja) poboljšava se postrojenje s parnom turbinom u više pravaca. Prva i najvažnija posljedica povećanja snage je smanjenje troškova građenja postrojenja, čime se smanjuje udio energije. Kod većih postrojenja moguće je primijeniti i više parametre pare te time smanjiti specifičnu potrošnju topline. Veće jedinice mogu se uvijek poboljšati i u strujnom pogledu, te i to pridonosi uštedama. Zbog smanjenja potrošnje topline smanjuju se troškovi goriva po jedinici proizvedene energije. Zbog svega ovoga dobiva se interesantni privredni fenomen da, i pored neprekidnog porasta cijena materijala za izgradnju postrojenja i porasta cijena goriva, cijena električne energije u svijetu se ne povećava, čak ima slučajeva da se smanjuje.
- 4) Blok s parnom turbinom radi sa zatvorenim kružnim ciklusom radnog fluida vode i vodene pare. Prema tome u postrojenju se mogu koristiti sve vrste goriva. Izgrađena su i takva postrojenja koja kao gorivo koriste gradski otpad. Međutim, najveći broj postrojenja radi s ugljenima čije su rezerve relativno dosta velike.
- 5) Primjenom nuklearne energije proširuje se krug nosilaca energije, a postrojenje parne turbine postaje još od većeg značaja.
- 6) Velike jedinice mogu biti potpuno automatizirane i vodene digitalnim procesnim računalima. Može se onda i za velike sustave s mnogobrojnim jedinicama dobiti najekonomičniji raspored opterećenja. Osim toga vođenje računalom otklanja mogućnost smanjenja sigurnosti zbog subjektivnih činioaca u vođenju postrojenja. Time se dalje snižavaju troškovi proizvodnje i povećava sigurnost u pogonu.
- 7) Kod većeg broja istovrsnih jedinica moguće je proširiti standardizaciju u najvećoj mogućoj mjeri, počevši od projekta, preko pripreme do svih elemenata postrojenja. Ovakvom primjenom standardnih (više puta u pogonu provjerenih i dugo vremena ispitivanih) elemenata, povećava se u najvećoj mogućoj mjeri sigurnost u pogonu.
- 8) Izgradnja postrojenja s parnom turbinom stimulira uglavnom visoko akumulativnu strojarsku industriju za koju je potreban visokokvalitetan kadar i znanje. Udio strojarske opreme iznosi oko 70 do 80% od cijene postrojenja.

- 9) Bržom izgradnjom postrojenja smanjuje se utjecaj gubitaka zbog umrtvljenog kapitala. Građenje postrojenja parnog bloka je puno kraće od građenja postrojenja s vodnim turbinama.

Kao ilustracija navedenih razloga mogu poslužiti neki prijedlozi međunarodnih standarda iz kojih se vidi porast parametara pare pri povećanju snage jedinica. Naročito ilustrativno je uspoređivanje karakteristika turbina po engleskom standardu *BBS 132*, tablica 0.2. Iz njega se može vidjeti da se prelaskom s jedinice do 30 MW na jedinicu od 200 MW iskoristivost poboljšava za 20,1%, a masa smanjuje za 58%.

Tablica 0.2. Engleski standard *BBS 132*

Max trajna snaga	Tlak ispred turbine	Tlak iza predgr.	Temperatura		Temperatura napojne vode	Broj oduzim.
			Ispred turbine	Iza predgr.		
MW	bar	bar	°C	°C	°C	-
<b>10</b>	28,1	-	426	-	149±6	3
<b>20</b>	28,1	-	426	-	149±6	3
<b>20</b>	42,1	-	454	-	149±6	4
<b>30</b>	42,1	-	454	-	168±6	4
<b>60</b>	63,2	-	482	-	191±6	5
<b>100</b>	105	-	565	-	210±6	6
<b>120</b>	105	29,2	538	538	224±6	6
<b>200</b>	166	-	565	538	238±6	7

Tlak u kondenzatoru 0,035 ili 0,065 bar

Prema ovom prijedlogu kao što se vidi ne samo da su normirani parametri, već su propisane i temperature zasićenja pare u oduzimanjima. To praktično znači da su definirani tlakovi u oduzimanjima turbine. Pored toga propisana je i specifična potrošnja pare, tj. potrošnja pare po jedinici snage. Iz toga se može zaključiti da je kvaliteta svih vodećih proizvođača turbina na sličnoj razini, jer su se čak uspjeli dogovoriti kolika će biti specifična potrošnja pare za određenu snagu i parametre turbine.

Na drugo pitanje, tj. da li se može očekivati da će i u budućnosti parni blok zadržati vodeće mjesto, može se potvrdno odgovoriti, ako se opet analizom glavnih faktora razmotri perspektiva razvoja primjene parnog bloka:

- 1) Zbog sve veće primjene automatizacije, sve većeg broja u dugotrajnom pogonu provjerenih elemenata i zbog sve boljeg poznavanja procesa može se očekivati da će se sigurnost parnog bloka povećavati.
- 2) Uvođenje novih materijala, poboljšanja procesa, primjena digitalnih računala u projektiranju i vođenju procesa omogućit će prelazak na sve veće i veće jedinice parnih blokova. Time će se jedino moći zadovoljiti rastuća potrošnja električne energije.
- 3) Uvođenjem sve većeg broja nuklearnih reaktora povećava se primjena parne turbine.
- 4) Izgradnjom sve većih postrojenja smanjivat će se kako udio troškova amortizacije, tako i udio troškova goriva, tako da se može očekivati zadržavanje, pa čak i snižavanje cijene električne energije proizvedene u parnom postrojenju.

Jasno da je pitanje perspektive primjene parne turbine povezano još s jednim veoma značajnim pitanjem. To pitanje je u vezi s mogućnosti pojave sasvim novih uređaja za proizvodnju električne energije iz topline goriva ili iz topline nuklearne energije. Od takvih uređaja, neki se nalaze u fazi

eksperimentalnog razvoja i za dogledno vrijeme neće biti konkurentni parnom postrojenju s parnom turbinom.

Razvoj plinske turbine je toliko napredovao da se i od ovog postrojenja može očekivati velika sigurnost u pogonu. Pošto je to jedan od važnih uvjeta za primjenu u termoelektranama, to plinska turbina i u njima nailazi na sve širu primjenu. Tu međutim postoje određeni razlozi zbog kojih njena primjena nije tako raširena, te u ukupnoj svjetskoj proizvodnji električne energije sudjeluje u zanemarivo malom postotku. Prvi razlog je da se postrojenje ne može graditi za onako velike snage kao što je to slučaj s postrojenjem parne turbine. Dok su već u pogonu parne turbine s jednim vratilom snage 600 MW, dotle je najveća plinska turbina u pogonu od oko 180 MW. Ne može se ni u budućnosti očekivati da će se plinska turbina moći graditi za veće snage. Zbog toga neće ni zauzimati naročitu ulogu u krupnoj energetici proizvodnje električne energije. Još jedna karakteristika plinske turbine koja ograničava njenu primjenu je njena osjetljivost na gorivo. Kako kod otvorenog tipa plinske turbine produkti izgaranja, koji struje kroz turbinu, sadrže još dosta kisika, to će kod neadekvatnih goriva taj kisik s primjesama iz goriva prouzrokovati koroziju lopatica. To prouzrokuje skraćenje radnog vijeka i smanjenje sigurnosti pogona. Zato plinske turbine otvorenog tipa mogu raditi samo s boljim, ali zbog toga i skupljim gorivima. Međutim, jedna karakteristika plinske turbine čini je veoma privlačnom za specijalne primjene u termoelektranama. Plinska turbina može biti daleko brže upuštena u rad od parne turbine. Naročito lake konstrukcije mogu se upustiti u rad iz hladnog stanja za samo nekoliko minuta.

Treba napomenuti da vrijeme upuštanja u rad jednog parnog bloka može trajati i nekoliko sati. Ova osobina kao i zahtjev da turbina mora raditi s boljim gorivom ukazuje da je pravo područje primjene plinskih turbina u termoelektranama pokrivanje promjenjivih i vršnih opterećenja. Ovakvi strojevi rade kratkotrajno tokom dana. One mogu uspješno pokrivati bilo konstantne dnevne vrhove opterećenja, bilo da rade s promjenjivim teretom. Kako zbog ovog malog broja sati rada u toku dana i broj sati rada u toku godine nije velik, to je njihova ukupna proizvedena energija u toku godine mala. Da bi zauzele mjesto u termoelektranama kao vršni strojevi, njihova cijena mora biti niska. To je zbog toga, da ne bi zbog male proizvodnje energije i malog broja sati rada, amortizacija postrojenja suviše opterećivala cijenu proizvedene energije. Prema tome postrojenje s plinskom turbinom može uspješno konkurirati postrojenju s parnom turbinom, ali samo u primjeni kao postrojenje za pokrivanje vršnih opterećenja. Ako je time mjesto plinske turbine u termoelektranama određeno, onda je očigledno da će za tu svrhu biti najpogodnija konstrukcija koja je najjeftinija i koja se najbrže može upustiti u pogon. Takva konstrukcija je razvijena na osnovi mlaznih motora koji služe samo kao generatori plina za jednu posebnu plinsku turbinu koja pokreće generator. Na sl.0.28 je prikazana konstrukcija plinsko - turbinskog bloka za termoelektrane. Svaka druga primjena plinske turbine u termoelektranama je u ovom trenutku isključena. Međutim i na ovom polju primjene plinska turbina može izgubiti bitku s postrojenjem parne turbine, ako se ona posebno konstruira za pokrivanje promjenjivih i vršnih opterećenja. U tom slučaju će i ono biti jeftinije. Ono ima osim toga veliku prednost pred postrojenjem s plinskom turbinom otvorenog tipa što može raditi s lošijim gorivom (što je od presudnog značaja) te se može graditi za daleko veće snage. Kako se danas većina zemalja povezuje dalekovodima tako da nastaju interkontinentalne mreže velike instalirane snage, to su potrebne snage za vršne strojeve veoma velike. Otuda postoji mogućnost da plinska turbina i uz povoljnu karakteristiku za pokrivanje vršnih opterećenja izgubi i ovo teško stečeno područje primjene. Međutim, sve veći napredak u razvoju tzv. *kombi postrojenja* ponovno pridonosi davanju većeg značaja plinske turbine u tom području primjene.

Drugo područje gdje je toplinska turbina zauzela vodeće mjesto je pokretanje zrakoplova. U ovom području ne samo da je plinska turbina zauzela vodeće mjesto, već se može reći da je napravila pravu revoluciju u samom zrakoplovstvu. Na sl.0.29 je dan prikaz plinske turbine za primjenu u zrakoplovnoj propulziji kao mlaznog motora. I ovdje je interesantno odgovoriti na pitanje, koji su razlozi ovakve vodeće uloge plinske turbine u zrakoplovnoj propulziji, kakve su dalje perspektive njene primjene i kako će sa svoje strane plinska turbina utjecati na dvije važne privredne grane, a to su zračni transport i zrakoplovna industrija.

- 1) Prvi i najvažniji razlog vodeće uloge plinske turbine za zrakoplovnu propulziju je njena sigurnost u pogonu. Ona čak nadvisuje i sigurnost u pogonu parnog bloka, s jedne strane zbog puno jednostavnijeg postrojenja, a s druge strane zbog primjene kvalitetnih goriva.
- 2) Drugi isto tako važan razlog je veoma veliko smanjenje mase stroja po jedinici snage, i, zbog manje potrošnje goriva, povećanje polumjera letenja. Ako se navedu neke prosječne vrijednosti, dobiva se da je specifična težina stroja dostigla vrijednost od samo 0,1 kg/kg poriva, a specifična potrošnja goriva se spustila na samo 0,35 kg/kg poriva odnosno 0,185 kg/KSh.
- 3) Daleko manji broj dijelova konstrukcije nego što imaju stapni motori toliko pojednostavljuje održavanje da je to jedan od veoma važnih razloga.
- 4) Mogućnost da se plinska turbina izrađuje za veoma velike snage. To onda omogućuje s jedne strane povećanje brzine letenja, a s druge strane povećanje korisnog tereta odnosno broja putnika. Ovo najbolje ilustrira razvoj putničkih zrakoplova za nadzvučne brzine i jumbo mlaznih zrakoplova za 500, pa čak i 1000 putnika.
- 5) Plinska turbina nije utjecala samo na povećanje brzine zrakoplova i korisne mase. Zbog smanjenja mase i povećanja snage, mogla je biti povećana i visina letenja, a povećanjem visine letenja (ne samo u vojnom nego i u civilnom zrakoplovstvu) jako se smanjuje specifična potrošnja goriva.

Može se potvrdno odgovoriti i na pitanje vodeće primjene plinske turbine kod zrakoplova u budućnosti. Za sada ne postoji nikakav znak za neku pogodniju mogućnost u zrakoplovnoj propulziji od one koju pruža plinska turbina, primijenjena bilo za mlazni bilo za propelerni pogon.

Plinska turbina i njena primjena na zrakoplovima imala je i imat će dalje veliki utjecaj na razvoj zračnog prometa. Povećanjem veličine zrakoplova i korisne mase smanjuje se cijena transporta, što opet ima utjecaj na povećanje broja putnika. Može se reći da je zračni promet dostigao gigantske dimenzije samo zahvaljujući pogodnim karakteristikama plinske turbine za propulziju zrakoplova. Ovaj pak gigantski razvoj zračnog prometa utječe na isto tako veliki razvoj industrije zrakoplova i plinskih turbina i elektronske opreme za navigaciju i telekomunikacije.

Toplinske turbine se primjenjuju i u propulziji brodova. Ovdje se s uspjehom primjenjuje parna turbina. Međutim, u ovom području primjene parna turbina nije izdržala konkurenciju Diesel motora, koji se primjenjuje puno više od parne turbine za brodsku propulziju. Još manja je primjena plinske turbine u ovom području. Ipak zbog nekih interesantnih karakteristika toplinskih turbina potrebno je razmotriti razloge njihove primjene, nedostatke zbog kojih nisu mogle izdržati konkurenciju motora s unutarnjim izgaranjem i perspektive za dalji razvoj primjene na ovom području.

Primjena parne turbine se naročito proširila poslije Drugog svjetskog rata. Prvenstveni razlog povećanja primjene je što se postrojenje parne turbine može graditi za daleko veće jedinične snage od Diesel motora. Pored toga parni blok na brodovima može trošiti nešto lošije gorivo od Diesel motora, tako da i pored veće specifične potrošnje goriva (oko 225 g/KSh) u odnosu na Diesel motor (155 g/KSh) parno postrojenje je konkurentno za veće snage. Ovome doprinosi još i to što je potrošnja ulja daleko manja, a manji su i troškovi održavanja i remonta. Što ipak parni blok ne može konkurirati Diesel motoru, treba pripisati velikoj specifičnoj potrošnji goriva. Nju je nemoguće osjetno smanjiti, jer zbog specifičnih uvjeta na brodovima ne mogu se primjenjivati visoki parametri pare. To znači da se glavni način za poboljšanje specifične potrošnje pare (povećanje tlaka i temperature pare) ne može primijeniti na brodovima. Još jedna povoljna karakteristika ide u prilog primjene parnih turbina na brodovima. To je njena manja osjetljivost u pogledu specifične potrošnje goriva pri smanjivanju snage tj. pri promjeni brzine broda. U tom pogledu je parni blok daleko povoljniji.

Karakteristike koje ima plinska turbina omogućuju da i ona uđe u određenu primjenu na brodovima. Dosadašnja primjena, međutim, nije velika. Pošto plinska turbina obećava nešto veću primjenu na brodovima potrebno je razmotriti neke karakteristike koje ona mora ispuniti za brodski pogon. Sigurnost plinske turbine može biti velika i ona je dokazana u određenim brodskim jedinicama. Broj osoblja kod plinskih turbina može biti za oko 25% manji nego kod Diesel motora. Plinska turbina može biti puštena u pogon iz hladnog stanja za nekoliko sekundi, tako da za period od pola minute može dati punu snagu. Sigurnost starta ne ovisi o temperaturi okoline, tako da brzi start može biti osiguran i po veoma hladnom vremenu. Prostor koji zauzima postrojenje s plinskom turbinom može biti svega 1/10 prostora odgovarajućeg Diesel motora. I pored svih ovih dobrih karakteristika, plinska turbina se malo primjenjuje na brodovima zbog toga što je specifična potrošnja goriva daleko veća nego kod Diesel motora.

Postoji interes i kod proizvođača automobila za primjenu plinske turbine. Napredak u tom pogledu je evidentan, ali nije ni brz ni fascinant kao što je to slučaj s primjenom parne turbine u termoelektranama i plinske turbine u zrakoplovnoj propulziji. Izrađeni su mnogi eksperimentalni modeli, pa čak postoje i komercijalni modeli automobila s plinskim turbinama. Glavna je smetnja većoj primjeni plinske turbine u automobilima njena veća specifična potrošnja goriva od Otto motora za onu razinu snaga koja dolazi u obzir za automobile. Dok je evidentno da u dogledno vrijeme plinska turbina snage oko 50 KS ne može u tom pogledu konkurirati Otto motoru, za razinu snaga preko 200 KS plinska turbina može uspješno konkurirati Otto motoru. S obzirom na njene neke druge veoma povoljne karakteristike, ona ima veliku perspektivu za primjenu u automobilima, a naročito u kamionima i autobusima. Te njene povoljne karakteristike su uglavnom one koje su ranije navedene kod objašnjenja njene primjene na brodovima. Međutim, jedna naročito povoljna karakteristika nije ranije spomenuta. Ona se odnosi na ponašanje turbine u pogledu promjene zakretnog momenta s brojem okretaja. Početni zakretni moment turbine je oko dva puta veći od zakretnog momenta kod nominalnog broja okretaja. Pored ovako povoljne karakteristike zakretnog momenta, plinska turbina ima (kod najčešće primjenjivanih konstruktivnih izvedbi) još jednu posebno povoljnu karakteristiku za primjenu kod vozila. To je njena karakteristika da prijenos momenta može biti realiziran bez mjenjača na način koji je čak nešto bolji nego što je to slučaj kod automatskog hidrauličkog mjenjača. Daljnji razvoj plinske turbine ovisit će o razvoju materijala za visoke temperature, kao i o razvoju hlađenja lopatica, što će omogućiti primjenu viših temperatura. Kako se može očekivati uspješno rješenje oba ova problema u toku razvoja, postoji opravdana nada da će, posebice za veće snage, plinska turbina biti daleko više primjenjivana.

Još jedna karakteristika ide u prilog njenom sve bržem razvoju. Ta karakteristika je da ona daleko manje zagađuje okolinu, naročito manjom prisutnosti CO u plinovima izgaranja.

Na sl.0.30 je prikazano principijelno ustrojstvo plinske turbine za primjenu kod automobila, dok je na sl.0.31 dana izvedba od *The British Levland Motor Corporation*, na sl.0.32 od *Chryslera*, a na sl.0.33.a od *Forda*. Na sl.0.33.b je ista Fordova konstrukcija u pogledu izvana.

Plinska turbina je na vozilima osvojila još jedno značajno mjesto primjene. Prednabijanjem motora s unutarnjim izgaranjem može se postići povećanje specifične snage i određena ušteda goriva. To prednabijanje izvodi se obično kompresorom koji pogoni plinska turbina. Ta plinska turbina radi s produktima izgaranja iz motora s unutarnjim izgaranjem. Znači da kod takve primjene plinska turbina služi samo kao pomoćni agregat.

Također treba ukazati i na mogućnost primjene plinskih turbina za pogon tračnih prometnih sredstava. Na sl.0.34 je prikazana plinska turbina za pogon lokomotive.

Na kraju se može zaključiti. Parno postrojenje s parnom turbinom je zauzelo vodeću ulogu u proizvodnji električne energije i zasigurno da će je održati za još duže vrijeme. Isto tako je vodeću ulogu plinska turbina zauzela u zrakoplovnoj propulziji i također će to mjesto i zadržati. Od perspektivnih područja primjene toplinskih turbina izgleda da jedino dolazi u obzir primjena plinske turbine u automobilima i na brodovima. I pored mnogobrojnih problema moguća je u daljnjoj budućnosti primjena plinske turbine zatvorenog tipa u vezi s nuklearnim reaktorima.

# 1. STATORSKE LOPATICE, SAPNIČKI SEGMENTI, DIJAFRAGME, SKRETNE LOPATICE, PRORAČUN ČVRSTOĆE DIJAFRAGMI I MATERIJALI ZA DIJAFRAGME

## 1.1. Statorske lopatice

Statorske su, uz rotorske lopatice, najvažniji elementi parnih i plinskih turbina. One moraju imati takav oblik, da se strujanje kroz njih zbiva s najmanjim gubicima. Također, lopatice moraju biti dovoljno otporne protiv djelovanja visokih temperatura parnog mlaza odnosno vrućih plinova, te moraju s dovoljnom sigurnosti izdržati mehanička naprezanja.

Statorske lopatice služe za promjenu potencijalne energije u kinetičku (pada topline u brzinu), a osim toga služe i za promjenu smjera parne struje. Statorski kanali koje tvore statorske lopatice mogu se izvesti u obliku proširenih ili neproširenih sapnica (mlaznica), već prema tome da li je pad topline koji se želi pretvoriti u kinetičku energiju (brzinu) veći od kritičnog pada (nadzvučne brzine) ili je jednak odnosno manji od kritičnog. Na sl.1.1 su dani oblici statorskih kanala za različite Machove brojeve.

Današnje izvedbe statorskih lopatica i sapničkih segmenata su toliko dotjerane da se zbog glatkih unutarnjih stijenki kanala postižu veoma visoki koeficijenti brzine  $\varphi$  (oko 0,96).

Trebaju se realizirati kontinuirane promjene presjeka, kratki kanali, blago skretanje smjera struje, glatke površine i tanke stijenke na izlazu, bez paralelnog vođenja struje ili samo na kratkom putu. Izvedba treba biti jednostavna te mora sigurno voditi parni mlaz na rotorske lopatice.

Kada se, kako je prikazano na sl.1.2, postavi izlazni brid A statorske lopatice radijalno (vidjeti presjek *acdb* mlaza pare u ravnini *BB*) i dozvoli tangencijalni izlaz mlaza pare, to se ovaj kod prijelaza preko raspora  $\delta_a$ , između izlaza iz statorskog kanala (ravnina *BB*) i ulaza u lopatični vijenac rotorskog kola (ravnina *DD*), diže očito preko vijenca okretnih lopatica istog promjera, te ulazi u ravnini vijenca *DD* s na rubu ispruganom ravninom presjeka '*a'c'd'b'*', koja se ne pokriva potpuno s rotorskim lopicama. Razlika je to manja, što je veći promjer tog određenog turbinskog stupnja i što je manji aksijalni raspor  $\delta_a$ . Ova se pogreška može izjednačiti neznatnim umanjnjem promjera vijenca statorskih lopatica.

Bolji je postupak prema patentu Zoellya, koji je prikazan na sl.1.3. Stranice presjeka mlaza na izlazu iz statorskih lopatica *ac* i *bd* produžene tangiraju koncentrični krug  $\delta_a/tg \alpha_1$ . Izlazni presjeci statorskih kanala u ravnini *BB* postavljeni su, prema tome, zakrenuti jedan prema drugom (vidjeti presjek *acdb*) tako, da granice presjeka '*a'c'd'b'*' mlaza pare na obim stranama kod ulaza u ravninu *DD* leže radijalno (vidjeti na slici pravce *E*, *F*), te padnu, zbog toga, u smjer radijalnih bridova rotorskih lopatica. Zakretanje izlaznih presjeka *acdb* statorskih kanala u ravnini *BB* to je jače što je manji promjer vijenca lopatica i kut  $\alpha_1$  na izlazu iz statorskih lopatica, te što je veći aksijalni raspor  $\delta_a$ . Na rubu isprugana ploha '*a'c'd'b'*' predočuje ulaznu plohu presjeka mlaza pare u vijenac lopatica rotorskog kola. Male netočnosti ulaza, osobito na uglovima ove ravnine presjeka mlaza, mogu se izjednačiti povećanjem prekrivanja rotorskih lopatica. Smjer strujanja je tangencijalno položen, kako prikazuje strelica na slici.

Same lopatice mogu se izrađivati profiliranjem iz punog komada, sl.1.4 (glodanje i ostale potrebne tehnološke operacije obrade), izrađivati od lima, sl.1.5 ili profiliranih pruga, te lijevanjem što se susreće kod sapničkih segmenata, sl.1.6. Ponekad se koriste prešane i zavareno-prešane lopatice, sl.1.7, koje se izrađuju zavarivanjem iz prethodno prešanjem dobivenih komada.

Širinu i razdiobu statorskih lopatica uvjetuju zahtjevi strujanja, isto kao oblik i dužinu kanala. One su često ovisne o zahtjevima čvrstoće ili o debljini dijafragme u koju se stavljaju, ako to zahtjeva konstrukcija. Širina im iznosi od 15 do 20 mm, pa i više. Kod turbina s rotorom u obliku bubnja često su širine statorskih lopatica jednake širini rotorskih lopatica.

Debljina struka (izlaznog brida) na kraju obrade statorskih lopatica je 0,5 do 1,5 mm, kod lopatica od lima 1,5 do 3 mm, kod lijevanih sapničkih segmenata 2 do 4 mm.

Radijalni raspor između na kraju zaoštrene statorske lopatice i bubnja je 0,3 do 03 mm. Aksijalni raspor između statorskih i sljedećih rotorskih lopatica je  $\delta_a = 0,003 \cdot d_{sr}$ , gdje treba biti  $\delta_a > 2 \text{ mm}$ .

## 1.2. Sapnički segmenti

Statorski elementi regulacijskih kola (sapnice) parnih turbina obično se ne smještaju u dijafragme nego u proširenja, u tzv. sapničke kutije ili neposredno u proširenja u kućištu. Obično određeni broj sapnica u koje para dopijeva iz određenog regulacijskog ventila tvori sapnički segment.

Kod turbina s nižim ulaznim parametrima (tlakom i temperaturom) sapnički segmenti se mehanički (npr. vijcima) spajaju s kućištem turbine ili sa sapničkom kutijom. Kod toga se najčešće segmenti slažu od odvojenih statorskih lopatica (sapnica) izrađenih glodanjem. Kao primjer konstrukcije može poslužiti segment čiji su detalji prikazani na sl.1.8.

Radijalni presjek segmenta je prikazan na sl.1.8.b. Same sapnice oblikuju lopatice (1) s izbočenjima (11) i (12) u obliku kružnog luka. Lopatice su u potpunosti izrađene glodanjem i jedna od njih je izdvojeno prikazana na sl.1.8.a. Lopatica se pomoću izbočenja (11) uvodi u kružni utor u kućištu (3) te učvršćuje naglavkom (10) koji je pričvršćen za kućište vijcima (6). Vijci se osiguravaju pomoću žice (7). Da bi se osigurala nepropusnost pritegnutih sapnica naglavak (10) se oslanja na kućište samo preko izbočenja (5).

Između odvojenih sapničkih segmenata umeću se međukomadi (8), sl.1.8.c. Oni zatvaraju segment u horizontalnoj razdjelnoj ravni kućišta, sl.1.8.d. U tom se slučaju međukomad pričvršćuje za gornju (3), odnosno donju (4) polovicu kućišta vijcima (9). Općeniti oblik sapničkog segmenta takve konstrukcije i razvijeni presjek po srednjem promjeru dan je na sl.1.9.

Kod drugih konstrukcija, kao npr. na sl.1.10, svaka se lopatica (1) pričvršćuje za obod (2) koji služi kao prirubnica sapničkog segmenta i spajaju se po periferiji sa žicom (3) koja je zakovana u utor lopatica. Crtež same lopatice prikazan je na sl.1.11.

Tehnološki proces izrade lopatice je jednostavniji ako se gornje cilindrične površine sapničkih kanala, koje ga ograničavaju po visini napravi odvojeno u obliku obujmice. Takva je konstrukcija prikazana na sl.1.12.

Segment se sastoji od dviju obujmica (1) i (2) i kompleta glodanih lopatica (5), koji u danom slučaju oblikuju proširene sapnice. Lopatice se spajaju s obujmicama pomoću čepova (11) i zakovica (7). Čepovi pravokutnog oblika se prilikom montaže raskivaju dok se zakovice provlače kroz obujmice i lopatice. Vanjske stijenke krajnjih kanala segmenata tvore elementi (3) i (4) koji su spojeni s obujmicama pomoću zakovica (6).

Pomoću vijaka (8) segmenti se pričvršćuju za kućište turbine. Ponekad se između segmenata i kućišta stavlja umetak od crvene mjedi (kod temperatura do 350°C). Sve prethodno opisane konstrukcije imaju nedostatak da kod njih postoji određeni gubitak pare kroz zazole koji se neminovno javljaju između odvojenih elemenata (između lopatica, sl.1.8 i sl.1.10, između lopatica i obujmica, sl.1.12). U tom smislu savršenije su konstrukcije, gdje lopatice čine jednu cjelinu s obujmicama ili u krajnjoj mjeri s jednom od njih.

Kao primjer posljednje navedene konstrukcije je segment prikazan na sl.1.13. On se sastoji od dva elementa: osnovnog (4), koji je izrađen zajedno s lopaticama glodanjem i naglavka (2). Vijci (1) pomoću koničnog komada (3) pritežu oba elementa sapničkog segmenta te ga na taj način pričvršćuju za kućište turbine.

Na sl.1.14 dana je fotografija elemenata (2), (3) i (4). Kanali u elementu (4) izrađuju se čeonim glodalom. Iako se naglavak (2) tijesno priljubljuje na element (4) i ovdje je neminovno prostrujavanje pare, posebno kod visokih tlakova. Zato se u novije vrijeme kod turbina visokog tlaka prešlo na izvedbu zavarenih segmenata koji se odlikuju potpunom nepropusnosti odvojenih kanala.

Općenita izvedba takvog segmenta prikazana je na sl.1.15, dok se na sl.1.16 vidi njegov osnovni element - lopatično ustrojstvo.

Segment se sastoji od lopatičnog ustrojstva (1) kod kojeg su lopatice glodane zajedno s kućištem segmenta, kao na sl.1.14, elemenata (3), (4) i (5) između lopatica i oboda (2).



Lopatica (1) prikazana je na sl.1.16. Na rubovima lopatica su izbrušene površine širine 5,5 mm pod kutom od 45°. Te površine su potrebne za zavarivanje elemenata (3), (4) i (5) kako je prikazano na presjecima II-II do IV-IV na sl.1.15. Nakon zavarivanja tih elemenata sapnički kanali su u potpunosti zatvoreni. Na kraju se zavaruje obod (2) kako je prikazano na presjeku I-I.

Zavareni segment se podvrgava toplinskoj obradi (popuštanje), nakon čega se obrađuju njegove vanjske površine po konturi koja je prikazana crtkano na presjeku I-I.

Na sl.1.17 prikazana je još jedna izvedba sapničkog segmenta. Ovdje su također statorske lopatice (3) zavarene za bandaže (2) i (4) koje oblikuju pri dovođenju pare sapnicama kanal koji se sužuje po visini. Prije zavarivanja su u bandažama proštančani otvori čiji je profil jednak profilu lopatice, ali nešto širi po konturi, za 0,1 do 0,2 mm, tako da lopatica slobodno prolazi kroz njega. Pregrade (7) dijele rešetku na odvojene sapničke segmente s po 5 do 6 kanala. Pregrade se zavaruju za bandaže (u njima su također proštančani fazonirani otvori i za pregrade) i za lopatice kako je prikazano na presjeku II-II. Rešetka lopatica s bandažama i pregradama zavaruje se za obujmice (1) i (5) i zatvara s obje strane elementima (6) i (8).

Na sl.1.18 do sl.1.20 prikazane su još neke izvedbe zavarenih sapničkih segmenata.

Kod konstrukcije prikazane na sl.1.18.a u sapničkoj se kutiji (1) nalazi proširenje u koje se zavari obujmica sapničkog segmenta (2). U obujmici su smještene bandažne trake (3) sa statorskim lopaticama (4). Površina sapničkih kanala segmenata podvrgnuta je nitriranju kako bi se povisila otpornost eroziji parom i eventualnim tvrdim česticama koje se mogu pojaviti u njoj. Sapnički segmenti (3) se učvršćuju u sapničkim kutijama (2) specijalnim zatikom (5) koji omogućava prilikom zagrijavanja segmenta njegovu slobodno širenje s obzirom na obujmicu. Istovremeno zatik brtvi prstenasti zazor između sapničkog segmenta i obujmice. Za brtvljenje segmenta s druge strane postavlja se klin (6). On se izrađuje od materijala s koeficijentom toplinskog rastezanja znatno većim nego sapničke kutije (obično je to niskolegirani čelik). Zato, iako u hladnom stanju između klina i utora obujmice postoji zazor 0,02 do 0,04 mm, kod potpuno zagrijanog stanja klin se značajno rasteže i brtvi prstenasti zazor između sapničkog segmenta i obujmice.

Na sl.1.19 sapnički je segment neposredno ubačen u proširenje u sapničkoj komori.

Na sl.1.20, statorske su lopatice (3) zavarene u bandažne trake (2), koje su zavarene za obod (4) i tijelo (1). Na obod (4) je zavaren držač za brtvene elemente (5).

Ponekad se kod turbina starijih konstrukcija mogu naći lijevani sapnički segmenti, sl.1.21. Unutarnje stijenke nije moguće obraditi, stoga nastaju nešto veći gubici strujanja. Materijal je gusti i žilavi sivi lijev, pa je sam odljevak veoma čisto izveden. Stijenke na izlazu, između susjednih mlaznica trebaju imati što manju debljinu, 2,5 do 3 mm. Ulazni i najuži presjek je okrugao, dok izlazni ima oblik pravokutnika.

Kod glodanih sapničkih segmenata kvaliteta obrade površina sapničkih kanala je 8 do 9. Tolerancije na dimenzije kanala su: po visini kanala  $\pm 0,1$  mm, a po širini grla + 0,2 do 0,3 mm. Ukupna izlazna površina za strujanje pare može odstupati od nominalne +2 do 3%.

Za sapničke se segmente upotrebljavaju isti čelici kao i za rotorske lopatice. Da bi bile otpornije na eroziju, kako je kod jedne konstrukcije već navedeno, lopatice se često podvrgavaju nitriranju.

### 1.3. Dijafragme

Osnovna je uloga dijafragme da nosi statorske lopatice koje oblikuju statorske kanale. U tom smislu dijafragma ima ulogu kućišta za statorske lopatice. Isto tako dijafragme same po sebi predstavljaju pregrade između pojedinih stupnjeva turbine te na taj način dijele turbinu na pojedine stupnjeve ekspanzije. Pri tome se treba osigurati maksimalna iskoristivost i sigurnost stupnja.

Principijelna shema dijafragme prikazana je na sl.1.22. Dijafragma se sastoji od dvije polovice, dva poluprstena, koji se spajaju po horizontalnoj razdjelnoj ravnini. Dijafragma je podijeljena na dva dijela da bi bila moguća montaža rotora. Svaka se polovica sastoji od oboda, tijela i statorskih lopatica, koje su smještene između oboda i tijela. Obod dijafragme služi za njeno učvršćivanje u utoru u kućištu

turbine. Na unutarnjoj cilindričnoj površini tijela nalazi se također utor određenog profila u koji se postavljaju segmenti brtvi između stupnjeva. Kod demontaže turbine gornje se polovice podižu zajedno s kućištem, nakon čega može biti podignut rotor.

U visokotlačnim dijelovima turbine ponekad se upotrebljavaju čelične dijafragme s montažnim, sl.1.23.b, ili obično za njih zavarenim lopaticama, sl.1.23.c, koje su izrađene glodanjem i koje oblikuju statorske kanale. U niskotlačnim se dijelovima turbine primjenjuju dijafragme od sivog lijeva u koje su zalivene čelične lopatice, sl.1.23.a. Montažne dijafragme se u današnje vrijeme veoma rijetko primjenjuju kako zbog nesavršenosti u eksploataciji tako i s gledišta tehnologije izrade.

Dijafragme su opterećene konstantno djelujućom razlikom tlaka, zbog koje se savijaju. Zbog smanjenja progiba tijelo i obod dijafragme trebaju imati dovoljnu debljinu, iako se često zbog uvjeta ekonomičnosti zahtjeva mala širina statorskih kanala. Prisutnost horizontalne razdjelne ravnine dovodi kod proračuna progiba dijafragme zbog razlike tlaka do velikih poteškoća, to više što on ovisi o tehnološkim odstupanjima pri izradi, koja nažalost mogu biti dosta velika. Zato svaka dijafragma prolazi nakon izrade hidrauličku probu pod opterećenjem koje prelazi maksimalno eksploatacijsko opterećenje 1,5 puta.

U osobito teškim uvjetima rade dijafragme prvih stupnjeva visokog i srednjeg tlaka gdje je temperatura visoka i zato dolazi do puzanja: zbog dugotrajnog djelovanja velike razlike tlaka dijafragma dobiva značajni trajni progib, koji dovodi do smanjenja aksijalnih zazora kod brtvi i u protočnom dijelu, što u krajnjem slučaju može dovesti do zapinjanja rotirajućih dijelova o statorske. Dijafragma treba biti učvršćena u unutarnjem ili vanjskom kućištu turbine na takav način, da je kod bilo kojeg režima rada očuvana centričnost, tj. da bi se os dijafragme podudarala s osi rotora. To je potrebno zbog toga da bi se spriječilo radijalno zapinjanje, koje bi dovelo do uništavanja brtvi i smanjenja iskoristivosti, a u krajnjem slučaju i do trajnog progiba vratila.

Na sl.1.24.a prikazan je jedan od najčešće korištenih načina pričvršćenja dijafragme. Na donju polovicu (6) dijafragme u blizini razdjelne ravnine pričvršćuju se dvije pločice, pomoću kojih se donja polovica dijafragme zavješuje u donju polovicu kućišta. Kod toga se razdjelna ravnina dijafragme postavlja na rastojanju a s obzirom na razdjelnu ravninu kućišta, da bi u pogonskom stanju razdjelne ravnine došle u istu ravninu zbog rastezanja od ravnine upiranja, koja je smještena niže od razdjelne ravnine. Za očuvanje vertikalnosti dijafragme i rotora (4) postavlja se uzdužni klin (1) ili zatic. Gornja se polovica dijafragme (3) spaja s donjom polovicom dijafragme pomoću vijaka (2), kod čega se uzajamna centričnost polovica postiže klinovima za centriranje ili samim vijcima.

U razdjelnu ravninu se stavljaju dva radijalna klina (8), sl.1.22, koji sprječavaju prostrujavanje pare kroz istu. Takva se konstrukcija posebno preporuča za dijafragme stupnjeva koji rade u području vlažne pare, jer kod njih prostrujavanje kroz razdjelnu ravninu može izazvati eroziju.

Na sl.1.24.b prikazan je drugi način ugradnje gornje polovice dijafragme (3). Kod montaže se gornja polovica dijafragme umeće u gornju polovicu kućišta i pričvršćuje za nju specijalnim klinovima (8). Oni se izvode tako da kod spuštanja gornje polovice kućišta gornja polovica dijafragme slobodno nalegne na razdjelnu ravninu donje polovice dijafragme (6). Centriranje gornje polovice s obzirom na donju polovicu dijafragme osigurava se pomoću dva uzdužna klina (1). Na taj se način kod te konstrukcije polovice dijafragmi ne spajaju vijcima.

Kod starijih se konstrukcija turbina (s nižim parametrima pare) montaža dijafragmi izvodi s radijalnim zaticima, sl.1.24.c i sl.1.24.d. Takav se način pokazao neprimjenjivim u turbinama s višim parametrima.

Obod dijafragme ulazi u utor u kućištu uvijek sa zazorom da bi se osiguralo radijalno rastezanje dijafragme.

Kod suvremenih turbina velikih snaga kao što je već rečeno koriste se dva tipa dijafragmi: lijevane i zavarene. Montažne dijafragme se koriste veoma rijetko.

Primjer konstrukcije lijevane dijafragme prikazan je na sl.1.25. Čelične statorske lopatice postavljaju se u ljevački kalup i zaliju lijevom na taj način da se dobiju odvojene polovice dijafragme. Nakon

obrade razdjelne ravnine svake od polovice dijafragme posebno, one se spajaju i daljnja se obrada vrši u sastavljenom obliku.

Za točno centriranje polovica dijafragmi služe dva vertikalna klina (11), koji su postavljeni na prednju stranu površine oboda dijafragme.

Donja je polovica (3) dijafragme zavješena na pločice (4), koje su pričvršćene na dijafragmu pomoću vijaka (12), u ravnini, koja se nalazi blizu razdjelne ravnine, u donjoj polovici kućišta. Gornja se polovica (7) dijafragme kod montaže slobodno oslanja na donju, a kod otvaranja kućišta prema gore ona se osigurava od ispadanja iz kućišta pomoću pločica (5) i (13), koje su pričvršćene u gornju polovicu kućišta (9). Za točnu montažu dijafragmi u kućište služe podešavajuće pločice (14) i (15). Za osiguranje vertikalnosti između dijafragme i kućišta u donju se polovicu kućišta postavlja klin (2). Aksijalni zatici (10) osiguravaju mali aksijalni zazor veličine 0,1 do 0,2 mm između dijafragme i kućišta. Time je fiksiran aksijalni položaj dijafragme bez sprječavanja njenog toplinskog rastezanja. Za slobodno radijalno rastezanje između dijafragme i kućišta ostavlja se radijalni zazor 2,5 do 3 mm.

U tijelu dijafragme postoji utor u koji se umeću segmenti (6) međustupanjске brtve.

Posebna karakteristika lijevanih dijafragmi je korištenje kose razdjelne ravnine. To je povezano s tim, da je kod korištenja horizontalne razdjelne ravnine potrebno prerezati statorsku lopaticu (8). Isto tako preciznost lijevanja nije visoka pa je nemoguće više točno spojiti dijelove razrezane lopatice. To dovodi do izobličenja statorskih kanala u području razdjelne ravnine što uvjetuje pojavu gubitaka i poremećajnih sila, koje mogu na kraju dovesti do loma lopatica zbog vibracija. Kosa razdjelna ravnina isključuje rezanje lopatice. Zbog dobrih ljevačkih karakteristika ljevova lijevane su dijafragme tehnološki lako izvedive i relativno jeftine.

Na sl.1.26 prikazan je još jedan primjer lijevane dijafragme. Dijafragma je postavljena u utor u kućištu s radijalnim zazorom veličine 1,5 mm i aksijalnim veličine 2 mm. Tako veliki aksijalni zazor je ostavljen pošto se kroz njega djelomično vrši odvodnjavanje: na obodu dijafragme napravljen je žlijeb, a u kućištu šupljina u kojoj se sabire kondenzat te se odvodi drenažnim kanalima u donjoj polovici kućišta. Obično aksijalni zazor ima približno veličinu aksijalnog pomaka rotora. Centriranje dijafragme s obzirom na kućište postiže se radijalnim zaticima promjera 25 mm, koji izlaze iz tijela dijafragme za veličinu zazora. U aksijalnom smjeru dijafragma se fiksira s osam aksijalnih zatika promjera 20 mm. Između zatika i stijenke utora u kućištu se ostavlja također zazor približno veličine dopuštenog aksijalnog pomaka rotora. Zatici su prikazani na sl.1.29, a provrti za njih na sl.1.27.

Gornja se polovica dijafragme pričvršćuje u kućištu zaustavnim pločicama prikazanim na sl.1.27 i sl.1.29. Pločice su pričvršćene vijcima za kućište i ulaze u utore koji su izgledani u razdjelnoj ravnini dijafragme. Te pločice također osiguravaju dijafragmu od okretanja.

Kod lijevanih dijafragmi koje rade u niskotlačnom dijelu turbine između gornje i donje polovice se dopušta zazor do 0,25 mm, dok se kod dijafragmi koje rade u visokom tlaku zahtjeva čvrsto nalijeganje jedne polovice na drugu (zazor manji od 0,04 mm).

Kod lijevanih dijafragmi prilikom lijevanja lopatice služe kao jezgro odljevka. Slobodni krajevi lopatica imaju provrte ili izreze, kao na sl.1.29, da bi se ostvarila što bolja veza sa sivim lijevom. Zbog toga se ti dijelovi podvrgavaju elektrolitičkom pocinčavanju.

Za niskotlačne stupnjeve su pogodne lijevane dijafragme i zbog toga što kod velikih dimenzija lopatičnih kanala u niskom tlaku nedovoljna glatkoća cilindričnih graničnih površina dobivenih lijevanjem nema bitnu ulogu.

Posebno se pojeftinjuje izrada lijevanih dijafragmi ako se umjesto glodanih lopatica koriste lopatice koje se izrezuju iz profiliranih čeličnih traka (ili lima). Potrebni profil lopatice dobiva se prešanjem: kod tankih lopatica (do 2 mm) hladnim, a kod debljih toplim prešanjem. Mehaničkoj se obradi tada podvrgavaju bridovi lopatice i oni krajevi koji se zalijevaju sivim lijevom. Kada su odljevci gotovi prvo se glodanjem obrađuju razdjelne ravnine, da bi se zatim obje polovice spojile i konačno obradile tokarenjem.

Kod viših se temperatura očekuje pojava "rasta" lijeva, kod kojeg se zbog promjene strukture lijeva tokom vremena povećava njegov volumen. To dovodi do zaklinjavanja dijafragme u utore u kućištu,

njenog progibanja i pojave pukotina. Kod toga može doći i do struganja brtvi o rotor. Zato je kod temperatura viših od 250°C, potrebno prijeći na čelični lijev, čija su ljevačka tehnološka svojstva znatno lošija od onih kod sivog lijeva. Isto tako višim temperaturama u protočnom dijelu odgovaraju kraće lopatice, kod kojih preciznost izrade ima još veće značenje nego za duge lopatice. Zato se kod stupnjeva s visokim parametrima primjenjuju zavarene dijafragme.

Zavarena dijafragma, sl.1.30, izrađuje se na sljedeći način. U bandažne trake (2) i (4) s proštancanima otvorima u obliku profila statorskih lopatica zavaruju se lopatice (3). Odljevci za obod (5) i tijelo (1) dijafragme lijevaju se od čeličnog lijeva odvojeno. Zatim se bandažne trake sa zavarenim lopaticama zavaruju za obod i tijelo dijafragme. Nakon obrade i dotjerivanja razdjelne ravnine, dijafragma prolazi fazu završne mehaničke obrade.

Mogućnost puno točnije izrade zavarene dijafragme u usporedbi s lijevanom dijafragmom omogućava korištenje horizontalne razdjelne ravnine. Kod toga se zahtjeva podešavanje dijelova statorskih lopatica koji su u dodiru, a smješteni su u gornjoj i donjoj polovici dijafragme.

Za točno podudaranje polovica dijafragmi služi vertikalni klin (9), koji je smješten na prednjoj strani tijela dijafragme, te horizontalni klinovi (8) koji su smješteni u razdjelnoj ravnini. Posljednji također sprječavaju i prostrujavanje pare kroz horizontalnu razdjelnu ravninu.

Učvršćivanje zavarene dijafragme za kućište izvodi se kao i kod lijevane dijafragme pomoću zatika (6) i (7).

Sl.1.31 također prikazuje konstrukcijsku izvedbu zavarene dijafragme. Ovdje se u razdjelnoj ravnini obje polovice dijafragme izvode utori u koje se ubacuju klinovi (6) (presjek II-II i pogled na razdjelnu ravninu gornje polovice na sl.1.31). Takva konstrukcija osigurava podudaranje po debljini obje polovice dijafragme pri montaži, povećava čvrstoću dijafragme pri njenom savijanju zbog razlike tlaka na obje strane dijafragme i umanjuje prostrujavanje pare kroz spoj. Podudaranje obje polovice dijafragme u radijalnom smjeru obično se postiže zaticima (9). Fiksni je položaj dijafragme ostvaren držačima (7) koji su zavareni za dijafragmu (pogledati i sl.1.34). Na držačima su pričvršćene vijcima i pločice (8) koje služe za dovođenje dijafragme u točni položaj. Fiksni se položaj dijafragme u smjeru, okomitom na os turbine osigurava zatikom promjera 20 mm u donjoj polovici dijafragme po njenoj vertikalnoj osi. Provrti se za taj zatik buše s vanjske strane kroz stijenku kućišta.

Na sličan je način pričvršćena dijafragma na sl.1.32. Izdanak (10) služi za ograničavanje radijalnog zazora rotorskih lopatica i služi kao element labirintne brtve tog zazora.

Nakon zavarivanja dijafragma ide na toplinsku obradu (popuštanje na temperaturi 650 do 700°C) iza koje slijedi završna mehanička obrada.

Ponekad se kod turbina s visokim ulaznim parametrima u područjima s naročito visokim temperaturama primjenjuju dijafragme s nosivim podupiračima, sl.1.32. Nosivi se dio dijafragme sastoji od oboda, tijela i profiliranih podupirača i izrađuje se iz jednog komada materijala. Zatim se u prstenasti kanal zavaruju bandažne trake s lopaticama. Takva konstrukcija, pokazalo se, osigurava visoku ekonomičnost zbog male širine kanala statorskih lopatica i visoku sigurnost zbog korištenja profiliranih podupirača. No korištenje podupirača čini takvu dijafragmu tehnološki teže izvedivom, pa i skupljom. Uz to, ekonomičnost dobivena na račun smanjenja gubitaka strujanja kroz kanale statorskih lopatica umanjuje se u određenoj mjeri gubicima zbog opstrujavanja podupirača. Razvoj visokoekonomičnih statorskih profila s povećanom tetivom omogućio je napuštanje te konstrukcije i prijelaz na prethodno opisanu zavarenu.

Sl.1.33 također prikazuje još jednu konstrukciju zavarene dijafragme s profiliranim podupiračima, koji se vide na presjeku I-I i presjeku preko lopatica.

Dijafragme stupnjeva visokog i srednjeg tlaka, a ponekad i niskog tlaka, kako se može vidjeti iz uzdužnih presjeka turbina, obično se ne ugrađuju direktno u kućište, nego u tzv. umetke (unutarnja kućišta), koji se onda ugrađuju u kućišta. Na sl.1.34 prikazani su umetci kućišta visokog tlaka turbine snage 100 MW. Umetci se centriraju pomoću nosača (10) ili (12) s elementom (11), koji služi za točno podešavanje. Držači su s jednim od dva načina, koji su prikazani na presjecima D-D i E-E, pričvršćeni za donju polovicu umetka neposredno uz razdjelnu ravninu. U prvom su slučaju umetci (2), (3), (4)

izrađeni od čelika, te se držači zavaruju za njih; u drugom je slučaju umetak (5) odliven od sivog lijeva, i držači su pričvršćeni za njega vijcima, čije se matice osiguravaju od odvrtnja elektrozavarivanjem. U smjeru poprečnom spram turbine, umetci se fiksiraju zaticima (6), za koje se provrta buše i razvrtavaju zajedno u umetku i kućištu nakon centriranja umetka. Radijalni zazor između grebena umetka i dna utora u kućištu ne smije biti ispod 1,5 mm zbog osiguranja temperaturnih rastezanja umetka.

Obje se polovice umetka spajaju vijcima, u čiji broj ulazi i po jedan prizmatični vijak sa svake strane.

Kod ugradnje dijafragme u umetak ili kanal u kućištu njen se obod maže s tankim slojem grafita, što omogućava njeno "priljepljivanje" za stijenu kućišta.

Ocjenjujući različite konstrukcije dijafragmi vidi se da prednost ima zavarena izvedba. Ona omogućava:

- a) prilikom procesa izrade dijafragme ne dolazi do promjene svojstava materijala lopatice i njihovih površina;
- b) dobivaju se statorski kanali s glatkim površinama;
- c) primjenu lopatica sa zaoštrenim izlaznim rubovima što pridonosi boljoj iskoristivosti rešetke;
- d) osigurava nepropusnost svakog statorskog kanala;
- e) pojeftinjuje izradu čeličnih dijafragmi.

Lopatice koje se zavaraju kod čeličnih dijafragmi izrađuju se glodanjem.

Tehnološki postupak izrade zavarenih dijafragmi treba isključiti mogućnost promjene dimenzija kanala. Zavarujući lopatice za bandaže, treba se provjeriti pravilnost postave lopatica (korak, kut postave) na taj način da se prethodno lopatice elektrolučno zavare u nekoliko točaka. Nakon provjere dimenzija kanala provodi se zavarivanje lopatica po konturi. Da bi se izbjeglo krivljenje dijafragme prilikom zavarivanja primjenjuje se kruto pričvršćenje dijelova dijafragme, prokivanje naplavljenog materijala kod zavarivanja pneumatskim sjekačem i brzo popuštanje dijafragme nakon konačne obrade.

Kod turbinskih stupnjeva koji rade u području vlažne pare često se koriste dijafragme sa zavareno-prešanim lopaticama da bi se kroz kanale u unutrašnjosti lopatica vršilo odstranjivanje vlage. Primjer takve dijafragme koja ima mogućnost unutarnje separacije vlage prikazan je na sl.1.35. Kako se vidi, profil statorske lopatice je šupalj, dok se na samoj površini nalaze otvori, prorezi ili rupice. Unutarnja se šupljina lopatice spaja s područjem nižeg tlaka, najčešće kondenzatorom, pa zbog toga dolazi do odsisavanja vodenog filma s površine lopatice u kondenzator. Dimenzije i položaj otvora po lopatici odabiru se nakon detaljnih ispitivanja kako bi se osiguralo što efikasnije odstranjivanje vlage. Posebno je efikasno odsisavanje filma kroz ulazni rub kada se uspije odstraniti gotovo sva krupno dispergirana vlaga.

Zbog teškoća koje se javljaju kod točnog analitičkog proračuna dijafragmi, a također i zbog značajnih opterećenja kojima su podvrgnute tokom eksploatacije, u tvornicama se eksperimentalno određuje veličina progiba dijafragmi. Na specijalnoj hidrauličkoj preši simuliraju se uvjeti koji su bliski uvjetima rada turbine. Tako se dobiveni progib uspoređuje s progibom dobivenim proračunom te služi za samu korekciju proračuna.

Na sl.1.36 prikazana je zavarena dijafragma plinske turbine, koja se sastoji od statorskih lopatica te gornje i donje bandaže. Kao i dijafragme parnih turbina ima horizontalnu razdjelnu ravninu.

#### **1.4. Proračun čvrstoće dijafragmi**

Neki autori prilikom proračuna čvrstoće dijafragme koriste jednadžbe iz nauke o čvrstoći materijala analizirajući pri tome dijafragmu kao prstenastu ploču male debljine koja je oslonjena po vanjskom promjeru. Drugi pak analiziraju dijafragmu kao dva poluprstena, koja su povezana međusobno konzolama - lopaticama i na taj način teoretski rješavaju veličinu progiba dijafragme.

### 1.4.1. Lijevana dijafragma

Najveće se naprezanje u tijelu dijafragme promjenjive debljine, sl.1.37, određuje po jednadžbi:

$$\sigma = k_s \cdot \frac{\Delta p \cdot \left(\frac{D^3}{10}\right) \cdot t_{max}}{I} \quad (1-1)$$

gdje  $k_s$  - koeficijent koji se određuje iz dijagrama na sl.1.38 na temelju omjera  $d/D$ ;

$\Delta p$  - razlika tlaka s obje strane dijafragme;

$D$  - unutarnji promjer kućišta;

$t_{max}$  - maksimalna debljina dijafragme;

$I$  - uvjetni moment inercije koji se uzima da ima vrijednost  $I = I_t - I_{ob}$  ako je  $I_t > I_{ob}$ , odnosno  $I = 2I_t$  ako je  $I_t < I_{ob}$ ;

$I_t$  - moment inercije tijela dijafragme s obzirom na os X-X;

$I_{ob}$  - moment inercije oboda dijafragme s obzirom na os X-X.

Maksimalno savojno naprezanje u lopatici, koja je ulivena u dijafragmi, i koje je uvjetovano razlikom tlaka s obje strane dijafragme (naprezanje zbog aerodinamičkih sila se zanemaruje) može se odrediti po jednadžbi:

$$\sigma_s = \frac{1,2\Delta p \cdot D_{sr} \cdot (D_{sr} - d) \cdot h}{z_1 \cdot W_x} \quad (1-2)$$

gdje  $z_1$  broj lopatica u dijafragmi;

$W_x = I_x/y$  - moment otpora presjeka lopatice s obzirom na os X-X, (sl.1.39);

$I_x$  - moment inercije presjeka lopatice;

$y$  - udaljenost najudaljenijeg vlakna od neutralne osi.

Progib dijafragme na promjeru  $d$  sastoji se od progiba lopatice  $\Delta_l$  i progiba tijela dijafragme  $\Delta_t$ :

$$\Delta = \Delta_l + \Delta_t$$

Progib lopatice određuje se po jednadžbi:

$$\Delta_l = \frac{0,2\Delta p \cdot D_{sr} \cdot (D_{sr} - d) \cdot h^3}{E \cdot I_x \cdot z_1} \quad (1-3)$$

gdje  $E$  - modul elastičnosti materijala lopatice.

Progib tijela dijafragme određuje se po jednadžbi:

$$\Delta_t = k_d \cdot \frac{\Delta p \cdot \left(\frac{D}{10}\right)^5}{E \cdot I} \quad (1-4)$$

gdje  $k_d$  - koeficijent koji se određuje iz dijagrama na sl.1.40 u ovisnosti o  $d/D$  kod određivanja progiba na promjeru  $d$  (kod brtve) i o  $d/D$  i  $l/D$  kod određivanja progiba u korijenu lopatice;

$E$  - modul elastičnosti tijela dijafragme;

$I$  - isti moment inercije kao i u jednadžbi (1-3).

Veličina progiba dijafragme na promjerima  $d$  i  $D - 2l$  uspoređuje se s veličinom aksijalnog zazora između dijafragme i diska narednog stupnja.

### 1.4.2. Zavarena dijafragma

Metoda proračuna, na kojoj se temelje niže dane jednadžbe, preporuča se za polukružni prsten, oslonjen na vanjskom polumjeru i koji je opterećen ravnomjerno raspodijeljenim tlakom. Primjena te metode za proračun dijafragme, zahtjeva zamjenu vijenca lopatica punim tijelom dijafragme. No i usprkos tome rezultati proračuna po toj metodi zadovoljavajuće se podudaraju s eksperimentalnim rezultatima. Naprezanje u tijelu dijafragme određuje se po jednadžbi:

$$\sigma = \frac{k_s}{10} \cdot \frac{\Delta p \cdot (0,1D)^2}{t^2} \quad (1-5)$$

a maksimalni progib:

$$\Delta = k_d \cdot \frac{\Delta p \cdot (0,1D)^3}{E \cdot t^3} \cdot D \quad (1-6)$$

Oznake veličina su ovdje iste kao i u jednadžbi (1-1) i jednadžbi (1-4); te oznake su također dane na sl.1.42. Koeficijenti  $k_s$  i  $k_d$  određuju se iz dijagrama na sl.1.41 u ovisnosti o  $d/D$  i  $t/D$  (gdje  $t$  označava srednju debljinu dijafragme).

Naprezanja u lopatici se po toj metodi ne određuju. Orijehtacijski ih se može odrediti po jednadžbi (1-2). Proračun dijafragme treba provoditi kod režima, kod kojeg se u danom stupnju očekuje maksimalni pad tlaka. Za posljednji stupanj, npr. takav je režim maksimalno opterećenje turbine.

## 1.5. Materijali za izradu dijafragmi i izbor dopuštenog naprezanja

Kao materijal za izradu lijevanih dijafragmi mogu služiti sivi ljevovi oznaka *SL18-36*, *SL21-40*, *SL24-44* (oznake prema GOST-u). Oni se primjenjuju za temperature do 250°C. Dopušteno se naprezanje za njih određuje s koeficijentom sigurnosti čvrstoće 5 do 6 u odnosu na graničnu savojnu čvrstoću. Tako se npr. za sivi ljev *SL18-36* dopušta  $\sigma_s = 60$  do  $70$  MN/m<sup>2</sup>.

Kod temperature do 300°C može se primijeniti perlitni sivi ljev *SL28-48* (oznaka prema GOST-u) ili modificirani sivi ljevovi, koji omogućavaju naprezanja do 100 MN/m<sup>2</sup>.

Kod viših se temperatura najčešće primjenjuju čelične dijafragme.

Dijafragme od čelika za kovanje *S30* (oznaka prema GOST-u) primjenjuju se za temperature do 350 ili najviše do 360°C. Naprezanja koja se kod njih dopuštaju su: do 150 MN/m<sup>2</sup> kod temperature oko 200°C i 70 do 80 MN/m<sup>2</sup> kod temperature 350°C.

Obično se u područjima visokih temperatura primjenjuju krom - molibden čelici *15HM*, *20HM*, *35HM* (oznake prema GOST-u). Prihvaćajući dopuštenu brzinu puzanja 10<sup>-6</sup>% na sat, mogu se uzeti kao prihvatljivima za te čelike naprezanja do 80 MN/m<sup>2</sup> kod temperature 400°C i do 120 MN/m<sup>2</sup> kod temperature 350°C. Lopatice dijafragmi prešane od lima izrađuju se gotovo uvijek od čelika *Ž1M* (oznaka prema GOST-u). Za glodane lopatice koristi se taj isti čelik, kao također i *Ž2* i *Ž1* (oznake prema GOST-u).

Za tijelo i lopatice čeličnih dijafragmi preporučaju se sljedeći koeficijenti sigurnosti čvrstoće,  $K_T = 1,65$  do 3;  $K_{tr} = 1,65$  do 2,3 i  $K_{pl} = 1,25$  do 1,4 gdje su:

$$K_T = \frac{\sigma_{0,2}^t}{\sigma_{dop}}; \quad K_{tr} = \frac{\sigma_{tr}}{\sigma_{dop}}; \quad K_{pl} = \frac{\sigma_{pl}}{\sigma_{dop}}$$

Naprezanje u ulivenim lopaticama dopušta se relativno nisko: 40 do 50 MN/m<sup>2</sup>. Progib dijafragme ne smije prelaziti 1/3 veličine zazora između dijafragme i diska.

## 1.6. Skretne lopatice

Skretnim lopaticama mogu se zvati sve mirujuće lopatice turbine. Isto tako lopatice sapničkih segmenata i dijafragmi razmotrene su prethodno. Ovdje će biti govora samo o skretnim lopaticama regulacijskih kola sa stupnjevima brzine i o skretnim (usmjeravajućim) lopaticama reakcijskih turbina s rotorom u obliku bubnja.

Skretne lopatice kola sa stupnjevima brzine često se izvode kao jednostavne rotorske lopatice s međukomadima, kao na sl.2.8.

Kod turbina visokog tlaka one imaju solidniju konstrukciju, kao što je prikazano na sl.1.43. Parcijalnost u tom stupnju je blizu jedinice, i skretne lopatice (1) su razmještene po čitavom srednjem promjeru. One su montirane u obujmicu (2) koja se sastoji od dvije polovice. Pogled na nju sa strane izlaza pare je prikazan na sl.1.43 gore desno. Obujmica je podešena s obzirom na kućište (7) turbine pomoću držača (11), koji su konstruirani u obliku kuka. Kuke se nepropusno dotjeruju k poprečnim nosačima koji su izvedeni u utoru u razdjelnoj ravnini kućišta. Držači ne samo da centriraju obujmicu u vertikalnom smjeru, no i pomoću kuka sprječavaju izobličavanje cilindričnog oblika obujmice pod djelovanjem temperaturnih deformacija. Držači se dotjeruju na taj način da je razdjelna ravnina obujmice postavljena niže spram razdjelne ravnine kućišta za 0,1 do 0,15 mm.

Zbog sprječavanja poprečnih pomicanja u vertikalnoj su ravnini smještena dva kosa klina (14), koji su zaklinjeni i privareni za kućište.

U potpunosti glodane lopatice (1) imaju korijen T-oblika, pomoću kojeg se uvode u utor u obujmici. Zatici (12) učvršćuju završne lopatice svake polovice oboda. Masivna bandažna traka skretnih lopatica ima labirintne brtve u obliku čeličnih prstena (4), koji su zaoštreni do 0,5 mm po debljini. Radijalni zazor kod labirintnih brtvi je 1,5 do 2,5 mm. Između pojedinih segmenata bandaže predviđeni su zazori veličine 0,5 do 1 mm zbog toplinskih deformacija.

Na mjestima gdje su između sapničkih segmenata međukomadi, na obujmicu skretnih lopatica pričvršćeni su štitnici koji smanjuju ventilacijske gubitke.

Materijal oboda je čelik 20HM (oznaka prema GOST-u), lopatica, bandaže i šiljaka labirintnih brtvi čelik Ž1 (oznaka prema GOST-u).

Skretne lopatice reakcijskih turbina koje imaju konstrukciju rotora u obliku bubnja obično se ugrađuju direktno u kućište. Korijen lopatice ima jednostavnu konstrukciju, kao npr., na sl.1.44.a i sl.1.44.b, gdje utori na lopatici odgovaraju izdancima u kanalu kućišta kroz koje se uvode lopatice.

Lopatice se najčešće izvode s međukomadima i mogu biti izrađene iz hladno valjanih profiliranih traka. Povezuju se spojnom žicom, duže čak i sa dvije kao na sl.1.44.b. Lopatice na sl.1.44.a povezane su spojnom žicom i bandažnom trakom. Skretne se lopatice proračunavaju na savijanje zbog razlike tlaka pare na isti način kao i rotorske lopatice.

Na sl.1.45 prikazane su skretne lopatice plinskih turbina, koje se najčešće konzolno ugrađuju u umetak ili kućište. Na presjeku A-A vidi se način ugradnje lopatice u umetak. Umetak i lopatice su izrađeni od čelika EI765 (oznaka prema GOST-u).



## 2. KONSTRUKCIJA ROTORSKIH LOPATICA

### 2.1. Tipovi rotorskih lopatica

Rotorske lopatice parnih i plinskih turbina mogu se klasificirati prema različitim karakteristikama.

S obzirom na karakter pretvorbe energije u stupnju, one se dijele na *akcijske* i *reakcijske*, kod čega prvima pripadaju lopatice koje rade s reaktivnosti 10 do 15% (kod lopatica kod kojih se reaktivnost mijenja po visini taj se broj obično odnosi na srednji promjer).

Sl.2.1.a prikazuje akcijsku lopaticu i kanal klasičnog oblika za brzine strujanja manje i veće od brzine zvuka. Ovdje je izrazito jače skretanje mlaza, pravocrtna linija leđa lopatica i kratko paralelno vođenje mlaza pare na izlaznom otvorenom trokutu. Potlačna strana ("trbuh") i pretlačna strana ("leđa") lopatice ograničene su jednim kružnim lukom. Širina kanala ostaje ista, bez sužavanja. Ulaz je dovoljno širok zbog sprječavanja prigušenja na ulazu. Ulazni brid lopatice je zaoštren. Polumjeri zakrivljenja  $r_1$  relativno su veliki, te uzrokuju manji korak  $t_2$ . Češće dolazi u obzir veći korak  $t_2$ , kako je prikazano crtkano na sl.2.1.a. Pri tome je polumjer  $r_1$  manji, dok je uvijek  $r_1 > e_2$ . Noviji je oblik profila akcijskih lopatica prikazan na sl.2.1.b, a upotrebljava se kod brzina strujanja koje leže blizu brzini zvuka. Kod dovoljno velike udaljenosti od brzine zvuka,  $M_2 < 0,6$ , prelazi se na profile sa zaobljenim ulaznim bridovima, kako prikazuje sl.2.2. Ova slika prikazuje reakcijski tip lopatica i pripadajućih kanala. Ovdje je karakteristično blago skretanje mlaza i suženi kanal u obliku sapnice (mlaznice) s malim izlaznim kutom  $\beta_2$ , dalje, slabo zakrivljena linija leđa lopatice s kratkim pravocrtnim završetkom do izlaza, bez paralelnog vođenja mlaza pare na izlazu. Trbuh lopatice je izveden s jednim ili više kružnih lukova, bridovi na ulazu su zaobljeni, a izlazni bridovi su konično suženi.

Oblici rotorskih kanala akcijskih turbina za različite Machove brojeve prikazani su na sl.2.3.

S obzirom na tehnologiju izrade postoje prešane, lijevane, kovane, od lima hladno valjane lopatice (sl.2.4) te najčešće glodane (sl.2.5) i lopatice rezane iz svijetlovučenih profiliranih pruga (sl.2.6).

Isto tako razlikuju se lopatice koje su konstantnog (sl.2.6) i promjenjivog profila po visini (sl.2.7).

Kod viših (dužih) lopatica, u odnosu prema promjeru stupnja, moraju se uzeti u obzir različite obodne brzine, kao i različiti ulazni kutovi parnog mlaza na korijenu i na vrhu lopatice. Zbog ispravnog ulaza parnog mlaza u rešetku lopatica ploha lista lopatice se mora zakrenuti u obliku vijčane plohe, tako da se ulazni kut povećava u smjeru od unutarnjeg prema vanjskom polumjeru. Obično se ovoj mjeri pribjegava kod visine rotorskih lopatica  $I_2 > D_{sr}/6$  do  $D_{sr}/7$ , rijetko kod manjih visina  $I_2$ . Sl.2.7.a predočuje lopaticu s uvijenim listom. Na ucrtanim trokutima brzina vidi se povećanje ulaznog kuta od  $\beta_{1k}$  na korijenu do  $\beta_{1v}$  na vrhu lopatice, isto tako obodne brzine od  $u_k$  do  $u_v$  i razdiobe koraka od  $t_{2k}$  do  $t_{2v}$ . Kod posljednjih stupnjeva kondenzacijskih turbina graničnih snaga povećava se visina rotorskih lopatica  $I_2$  od  $D_{sr}/3$  do  $D_{sr}/4$ . Kod ovih lopatica postoji osobito veliko povećanje razdiobe koraka od  $t_{2k}$  do  $t_{2v}$ , nasuprot kojemu se umanjuje izlazni kut  $\beta_{2v}$  na vrhu lopatice. Veoma često se istodobno umanjuje širina lopatice  $b$  od korijena prema vrhu.

Sl.2.7.b predočuje uvijene rotorske lopatice veće visine, koje često pripadaju reakcijskim turbinama. Kod visokih lopatica treba crtati presjek profila lopatice za kanal na vanjskom (vrh) i unutarnjem (korijen) promjeru rešetke lopatica aksijalnog stupnja. Pri tome treba obratiti pažnju na povoljne odnose strujanja, koji se ne mogu obično kod ovakvih lopatica postići u punoj mjeri, osobito s obzirom na zakrivljenje na konkavnoj strani kanala ("trbuhu", lopatice). Polumjer  $R_v$  na tom mjestu za vanjski kanal (vrh lopatice) treba imati vrijednost 1,5 puta svijetla širina toga kanala na izlazu.

Izvedba lopatice predočene na sl.2.7.b omogućuje osobito jednostavnu obradu, jer se glodalo za leđa lopatice kod uzdužnog gibanja od korijena lopatice prema vrhu istodobno pomiče bočno u smjeru prema izlaznom bridu. Smjer parnog mlaza kod većih promjena ulaznog kuta relativne brzine na korijenu i na vrhu lopatice odgovara na korijenu tangenti na "leđa" lopatice, a na vrhu tangenti na "trbuh" lopatice (pogledati na slici smjerove brzina  $w_{1k}$  i  $w_{1v}$ ). U novije se vrijeme izvode uvijene

lopaticice i toplim prešanjem te kovanjem u kalupu što omogućuje općenito povoljnije oblikovanje presjeka, nego glodanje i blanjanje.

Umanjenje djelovanja centrifugalne sile lopaticice može se postići znatnim smanjenjem presjeka od korijena prema vrhu. Težišta svih presjeka lopaticice trebaju ležati na zajedničkom pravcu koji kod montaže lopaticica na disk zauzima radijalni smjer. U tom se slučaju izbjegava naprezanje savijanja u lopaticici djelovanjem centrifugalne sile mase lopaticice.

Na sličan se način, kao rotorske lopaticice, mogu izvesti uvijene lopaticice statorske rešetke, s tom razlikom što ove ne trebaju biti umanjene u dimenzijama (širina lopaticice i debljina profila) od korijenog do vanjskog presjeka.

Na sl.2.8 prikazana je rotorska lopaticica akcijske turbine sa svim svojim osnovnim dijelovima. Lopaticica ima konstantni profil po visini i može biti izrađena jednom od prije navedenih tehnologija.

Kod lopaticice se razlikuje: profilni dio (1), koji ima konkavnu ("trbuh") i konveksnu ("leđa") stranu, (koji se često puta naziva i list lopaticice) te nogu (ili korijen) (2).

Pomoću noge (2) lopaticica se pričvršćuje za disk (3) (ili bubanj), a između njih se umeću međukomadi (4), koji određuju veličinu koraka lopaticica te ograničavaju širinu rotorskih kanala između lopaticica. S vanjske strane kanal zatvara bandaža u obliku trake (5), koja se postavlja na zatike (6) koji se nakon montaže bandaže raskivaju. Po obodu rotorskog kola bandaža se sastoji od nekoliko komada s malim zazorima između njih radi kompenzacije temperaturnih deformacija bandaže.

Pošto je najmanji poprečni presjek noge te lopaticice značajno manji od poprečnog presjeka profilnog dijela, to se ta konstrukcija može primjenjivati samo kod malih centrifugalnih sila, tj. kod kratkih lopaticica i malih obodnih brzina rotacije.

Veću čvrstoću ima noga principijelno iste konstrukcije, no bez odvojenog međukomada: on je izrađen zajedno s lopaticicom kako prikazuje sl.2.9. Takve se lopaticice izrađuju glodanjem i danas se široko primjenjuju kod suvremenih turbina s visokim ulaznim parametrima.

Oba se tipa lopaticica (prikazane na sl.2.8 i sl.2.9) uvode u utor u obodu diska kroz jedno ili dva dijametralno postavljena proširenja na cilindričnoj površini oboda, kod čega je širina tih proširenja jednaka najširem dijelu korijena lopaticice. Kod montaže lopaticica i međukomada treba se osigurati čvrsto nalijeganje površina noge lopaticica i međukomada (zazor između njih smije biti do 0,05 mm).

Noge lopaticica na sl.2.9 dotjeruju se jedna k drugoj pomoću boje: kod prvih stupnjeva po čitavoj površini noga, a kod posljednjih po pojasi visine oko 10 mm, kako je prikazano na sl.2.10. Na mjestima kontakta ne dopušta se zazor, dok na mjestima gdje postoji zračnost ona ne smije prelaziti 0,1 mm.

Nakon montaže lopaticica, proširenja na disku se zatvaraju pomoću završnih lopaticica, sl.2.11, čije se dimenzije noge duž oboda kola prilagođavaju prema dimenziji između dvije susjedne lopaticice (dopušta se odstupanje od koraka na tom mjestu do + 1 mm). Završne se lopaticice pričvršćuju za disk pomoću jedne ili dvije zakovice (postoje i drugi načini pričvršćenja). Češće se prošireno mjesto utora na vijencu diska nakon umetanja posljednje lopaticice zatvara završnim komadom, sl.2.12, koji mora biti osiguran protiv ispadanja u pogonu. Na sl.2.12 s (a) je označen obod diska, (b) lopaticica, (c) bakreni jahač i (d) čelični klin. Nakon umetanja klina (d) preko njega se zakuje jahač (c) te se time ispuni prošireni prostor između susjednih lopaticica, tako da ne može doći do ispadanja kod rotacije turbine. Na sl.2.13 prikazana je lopaticica slične konstrukcije kao i na sl.2.9.

Kod regulacijskih stupnjeva s visokim ulaznim parametrima pare, da bi se ostvarila što veća kompaktnost, pošto su lopaticice podvrgnute značajnim savojnim naprezanjima koja se osim toga i intenzivno periodički mijenjaju, primjenjuje se zavarivanje dvije do tri lopaticice u paket.

Na sl.2.14 prikazan je takav paket od dvije lopaticice. Lopaticice su izrađene zajedno s dijelovima bandažne trake tako da nakon zavarivanja čine bandažu nad kanalima. Prije zavarivanja se noge lopaticica dotjeruju jedna prema drugoj pomoću boje, kao i na sl.2.10, dok između krajeva bandažnih traka treba ostati zazor 0,3 do 1 mm.

Svaki niz lopatica ima dva završna paketa, sl.2.15, koji se pričvršćuju za obod diska pomoću zakovica. Na sl.2.15.a prikazan je takav način pričvršćenja za Curtisovo kolo. Nakon montaže lopatica na disk one se obrađuju na dimenzije koje su prikazane na sl.2.15.b crta-točka linijom.

Na sl.2.16 prikazane su fotografije različitih etapa zavarivanja i obrade paketa s tri lopatice, a na sl.2.17 vidi se crtež regulacijskog stupnja izvedenog s takvim paketima.

Rotorske lopatice imaju viličastu nogu i pričvršćuju se za disk zakovicama - jedan paket od tri lopatice jednom zakovicom.

Već je prethodno bilo riječi o lopaticama promjenjivog profila po visini. Na sl.2.18 prikazana je konstrukcija lopatice također promjenjivog profila po visini. Ovdje je primijenjena tzv. "jela" noga. Profil lopatice se od korijena do vrha smanjuje po širini i debljini, mijenjaju se također veličine ulaznih i izlaznih kutova te polumjeri lukova koji ocrtavaju profile. U korijenu lopatice profil odgovara *akcijskom* procesu pretvorbe energije, a na vrhu *reakcijskom*. Težišta presjeka leže na jednom pravcu. Lopatice su povezane u pakete s dvije spojne žice, što povisuje frekvenciju vlastitih vibracija paketa.

Na sl.2.19 prikazana je konstrukcija lopatice promjenjivog profila turbine snage 100 MW s brojem okretaja 3.000 u minuti. Njena visina je 740 mm uz srednji promjer rotorskog kola 2.085 mm. Lopatica ima naglu promjenu površine poprečnog presjeka i jako se uvija. Tri spojne žice povezuju lopatice u pakete. Na mjestima gdje su provrti za spojne žice lopatice su zadebljane. Lopatica ima jela nogu, koja je savijena u obliku kružnog luka, što uz mali korak u korijenu lopatice omogućava smještaj profilnog dijela od samog korijena. Na poprečnim presjecima lopatice osi y-y i x-x su osnovne linije na koje se odnose dimenzije profila.

Visina lopatice na sl.2.19 nije i granična za 3.000 okretaja u minuti.

Na sl.2.20 prikazane su dimenzije posljednjih stupnjeva parnih turbina većih snaga. Kod zadnjeg primjera na sl.2 20 visina lopatice je 780 mm uz srednji promjer 2.125 mm. Omjer  $D_{sr}/I_2$  je 2,72, a obodna brzina na srednjem promjeru je 456 m/s. Slične karakteristike ima i primjer c) na istoj slici.

Kod trodijelnog niskotlačnog kućišta turbine snage 300 MW uz tlak u kondenzatoru 0,035 bara, visina lopatice posljednjeg stupnja je 840 mm, a izlazna površina rešetke 18 m<sup>2</sup>. Daljnje povećanje snage može se postići:

- a) povećanjem broja izlaza u niskotlačnom dijelu;
- b) primjenom lopatica izrađenih od titanovih legura koje imaju veću čvrstoću, a nižu specifičnu masu;
- c) primjenom konstrukcija s više vratila s nižim brojem okretaja (npr. 1.500 u minuti) za niskotlačni dio.

## 2.2. Profilni dio (list) lopatice

Na pravila profiliranja lopatica ukazuje se prilikom izučavanja toplinskog procesa kod toplinskih turbina. Ovdje će se ukazati na najosnovnija.

Opstrujavanje profila lopatice parom treba se odvijati u uvjetima postupnog pada tlaka duž konkavne strane lopatice i na većem dijelu konveksne strane: povećanje tlaka duž konveksne strane ("leđa") dopušta se samo u blizini izlaznog brida.

Takva se raspodjela tlaka po profilu postiže postupnom promjenom zakrivljenja profila i to uz povećanje polumjera zakrivljenja profila od ulaznog ka izlaznom bridu. Iz tehnoloških razloga svrsishodno je isprofilirati konkavnu stranu ("trbuh") profila s jednim ili dva kružna luka, a konveksnu parabolom, lemniskatom ili s nekoliko kružnih lukova uz postupno smanjivanje njihovog zakrivljenja. Pravocrtni se dijelovi profila za dozvučne brzine strujanja ne dopuštaju. Lopatični kanal turbinske rešetke treba biti konfuzorskog tipa.

Izlazni brid profila treba biti izrađen što je moguće tanjim, no ipak zaobljeno, da ne bi dolazilo do velikih koncentracija naprezanja.

Ulazni brid kod dozvučnih ulaznih brzina treba biti zaobljen sa ne odviše malim polumjerom ( $r_1 > 0,02B$ , gdje je  $B$  duljina tetive profila). S porastom polumjera  $r_1$  raste neosjetljivost profila na promjenu napadnog kuta: gubici pri opstrujavanju se veoma slabo mijenjaju s promjenom napadnog kuta.

Kod nadzvučnih ulaznih brzina polumjer  $r_1$  treba biti što manji, toliki koliko dopuštaju uvjeti čvrstoće. Na ulaznom dijelu leđa može se pojaviti pravocrtni dio.

Kod nadzvučnih izlaznih brzina (s ekspanzijom u dijelu kanala koji se širi) svrsishodno je izvesti izlazni dio leđa pravocrtno.

Prijelaz s pravocrtnog dijela na ulazu na zakrivljeni treba učiniti uz postupno smanjenje polumjera zakrivljenja, od beskonačno velikog do minimalnog na srednjem dijelu leđa. Analogno pravilo vrijedi pri prijelazu od minimalnog polumjera zakrivljenja do pravocrtnog dijela na izlaznom dijelu leđa.

Kut  $\delta$  profila, sl.2.21, leži u granicama 5 do 15°, s tim da se smanjuje prilikom povećanja Machovog broja  $M_2$  na izlazu iz rešetke. Kod  $M_2 > 1$  svrsishodno je koristiti  $\delta = 0$ , tj. izvoditi izlazni dio leđa pravocrtnim.

Izlazni se kut toka pare iz lopatičnog kanala određuje po jednadžbi:

$$\beta_2 = \arcsin m \frac{a}{t}$$

gdje  $m = 1$  do 1,1; ili se točnije određuje po jednadžbi (oznake prema sl.2.21):

$$m = \frac{t}{t - s}$$

Novi profili, razrađeni u posljednje vrijeme, u skladu s prethodno izloženim principima, odlikuju se malim profilnim gubicima, koji se neznatno mijenjaju s promjenom koraka i ulaznog kuta. To dopušta korištenje jednog te istog profila u relativno širokim granicama vrijednosti ulaznog kuta toka i promjenom koraka i kuta postave izabiranje potrebnog izlaznog kuta toka pare.

Na sl.2.22 prikazan je suvremeni akcijski profil za dozvučne brzine strujanja. Kao jedna od koordinati (os  $x$ ) odabrana je tetiva profila. U tom slučaju kod promjene kuta postave profila  $\gamma$  nije potrebno ponovo računati koordinate središta lukova koji opisuju profil. Ne mijenjaju se također ni koordinate težišta profila  $x_0$ ,  $y_0$  te ni momenti inercije  $I_{xx}$  s obzirom na os  $x$ . Kut postave profila  $\gamma$  i korak lopatica  $t_2$  mogu se mijenjati u izvjesnim granicama s odgovarajućom promjenom izlaznog kuta  $\beta_2$  (kod promjene kuta postave za vrijednost  $\Delta\gamma$  mijenja se izlazni kut  $\Delta\beta_2 \approx \Delta\gamma$ ; s povećanjem koraka  $\beta_2$  raste). Širina profila  $b$  odabire se na temelju konstrukcijskih zahtjeva. Kod toga se proporcionalno mijenjaju sve dimenzije profila izuzev debljine izlaznog brida, koja se ne uvećava proporcionalno širini profila. Kod promjene mjerila površina profila se mijenja proporcionalno s kvadratom, a moment inercije s četvrtom potencijom promjene mjerila.

Na sl.2.23 prikazan je profil za okolozvučne brzine na ulazu. Profil se odlikuje s malim veličinama koraka (kod kuta postave  $\gamma = 85,35^\circ$  preporuča se područje relativnih koraka  $t_{rel} = 0,55$  do 0,59; za  $\gamma = 80,33^\circ$ ,  $t_{rel} = 0,52$  do 0,64) i prisutnosti ravnih dijelova leđa, kako na ulazu tako i na izlazu. Prethodno dani profili se preporučaju za akcijske stupnjeve ili za rad s malom reaktivnosti.

Kao primjer reakcijskog profila može poslužiti profil dan na sl.2.24. Taj je profil razrađen kao statorski. Zato je njegov ulazni geometrijski kut približno 90°. Dosta veliki polumjer zakrivljenja ulaznog brida osigurava neosjetljivost na promjene ulaznog kuta  $\beta_1$  koji se razlikuje od 90°. Koordinate točaka profila dane su tablici 2.1.

Konstrukcija lopatice promjenjivog profila po visini izvodi se uz uzimanje u obzir:

- a) prihvaćenog zakona uvijanja lopatice;
- b) općih pravila profiliranja koja su prethodno izložena;
- c) prihvaćene metode obrade lopatice.

Na sl.2.25 prikazani su profili po visini jedne uvijene lopatice s omjerom  $D_{sr}/I_2 = 7,4$ . Zamjetno je naglo povećanje kuta  $\beta_1$  od korijena ka vrhu i smanjenje debljine profila. Međulopatični kanal je u svim presjecima konfuzorskog tipa.

### 2.3. Tehnološki postupci obrade profilnog dijela lopatice

Kako je već prethodno rečeno lopatice se mogu izrađivati:

- a) preciznim prešanjem;
- b) lijevanjem;
- c) obradom reznim alatima iz komada različitih oblika ili već prešanih poluproizvoda;
- d) obradom rezanja iz svijetlovučenih (hladnovučenih) traka određenog profila.

Izrada lopatica metodama preciznog prešanja i preciznog lijevanja (s naknadnim poliranjem) svakako je svrsishodna i treba značajno pojeftiniti proizvodnju lopatica. Lijevane se lopatice s uspjehom već dosta dugo primjenjuju kod zrakoplovnih plinskih turbina. Nakon prvih uspješnih probnih izrada prešanih i lijevanih lopatica neki proizvođači su prešli na njihovu primjenu, te se ubuduće može očekivati i šira primjena.

Primjena svijetlovučenih profila moguća je kod lopatica konstantnog profila po visini s konstrukcijom noge kao na sl.2 .8. U tom se slučaju lopatice režu iz gotove profilirane trake i obradi (glodanju) se podvrgavaju samo noga i zatik za bandažu. Profilni dio ne zahtjeva nikakvu dodatnu obradu, čak ni poliranje, pošto je površina svijetlovučenog profila visoke uglađenosti, a tolerancije na dimenzije profila su do  $\pm 0,1$  mm po debljim i 1 do 2% po njegovoj širini.

Lopatice od svijetlovučenih profila znatno su jeftinije od glodanih, zato se njihova primjena preporuča svagdje gdje to omogućava njihova čvrstoća.

Najrasprostranjenija metoda izrade lopatica konstantnog profila je glodanje profilnim glodalima, čiji su shematski prikazi dani na sl.2.26. Lopatice se pričvršćuju na stol alatnog stroja za glodanje, koji se giba u smjeru okomitom na os glodala. Kao početni poluproizvod služi ili komad pravokutnog presjeka ili vruće valjana traka ili prešani izradak. U posljednja dva slučaja postoji mali dodatak na obradu.

Konkavni se dio lopatice, koji opisuje samo jedan polumjer, može izrađivati glodalom istog polumjera umanjenog za veličinu dodatka za naknadno brušenje ili poliranje.

Shema glodanja lopatice promjenjivog profila s konstantnim izlaznim kutom prikazana je na sl.2.27. Polumjeri koji opisuju "leđa" i "trbuh" ( $r_1$  i  $r_2$ ) ne mijenjaju se po visini lopatice. Središta tih polumjera leže na pravcima  $AB$  (za "leđa") i  $CD$  (za "trbuh"), te su nagnuti prema aksijalnom (radijalnom) pravcu  $Y-Y$  lopatice. Kod glodanja "leđa", lopatica se mora premještati po pravcu  $AB$ , a kod glodanja "trbuha" po pravcu  $CD$ . Pravci na kojima leže središta također su nagnuti prema osnovnoj ravnini lopatice, koja prolazi kroz izlazni brid u korijenom presjeku lopatice. Pravac poprečnog presjeka te ravnine je prikazan na sl.2 27. Nagib pravaca na kojima leže središta s obzirom na osnovnu ravninu mjeri se odsječcima  $a_1, a_2, a_3$  - za "trbuh" i  $b_1, b_2, b_3$  - za "leđa". Kod glodanja, lopatica treba biti postavljena pod odgovarajućim nagibom prema stolu alatnog stroja.

Ako je profil opisan s nekoliko polumjera, kako je to prikazano na sl.2.28, to je poželjno, da su pravci na kojima leže središta jedne te iste površine međusobno paralelni. U tom je slučaju moguće glodanje na isti način kako je prikazano na sl.2.27.

Moguće je glodati lopatice, kako konstantnog, tako i promjenjivog profila metodom obrade koja koristi jednostavno cilindrično ili konično glodalo. Kod izrade je os glodala smještena paralelno s osi lopatice koja ima konstantni profil po visini ili je pod malim kutom prema osi lopatice koja ima promjenjiv profil po visini. Lopatica se obrađuje istovremeno po cijeloj visini okrećući se u napravi oko uzdužnog pravca, koji spaja središta zakrivljenja odvojenih presjeka. Pravocrtni se dijelovi profila izrađuju glodanjem s uzdužnim posmakom stola.

Shema obrade "leđa" profila prikazana je na sl.2.29. Položaj (1) odgovara početku rada. Uključuje se uzdužni posmak stola i prvo se gloda dio (a). Kod položaja (2) isključuje se uzdužni posmak i počinje okretanje lopatice oko točke O. U položaju (3) obrada površine polumjera  $r$  je završena i ponovo se uključuje uzdužni posmak za izradu dijela (b). Posljednja se operacija završava u položaju (4).

Primjenjujući za obradu ne cilindrično nego profilirano glodalo, može se izraditi profil s promjenjivim polumjerom  $r$  po visini.

Dijelove profila lopatice, koji su opisani kružnim lukovima s većim polumjerom, mogu se obraditi blananjem na tokarskom stroju tako da se istovremeno postavi duž osi alatnog stroja nekoliko lopatica (središte zakrivljenja obrađivanog dijela profila treba ležati svakako u osi alatnog stroja).

Uvijene lopatice suvremenih turbina izrađuju se obično na kopirnom alatnom stroju. Na sl.2.30 shematski je prikazana obrada konkavne strane lopatice s cilindričnim glodalom uz primjenu ravnih kopirača. Lopatica se postavlja na obradni stol horizontalne glodalice pod kutom  $\varphi$  spram osi glodala. Kod horizontalnog gibanja obradnog stola alatnog stroja lopatica se premješta u vertikalnoj ravnini uz pomoć jednog ili dva ravna kopirača tako, da glodalo obrađuje istovremeno cijelu konkavnu stranu. Polazeći od konture te površine u korijenom i perifernom presjeku, konstruiraju se pravci po kojima se treba premještati središte glodala. Međupresjeci se podvrgavaju zakonu gibanja lopatice relativno na glodalo te mogu biti izrađeni na taj način. Ako se pokažu neprihvatljivima, treba samo promijeniti početni položaj glodala (kut  $\varphi$ ) i ponoviti izradu.

Kod svih se prethodno opisanih metoda strojne obrade konstruiranje uvijene lopatice podređuje tehnološkom postupku njene izrade, čiji izbor je u manjoj mjeri određen profilima međupresjeka lopatice.

Glodanje ili blanjanje lopatica uz primjenu kopirnih naprava omogućava obradu bilo kojeg profila lopatice s bilo kojim zakonom njegove promjene po visini lopatice. Isto tako cijena koštanja takve obrade se bitno povećava.

Nakon glodanja se radna površina lopatice brusi i polira. To je bitno, ne samo zbog smanjenja hidrauličkih gubitaka u kanalima lopatica, no i zbog povećanja otpornosti koroziji nehrđajućih čelika, kao i povećanja granice zamora materijala lopatice koja se kako je poznato snižava uz prisutnost ogrebotina i riseva na površini. Kvaliteta površine nakon poliranja treba odgovarati klasi 8 do 9.

Dimenzije profila se provjeravaju šablonama, koje se sastoje obično iz dva dijela - za provjeru profila konkavne i konveksne strane lopatice. Za kontrolu lopatica promjenjivog profila primjenjuje se komplet šablona montiranih u napravi, gdje su šablone za provjeru odvojenih presjeka lopatica postavljene na određenom rastojanju jedna od druge. Položaj profilnog dijela lopatice s obzirom na korijen provjerava se istovremeno s istom napravom. Odstupanje od šablone se dopušta u granicama  $\pm 0,05$  mm za lopaticu širine do 20 mm i  $\pm 0,02$  mm za lopatice širine 50 mm i više. Debljina rubova se izrađuje obično s tolerancijom  $\pm 0,05$  do  $\pm 0,1$  mm (posljednja vrijednost za rubove čija debljina prelazi 1 mm). Tolerancija na maksimalnu debljinu profila bira se od  $\pm 0,5$  mm (kod debljina manjih od 2 mm) do  $\pm 0,20$  mm (kod debljine 8 mm i više). Ulazni i izlazni kutovi mogu biti izrađeni s tolerancijom  $\pm 0,5^\circ$ , a širina lopatice obično s tolerancijom  $-0,05$  mm.

## 2.4. Konstrukcija i izrada vrha lopatice, bandaže i spojne žice

Primjeri konstrukcije vrhova lopatica (zatika) prikazani su na sl.2.8. do sl.2.20. Te konstrukcije su sistematizirane na sl.2.31.

Oblik na sl.2.31a često se susreće kod lopatica od svijetlovučenih profila. On se dobiva glodanjem, koje može biti izvedeno odjednom za paket lopatica i to s obje strane. Oblik na sl.2.31.b primjenjuje se za lopatice sa značajnom debljinom profila. Obrada vrha se izvodi s reznim alatom u specijalnoj stegi na glodalici. Kružni oblik vrha pojednostavljuje izradu bandaže. Promjer vrha se izrađuje u četvrtoj klasi točnosti. Oblik na sl.2.31.c primjenjuje se za lopatice s malim korakom no velikom debljinom profila.

Oblik na sl.2.31.d karakteriziran je s kosim perifernim dijelom lopatice, zbog čega lopatica kod izrade vrha treba biti postavljena u napravu pod određenim kutom. Oblik na sl.2.31.e primjenjuje se kod širokih lopatica koje imaju stanjeni profil na perifernom promjeru, pa nije moguće izvesti vrhove.

Oblik na sl.2.31.f tipičan je za reakcijske lopatice bez bandaže koje karakterizira mali radijalni zazor s obzirom na kućište. Stanjivanje se izvodi glodanjem obično do debljine 0,5 mm na rotirajućem okviru (ako je konkavna strana lopatice opisana jednim polumjerom) ili po kopirnoj šabloni. Oblik na sl.2.31.g primjenjuje se za velike promjere vrhova. Oko vrha se izrađuje prstenasti kanal da ne bi došlo do oslabljenja bandaže. Unutarnji konus u vrhu olakšava njegovo raskivanje.

Oblik na sl.2.31.h predstavlja pločicu pravokutnog oblika koja se izrađuje zajedno s lopaticom. Te pločice prekrivaju lopatične kanale i oblikuju nad njima bandažu. Kod nekih se konstrukcija pločice niza lopatica međusobno zavaruju, spajajući na taj način grupu lopatica u paket (sl.2.14 i sl.2.16). Konstrukcija bandaže jasno se vidi na sl.2.8. Broj lopatica, koje su povezane bandažom u paket, kreće se od 5 do 20 komada i smanjuje se sa smanjenjem promjera rotora i povećanjem temperature pare.

Zazori za temperaturne deformacije između segmenata bandaže su 0,3 do 1 mm za prve stupnjeve i 1 do 1,5 mm za posljednje stupnjeve. Prilijeganje bandaže k lopatici treba biti čvrsto - dopušta se zazor do 0,1 mm. Da bi se povećala krutost spoja bandaže i lopatica neki proizvođači tvrdo leme sa srebrnim lemom segmente bandaže za lopatice. Otvori na bandaži probijaju se na preši s napravom za pomicanje trake koja omogućava točno održavanje koraka lopatica. Na sl.2.32 prikazana je bandaža prikovana na zadebljane vrhove lopatica, slično kao na sl.2.31.e.

Ponekad bandaža ima i namjenu brtve za smanjenje prostrujavanja pare kroz aksijalne ili radijalne zazore. Primjeri tih konstrukcija su prikazani na sl.2.33. Bandaža na sl.2.33.a dobivena od specijalno vučene trake brtvi kako aksijalni zazor između statorskih i rotorskih lopatica, tako i radijalni zazor rotorskih lopatica. Kod bandaže na sl.2.33.b donja se traka debljine oko 0,8 mm izrađuje od crvene mjedi (kod nižih temperatura) ili od nikla i brtvi aksijalni zazor. Vanjska čelična bandaža ima normalnu konstrukciju. Rubovi bandaže se izrađuju skošeno da bi se smanjila savojna naprezanja u bandaži zbog centrifugalne sile. Vrh lopatice je prikazan kako izgleda prije raskivanja. Kod tipa na sl.2.33.c koristi se bandaža istovremeno kao složena labirintna brtva.

Na sl.2.34 prikazan je protočni dio regulacijskog stupnja (konstrukcija kao na sl.2.19) gdje je također brtvljenje realizirano pomoću konstrukcije bandaže. Rotorske su lopatice izrađene kao i na sl.2.14.

Reakcijske lopatice nemaju bandažu, kao ni visoke i jako visoke lopatice, pa se međusobno spajaju spojnom žicom. Primjer konstrukcije je dan na sl.2.35.

Spojna žica (1) spaja nekoliko lopatica u paket. Provrti u lopaticama se izrađuju 0,2 do 0,5 mm veći nego što je promjer žice. Rubovi provrta se zaobljuju da bi se spriječila koncentracija naprezanja.

Spojna žica se pričvršćuje za lopatice lemljenjem s tvrdim srebrnim lemom. Ponekad nije potrebno nikakvo dodatno spajanje nego se samim trenjem između lopatice i žice prigušuju vibracije. U tom se slučaju krajevi žice savijaju prema dolje.

Susjedni paketi lopatica ponekad se povezuju međusobno pomoću mosta (2), koji se tvrdo zalemi za nekoliko lopatica lijevog paketa i prolazi kroz provrte u nekoliko lopatica desnog paketa. Kod vibriranja paketa trenje mosta u provrtima susjednog paketa smanjuje amplitudu vibracija.

Na sl.2.36 dan je prikaz paketa lopatica koji je povezan s tri veze koje su izvedene pomoću cjevčica. Krajevi cjevčica su zatvoreni s čepovima koji su tvrdo zalemljeni sa srebrnim lemom (detalj K). U pakete se povezuje 7 do 8 lopatica. Za razliku od posljednje konstrukcije, gdje se paketi ne povezuju međusobno, kod nekih turbina se primjenjuje međusobno povezivanje paketa: krajevi odvojenih

redova žica međusobno se ne podudaraju. Izbor prvog ili drugog tipa spajanja ovisi o vibracijskim karakteristikama lopatica.

Istraživanja su pokazala da prisutnost spojnih žica znatno umanjuje iskoristivost turbinskog stupnja. Zato se mogu vidjeti sve češće spojne žice čiji presjek ima oblik kapljice (manji otpor opstrujavanju) ili se ide za tim da se u potpunosti odbace spojne žice kako ne bi stvarale otpor strujnom toku u protočnom dijelu turbine. Na sl.2.37 dan je primjer posljednjeg stupnja gdje se uspjelo na drugi način riješiti problem vibracija bez primjene spojnih žica. Duže lopatice suvremenih snažnih plinskih turbina kod zrakoplova i aksijalnih kompresora nemaju također ni bandaže ni spojne žice.

## 2.5. Izvedbe noga (korijena) rotorskih lopatica, tolerancije na njihove dimenzije te tehnologija izrade

Na sl.2.38 prikazane su najčešće korištene izvedbe noga rotorskih lopatica. Izvedbe prikazane na sl.2.38.a - 2.38.c predstavljaju različite izvedbe *T-noge* (kao i sl.2.8 do sl.2.10). Izvedbe na sl.2.38.a i sl.2.38.b približno su jednake po svojim karakteristikama, dok kod izvedbe na sl.2.38.c pretici na lopatici sprječavaju eventualno otvaranje čeljusti vijenca diska u kojoj se javlja savojno naprezanje zbog centrifugalnih sila lopatica.

*T-noga* se izrađuje profilnim glodalima istovremeno s obje strane i to kod svake lopatice posebno ili istovremeno kod paketa lopatica. Pretik kod izvedbe na sl.2.38.c izrađuje se glodalom gljivastog oblika. Površine koje omeđuju nogu, pa njenoj debljini trebaju biti radijalne kako prikazuje sl.2.9. Te površine, a također i površine koje su u kontaktu s kanalom u disku, trebaju biti obrađene s velikom točnošću, a njihove dimenzije provjerene sa specijalno kalibriranim šablonama i mjernim instrumentima. Veličine zazora ili preklapanja su dane na sl.2.38.a - sl.2.38.c. Da bi se realizirao radijalni zazor po dimenziji *O* i na taj način izbjeglo točno dotjerivanje po dimenziji *P* (sl.2.38.b), kod nekih se konstrukcija pod nogu lopatice stavlja čelična pločica, kako je prikazano na sl.2.34.

Noge gljivastog oblika, prikazane na sl.2.38.d i sl.2.38.e, poznate su pod imenom „*jahaća noga*“. Izvedba na sl.2.38.e preporuča se za lopatice veće visine koje imaju veće centrifugalne sile. Pretici na lopatici sprječavaju širenje bočnih strana noge pod djelovanjem savojnih naprezanja. Te se noge obrađuju profilnim glodalima gljivastog oblika, koja daju mogućnost da se odjednom izradi profil utora u nozi. Još je bolji način obrade izrada utora u nozi provlačenjem, što daje još bolju površinu i veću točnost obrade. Tolerancije na osnovne dimenzije noge ovdje nisu od većeg značaja osim na dimenziju *t* između površina na kojima je oslanjanje: lopatice se montiraju na disk tako da je zazor ili preklapanje na dimenziji *t* jednako kao i na dimenziji *O*.

Zbog montaže lopatica s jahaćom nogom na disk, njegov je obod na jednom ili dva dijametralno postavljena mjesta obrađen kako to prikazuje sl.2.39 (normalni profil oboda je naznačen crtkano). Na tim se mjestima na obodu uvode sve lopatice, a nepopunjeni se prostor na tom mjestu između lopatica zatvara završnim komadom debljine 25 mm (mjereno po vanjskom promjeru), koji se pričvršćuje za obod s dvije zakovice.

Kod kraćih se lopatica može također koristiti specijalna završna lopatica koja se pričvršćuje za susjedne lopatice s dva zatika, kako je prikazano na sl.2.40. Provrta za zatike se buše i razvrtavaju nakon ugradnje završne lopatice.

Za lopatice srednjih ili većih visina primjenjuju se *viličaste noge* koje se nasaduju, sl.2.38.f, ili usađuju, sl.2.38.g, na disk. Nakon glodanja vilice u lopatici treba je brusiti. Svršishodno je stoga završnu obradu vilica raditi provlačenjem. Noge susjednih lopatica dotjeruju se jedna prema drugoj pomoću boje. Otisci boje mogu biti smješteni samo na pojasi širine oko 10 mm na donjem i gornjem dijelu noge kako prikazuje sl.2.41. Između tih pojasa dopusta se zazor od 0,05 mm.

Lopatice se pričvršćuju za disk pomoću zakovica. Provrta za zakovice su smješteni na dodirnoj površini dvije lopatice, kako je prikazano na sl.2.41. Bušenje tih provrta kao i njihovo razvrtavanje izvodi se zajedno s diskom.

Na sl.2.42 prikazani su crteži zakovica koje se primjenjuju za pričvršćenje viličaste noge. Na crtežu su prikazane neke od dimenzija i tolerancije na njihov promjer; *d* označava promjer provrta u disku i lopatici.



Prethodni način pričvršćenja rotorskih lopatica razlikuje se u povoljnom smislu od prethodnih, zbog toga što se svaka lopatica može na lak način zamijeniti bez demontaže ostalih. Povećanjem broja vilica može se ostvariti zadovoljavajuća čvrstoća konstrukcije noge i za najviše lopatice, a samim time i velike obodne brzine. Univerzalnost, čvrstoća i krutost konstrukcije omogućuje njenu primjenu za lopatice srednjih i velikih visina.

Konstrukcija prikazana na sl.2.38.h prikazuje nogu koja se primjenjuje za kraće lopatice koje nisu opterećene velikim centrifugalnim silama. Ta noga zahtjeva veliku točnost izrade zupčastog profila, što se može ostvariti glodanjem s profitnim glodalom, iako je nakon toga potrebno brušenje s fazoniranim brusom. Dimenzije  $y$  izrađuju se s tolerancijom  $\pm 0,005$  mm kako za nogu tako i za kanal u disku.

Dosta slična posljednjoj izvedbi pričvršćenja je izvedba pričvršćenja reakcijskih lopatica od svijetlovučenih profila prikazana na sl.2.43. U korijenu, lopatica ima zadebljanje *T oblika*, koje je izrađeno hladnim prešanjem na hidrauličkoj preši. Lopatice se pričvršćuju s dva međukomada, koji se pričvršćuju pak u kanal u bubnju na isti način kao i kod primjera na sl.2.38.h.

Za lopatice velike visine s velikim centrifugalnim silama primjenjuje se način pričvršćenja prikazan na sl.2.38.i. Sličan način pričvršćenja, tzv. "*jela noga*", osigurao si je prednost u zrakoplovnoj industriji kod plinskih turbina, s jedinom razlikom što su tu kanali u obodu diska izrađeni paralelno s osi turbine (lopatice se ulažu u aksijalnom smjeru), i noga slobodno leži u kanalu, nalijegajući samo na horizontalne površine što daje mogućnost pomicanja lopatice u kanalu diska u hladnom stanju. Kod prikazane konstrukcije na sl.2.38.i, montaža s nultim zazorom realizira se ne samo na horizontalnim površinama, nego i kod površina koje su prema njima nagnute pod kutom od  $45^\circ$ . Lopatica s tom izvedbom noge prikazana je i na sl.2.18.

Dalje slijedi niz konstrukcija pričvršćenja lopatica, kod kojih se posljednje ulažu u kanale u obodu diska koji su paralelni s osi turbine (u aksijalnom smjeru) ili pod malim kutom prema njoj. Toj konstrukciji pripada i noga lopatice prikazana na sl.2.44, koja se nekada primjenjivala kod turbina s jednim stupnjem - *de Lavalova noga*. Lopatice se umeću naizmjenično s dugom i s kratkom nogom, što daje mogućnost realizacije malog koraka rešetke. Ta se noga obrađuje glodalom i fazoniranim brusom. Odgovarajući kanal u disku najjednostavnije je izraditi provlačenjem. Konstrukcija te noge osigurava značajnu lomnu čvrstoću, no zahtjeva točno podudaranje težišta lopatice s aksijalnim pravcem noge: mala ekscentričnost povezana s gotovo beznačajnom dimenzijom  $m$  može izazvati u nozi značajna savojna naprezanja.

Prednost aksijalnog ulaganja lopatica je mogućnost lake zamjene bilo koje lopatice bez demontaže ostalih. Velikom sigurnosti se odlikuje jela noga prikazana na sl.2.45, principijelno ista kao i na sl.2.38.i, no ona nije za kanale u koje se ulažu lopatice tangencijalno po obodu, nego za aksijalne koji su paralelni s osi vratila.

Takva je noga također prikazana i na sl.2.19 i sl.2.20. Osobitost konstrukcije prikazane na sl.2.45 je ta, da je po svojoj duljini (u smjeru osi turbine) noga savijena u obliku kružnog luka, što olakšava smještaj profilnog dijela bez značajnog zakošavanja rubova profila nad površinom noge. Sl.2.37 prikazuje na taj način pričvršćene lopatice na disk. Pričvršćenje lopatica u aksijalnom smjeru prikazuje i sl.2.36. Prednost takvog pričvršćenja je također zamjena jedne lopatice bez demontaže ostalih. Da bi se osigurala ravnomjerna raspodjela naprezanja između svih zubi, tolerancija na rastojanje između površina na koje se oni oslanjaju je veoma mala (0,02 do 0,03 mm).

Jela noga i kanal u disku mogu se obrađivati profilnim glodalom i brusnim kamenom. U slučaju da noga nije savijena, a njena os (a također i kanala) je pravocrtna, svrsishodno je izraditi kako profil noge tako i profil kanala provlačenjem, koje osigurava potrebnu glatkoću površina i male tolerancije na dimenzije.

Kod svih prethodno opisanih konstrukcija noga treba izbjegavati oštre kutove na mjestima gdje postoje značajna naprezanja. Svi ti kutovi trebaju biti zaobljeni s polumjerom bar 0,5 mm. Na sl.2.38 posebno značajni polumjeri zaobljenja su označeni sa slovom *R*. Kvaliteta obrade površina nalijeganja noga treba odgovarati klasi 6.

Izvodi se, no veoma rijetko, i zavarivanje lopatica na obod diska. Kod toga, npr. kod regulacijskog stupnja, istovremeno se zavaruju i gornji dijelovi koji tako tvore bandažnu traku, sl.2.46. Osiguranje od vibracija takvog načina pričvršćenja je nesumnjivo veliko, no prilikom oštećenja jedne od lopatica potrebna je zamjena cijelog diska.

Kod brodskih reakcijskih turbina se paketi lopatica formiraju ponekad prije same montaže lopatica na rotor. Grupa lopatica i međukomada koji dolaze između njih povezuju se spojnom žicom koja prolazi kroz noge lopatica. Kroz profilne dijelove također se provlači spojna žica za ukrućivanje. Noge lopatica i međukomadi se, osim toga, međusobno zavaruju nakon čega se podvrgavaju završnoj mehaničkoj obradi. Gotovi se paketi lopatica potom pričvršćuju na rotor.

Sumirajući sve prethodno rečeno, može se zaključiti, da najrasprostranjenije i najpogodnije izvedbe noga su: *T - noga*, za stupnjeve u visokom i srednjem tlaku; *viličasta noga* - za stupnjeve srednjeg i niskog tlaka. S uspjehom se isto tako mogu primjenjivati i druge izvedbe noga koje su opisane, npr. *jahaća* ili *jela noga*. Kod izbora izvedbe noge potreban je njen proračun na čvrstoću i usporedna analiza cijene koštanja izrade jednog ili drugog tipa. Vidi se da pored uvjeta koji se stavljaju na lopatični kanal s obzirom na strujanje, trebaju se zadovoljiti još i zahtjevi čvrstoće samog profila lopatice. Spojnica težišta pojedinih presjeka lopatice koji slijede jedan za drugim, trebaju imati radijalni smjer i prolaziti sredinom presjeka noge lopatice. Visoke lopatice treba izvesti s pojačanim profilom u korijenu; profil se umanjuje u debljini struka i širini lista lopatice prema periferiji. Dimenzije noga trebaju biti standardizirane s ciljem da bi se noge jednih te istih dimenzija mogle primjenjivati za različite lopatice (jasno uz zadovoljenje uvjeta čvrstoće).

## 2.6. Protočni dio turbine

Sveukupnost statorskih (usmjeravajućih) i rotorskih rešetki čini tzv. protočni dio turbine. Na sl.2.47 prikazan je protočni dio (bez regulacijskog Curtisovog stupnja) parne turbine snage 18 MW s maksimalnim brojem okretaja 3.450 o/min za pogon turbokompresora. Turbina se sastoji od dvanaest stupnjeva akcijskog tipa s određenom reaktivnosti u rotorskim rešetkama (padom tlaka). Kod turbine su primijenjene zavarene dijafragme sa suvremenim statorskim profilima (u području viših tlakova) te lijevane dijafragme (u području nižih tlakova). Aksijalni se zazori između statorskih i rotorskih rešetki brtve na određeni način i to kako po unutarnjem tako i vanjskom promjeru. Kao i kod većine turbina tipično je neprekidno povećanje srednjeg i vanjskog promjera stupnjeva. Kraće rotorske lopatice su povezane pomoću cilindrične bandaže dok su rotorske lopatice posljednjih stupnjeva (veće visine) povezane pomoću spojne žice. Na slici su dane dimenzije visine i širine lopatica, veličine aksijalnih zazora, a kod dva posljednja stupnja i radijalnih zazora. Na prvih sedam stupnjeva aksijalni zazori mjereni po unutarnjem promjeru (po grebenu brtve na lopaticama) i vanjskom promjeru su 1,3 do 1,8 mm.

Na sl.2.48 prikazan je protočni dio parne turbine snage 50 MW. Kod te je turbine posebna pažnja posvećena brtvljenju zazora protočnog dijela. Aksijalni zazor između rešetki iznosi 8 do 8,3 mm po unutarnjem promjeru i 1 do 1,3 mm po vanjskom promjeru. Po unutarnjem je promjeru izvedeno brtvljenje s dva šiljka, a po vanjskom s četiri šiljka koji čine radijalno - aksijalnu brtvu.

Statorske lopatice imaju manju širinu, no aksijalni zazor između rotorske i statorske rešetke sljedećeg stupnja je djelomično natkriven. Labirintna brtva u tijelu dijafragme ima osam grebena uz radijalni zazor od 0,5 mm.

Na sl.4.18 prikazan je protočni dio reakcijske parne turbine snage 100 MW, kod koje su rotorske lopatice ugrađene u kanale na bubnju, a statorske u kanale u kućištu.

Na sl.2.49 prikazan je protočni dio plinske turbine. Aksijalni kompresor konstrukcije u obliku bubnja s jedanaest stupnjeva pogoni dvostupanjska turbina. Jednostupanjska pogonska turbina predaje svoju snagu preko reduktora kompresoru za komprimiranje prirodnog plina. Kompresijski omjer kompresora odabran je 3,9 što uvjetuje neznatnu promjenu visine lopatica kako kompresora tako i turbine.

### 3. PRORAČUN ČVRSTOĆE ROTORSKIH LOPATICA

#### 3.1. Osnove proračuna čvrstoće rotorskih lopatica

Rotorske lopatice su podvrgnute djelovanju:

- a) centrifugalne sile zbog vlastite mase kao i mase bandaže i spojne žice (ako postoje) te,
- b) tlaka pare koja struji kroz kanale koje čine lopatice.

Profilni dio lopatica aksijalnih turbina treba proračunati:

- a) na vlačno naprezanje (kidanje) pod djelovanjem spomenute centrifugalne sile te,
- b) na savijanje kako zbog razlike tlaka pare tako i zbog centrifugalne sile ako težišta svih presjeka lopatica ne leže na pravcu koji prolazi kroz os rotacije.

Torzijska naprezanja koja se mogu javiti u profilnom dijelu lopatica obično se mogu zanemariti. Profilni dio lopatica radijalnih turbina treba proračunati na savijanje zbog zajedničkog djelovanja centrifugalne sile i tlaka pare.

Noge lopatica aksijalnih turbina treba proračunati za iste sile kao i profilni dio, pri čemu se u ovisnosti o konstrukciji noge u njoj mogu pojaviti pored:

- a) vlačnih i savojnih naprezanja i
- b) smična i tlačna naprezanja.

Bandaža lopatica (kao i spojna žica) aksijalnih turbina treba se proračunati na savijanje centrifugalnom silom vlastite mase te na kidanje od lopatice.

Lopatice čija je temperatura preko 400°C trebaju se proračunati na trajnu čvrstoću i puzanje. U posljednjem se slučaju određuje veličina plastične deformacije koja nastaje kao rezultat sila koje djeluju na lopaticu.

Osim toga, treba ispitati frekvenciju vlastitih vibracija. Da bi se izbjegla pojava rezonancije, frekvencija vlastitih vibracija ne smije se podudarati s frekvencijom vanjskih sila, koje pobuđuju lopaticu na vibriranje. Pošto to nije uvijek moguće postići, potrebno je također ocijeniti naprezanja koja se javljaju u lopatici prilikom rezonancije. O tome više u poglavlju o vibracijama turbinskih lopatica.

#### 3.2. Proračun profilnog dijela lopatice aksijalne turbine na vlak

##### 3.2.1. Lopatica konstantnog profila po visini

Centrifugalna sila profilnog dijela lopatice s konstantnim profilom po visini (sl.3.1) računa se po jednadžbi:

$$C_p = \rho \cdot f_0 \cdot l \cdot r \cdot \omega^2 \quad (3-1)$$

gdje  $\rho$  - gustoća materijala lopatice;

$f_0$  - površina poprečnog presjeka lopatice;

$l$  - visina lopatice;

$r$  - srednji polumjer rotorskih lopatica na kojem leži težište lopatice;

$\omega$  - kutna brzina vrtnje.

Ako se uvede srednji promjer rotorskih lopatica  $d = 2r$ , omjer srednjeg promjera lopatica i visine,  $\vartheta = d/l$ , dana jednadžba za centrifugalnu silu poprima oblik:

$$C_p = 2 \cdot \rho \cdot f_0 \frac{u^2}{g} \quad (3-2)$$

Vlačno naprezanje je maksimalno u korijenom presjeku lopatice. Ono ima vrijednost (ako se ne uzima u obzir centrifugalna sila bandaže):

$$\sigma_{v,k} = 2 \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{g} \quad (3-3)$$

Kao što se moglo očekivati, vlačno naprezanje u lopatici konstantnog profila po visini ne ovisi o veličini površine tog profila. Zbog toga, ako uz zadanu obodnu brzinu i  $g$  naprezanje  $\sigma_{v,k}$  prelazi dopušteno, jedini način njegovog smanjenja je primjena lopatice promjenjivog profila.

### 3.2.2. Lopatica promjenjivog profila po visini

Ako se prema sl.3.2 označi:

- $f_0$  - površina poprečnog presjeka lopatice u korijenu;
- $f_b$  - površina poprečnog presjeka lopatice na vrhu kod bandaže;
- $f(x)$  - površina poprečnog presjeka na proizvoljnom polumjeru  $r_0 + x$ .

Centrifugalna sila beskonačno malog elementa lopatice na polumjeru  $r_0 + x$ :

$$dC_p = \rho \cdot \omega^2 \cdot f(x) dx \cdot (r_0 + x)$$

Centrifugalna sila profilnog dijela lopatice:

$$C_p = \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_0^1 f(x) \cdot (r_0 + x) dx \quad (3-4)$$

Planimetrirajući površine poprečnog presjeka lopatice na različitim udaljenostima  $x$  od korijena, može se nacrtati krivulja  $AB$  promjene  $f(x)$  po visini lopatice (sl.3.3). Množenjem ordinate te krivulje s  $(r_0 + x)$  dobiju se ordinate krivulje  $DE$ , koja predstavlja podintegralnu funkciju  $f(x)(r_0 + x)$ . Planimetriranje površine ispod krivulje  $DE$  daje vrijednost integrala u jednadžbi (3-4). Mjerenjem dijela površine ispod krivulje  $DE$ , npr.  $GEFH$ , može se dobiti veličina centrifugalne sile dijela lopatice proizvoljne visine  $l_1$ , tj. naći silu koja djeluje u bilo kojem presjeku po visini lopatice. Dijagram te sile  $C_p(x)$  prikazan je krivuljom  $KF$  iz koje se vidi kako brzo raste centrifugalna sila od vrha prema korijenu.

Opisana se metoda proračuna primjenjuje samo u onim slučajevima kod kojih promjena površine poprečnog presjeka po visini lopatice ne podliježe ni jednoj jednostavnoj analitičkoj ovisnosti o koordinati  $x$ , koja bi omogućila integriranje jednadžbe (3-4). U nizu slučajeva ta se ovisnost može naći i proračun se značajno pojednostavljuje. Kao primjer će se pretpostaviti da promjena površine poprečnog presjeka profila lopatice podliježe zakonu:

$$f(x) = f_0 - ax^m \quad (3-5)$$

gdje je:

$$a = \frac{f_0 - f_b}{l^m}$$

$m$  - koeficijent koji se za lopaticu zadanih dimenzija može odrediti iz sustava jednadžbi (3-5) napisanih za različite presjeke lopatice:

$$ax_1^m = f_0 - f_1$$

$$ax_2^m = f_0 - f_2$$

otkuda:

$$m = \frac{\log \frac{f_0 - f_1}{f_0 - f_2}}{\log \frac{x_1}{x_2}}$$

Pri tome se pretpostavlja, da je veličina konstantna po visini lopatice. U posebnom se slučaju može uzeti  $m = 1$ , tj. površina profila lopatice se mijenja po linearnom zakonu. Tada se jednadžba (3-5) može napisati u obliku:

$$f(x) = f_0[1 - (1 - \mu_b)\xi^m] \quad (3-6)$$

gdje su:

$$\mu_b = \frac{f_b}{f_0} \quad \text{i} \quad \xi = \frac{x}{l}$$

Dijeleći obje strane jednadžbe (3-6) sa  $f_0$  i označavajući  $\mu(x) = f(x)/f_0$  dobiva se veza između relativne veličine  $\mu(x)$  površine profila (koja je uzeta kao omjer prema površini korijenog presjeka i relativne koordinate  $\xi$  tog presjeka u sljedećem obliku:

$$\mu(x) = 1 - (1 - \mu_b)\xi^m \quad (3-7)$$

Na sl.3.4 prikazana je ovisnost  $\mu(x)$  o  $\xi$  za slučaj  $\mu_b = 0,25$  za različite vrijednosti eksponenta  $m$ .

Iz slike je jasan karakter promjene površine profila lopatice po njenoj visini. Pri manjim vrijednostima  $m$  (bitno manjima od jedinice) površina profila brzo se smanjuje na manjem dijelu uz sami korijen lopatice, a na najvećem dijelu visine lopatice ostaje gotovo konstantna. Kako će u daljnjem tekstu biti pokazano, takva zakonitost promjene površine profila po visini je neprihvatljiva pa je stoga korisno konstruirati lopaticu tako da koeficijent  $m$  leži u nekom relativno uskom području.

Uvrštavajući vrijednost  $f(x)$  po jednadžbi (3-5) u jednadžbu (3-4), pronalazi se centrifugalna sila elementa profilnog dijela lopatice ograničenog ordinatama  $x$  i  $l$  (sl.3.2):

$$\begin{aligned} C_p &= \rho \cdot \omega^2 \cdot \int_x^l (f_0 - ax^m)(r_0 + x)dx = \\ &= \rho \cdot \omega^2 \cdot \left[ r_0 \cdot f_0(1 - x) - \frac{a \cdot r_0}{m+1}(l^{m+1} - x^{m+1}) + \frac{f_0}{2}(l^2 - x^2) - \frac{a}{m+2}(l^{m+2} - x^{m+2}) \right] \end{aligned} \quad (3-8)$$

ili za cijeli profilni dio lopatice (od  $x = 0$  do  $l$ ):

$$C_p = \rho \cdot \omega^2 \cdot \left[ f_0 \cdot l \cdot \frac{d}{2} - a \cdot l^{m+1} \cdot \left( \frac{r_0}{m+1} + \frac{l}{m+2} \right) \right] \quad (3-9)$$

gdje:  $d = 2r_0 + l$ .

Posljednja se jednadžba može napisati u sljedećem obliku:

$$C_p = 2\rho \cdot f_0 \cdot \frac{u^2}{\vartheta} \left\{ 1 - (1 - \mu_b) \left[ \frac{1 - \frac{1}{\vartheta}}{m + 1} + \frac{2}{\vartheta(m + 2)} \right] \right\} \quad (3-10)$$

Ako se površina profila mijenja po linearnom zakonu, tj.  $m = 1$ , to jednadžba (3-10) nakon malih promjena poprima sljedeći oblik:

$$C_p = 2\rho \cdot f_0 \cdot \frac{u^2}{\vartheta} \left\{ 1 - (1 - \mu_b) \left[ \frac{3\vartheta + 1}{6\vartheta} \right] \right\} \quad (3-11)$$

Naprezanje, izazvano centrifugalnom silom zbog vlastite mase lopatice promjenjivog profila u bilo kojem presjeku na udaljenosti  $x$  od korijena ima vrijednost:

$$\sigma_v(x) = \frac{C_p(x)}{f(x)}$$

Koristeći jednadžbu (3-8) i jednadžbu (3-6) i označavajući  $r_0/l = \vartheta_0$  dobiva se:

$$\sigma_v(x) = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot l^2}{1 - (1 - \mu_b)\xi^m} \left[ \vartheta_0(1 - \xi) - \vartheta_0 \frac{1 - \mu_b}{m + 1} (1 - \xi^{m+1}) + 0,5(1 - \xi^2) - \frac{1 - \mu_b}{m + 2} (1 - \xi^{m+2}) \right] \quad (3-12)$$

Uvodi se bezdimenzionalna veličina:

$$\bar{\sigma}_v(x) = \frac{\sigma_v(x)}{\rho \cdot \omega^2 \cdot l^2} \quad (3-13)$$

$$\bar{\sigma}_v(x) = \frac{1}{1 - (1 - \mu_b)\xi^m} \left[ \vartheta_0(1 - \xi) - \vartheta_0 \frac{1 - \mu_b}{m + 1} (1 - \xi^{m+1}) + 0,5(1 - \xi^2) - \frac{1 - \mu_b}{m + 2} (1 - \xi^{m+2}) \right]$$

Na sl.3.5 ta je ovisnost prikazana pomoću krivulja za različite  $m$  uz  $\mu_b = 0,25$  i  $\vartheta_0 = 3$ .

Sa slike je vidljivo da se naprezanje u korijenom presjeku ( $\xi = 0$ ) brzo smanjuje sa smanjenjem koeficijenta  $m$ . Isto tako uz vrijednosti  $m < 1$  maksimalno se naprezanje premješta iz korijenog presjeka u više presjeke. Npr., uz  $m = 1$ , veličina naprezanja u korijenom presjeku je karakterizirana brojem  $\approx 1,2$ , ali zato na udaljenosti  $\xi = 0,1$  od korijena naprezanje raste za dva puta, nakon čega povećanjem  $\xi$  naprezanje opada. Zbog toga je poželjno da  $m$  bude  $\geq 0,8$ . U slučajevima kada je  $m > 1$ , opasni presjek je u korijenu lopatice i tada se često proračun može ograničiti samo na taj presjek. Ako je  $m < 1$ , tada je potrebno konstruirati krivulju naprezanja po visini lopatice pošto se opasni presjek premješta sve više po lopatici što je  $m$  manji.

Neki autori preporučaju korištenje sljedeće ovisnosti površine  $f(x)$  o visini lopatice:

$$f(x) = f_0 \cdot \mu_b^\xi \quad (3-14)$$

Integriranje i transformacija jednadžbe (3-4) u tom slučaju daju:

$$C_p = 2\rho \cdot f_0 \cdot \frac{u^2}{\vartheta^2 \cdot \ln \mu_b} \left[ (1 + \mu_b) - \vartheta(1 - \mu_b) + \frac{2(1 - \mu_b)}{\ln \mu_b} \right] \quad (3-15)$$

Jednadžba (3-14) daje jednoznačni karakter promjene površine profila. U tom je smislu ovisnost dana jednadžbom (3-5) univerzalnija pošto dopušta promjene koeficijenta  $m$ , u cilju da bi jednadžba zadovoljila konstrukcijski zakon promjene profila.

Prethodno dane jednadžbe mogu se bitno pojednostaviti na račun određenog smanjenja točnosti. Pretpostavljajući u jednadžbi (3-11) veličinu  $(3\vartheta + 1)/6\vartheta \approx 0,5$ , što povlači grešku u određivanju centrifugalne sile do 10%, dobiva se približna jednadžba za lopaticu s linearnom zakonitosti promjene površine profila:

$$C_p = \rho \cdot f_0 \cdot \frac{1 + \mu_b}{\vartheta} \cdot u^2 \quad (3-16)$$

Za lopaticu bez bandaže naprezanje u korijenom presjeku po toj jednadžbi je:

$$\sigma_{v,0} \approx \frac{1 + \mu_b}{\vartheta} \cdot u^2 \quad (3-17)$$

Tu je jednadžbu pogodno koristiti za bilo koju lopaticu promjenjivog profila kod orijentacionih proračuna, posebice kod termodinamičkog proračuna, kada treba zadati obodnu brzinu lopatica i izabrati veličinu  $\vartheta$ .

Treba naglasiti, da minimalno konstrukcijsko prihvatljiva veličina  $\mu_b = 0,2$ , a  $\vartheta$  do 2,5. Za lopatice, koje se izrađuju glodanjem u jednom prolazu po cijeloj visini, može se uzeti linearni zakon promjene površine profila, ako je  $\mu_b \geq 0,5$ .

Uspoređujući jednadžbu (3-10) i jednadžbu (3-15) s jednadžbom (3-2) može se ustanoviti u kojoj mjeri stanjivanje lopatica prema vrhu smanjuje veličinu centrifugalne sile, a time i vlačna naprezanja u korijenom presjeku.

Omjer centrifugalnih sila lopatice promjenjivog profila i lopatice konstantnog profila (uz jednake  $f_0$ , u i  $\vartheta$ ) je:

$$k_1 = 1 - (1 - \mu_b) \left[ \frac{1 - \frac{1}{\vartheta}}{m + 1} + \frac{2}{\vartheta(m + 2)} \right] \quad (3-18)$$

ako se površina profila mijenja po zakonu danom jednadžbom (3-15), ili

$$k_2 = \frac{1}{\vartheta \cdot \ln \mu_b} \left[ (1 + \mu_b) - \vartheta(1 - \mu_b) + \frac{2(1 - \mu_b)}{\ln \mu_b} \right] \quad (3-19)$$

ako se površina profila mijenja po zakonu danom jednadžbom (3-14).

Karakter promjene veličina  $k_1$  i  $k_2$  prikazan je na sl.3.6 i sl.3.7 gdje je na os apscise nanesena veličina  $\mu_b$ . Veličina  $\vartheta$  malo utječe na vrijednosti  $k_1$  i  $k_2$ , zbog čega za lopatice s promjenom profila po zakonu danim jednadžbom (3-14) koeficijent smanjenja naprezanja  $k_2$  ovisi samo o  $\mu_b$  i postiže vrijednosti oko 0,5 uz najmanje konstruktivno prihvatljive vrijednosti  $\mu_b$ .

Koeficijent  $k_1$  bitno ovisi također o eksponentu  $m$ , smanjujući se s njegovim smanjenjem. Kod  $m = 0,8$  i jednadžba (3-18) i jednadžba (3-19) daju približno jednak koeficijent smanjenja naprezanja.

Završavajući ovo poglavlje, može se zaključiti, da se centrifugalna sila radnog dijela lopatice konstantnog profila određuje po jednadžbi (3-1) ili jednadžbi (3-2). Za lopatice promjenjivog profila treba, polazeći od geometrije profila na nacrtu, odabrati matematičku ovisnost promjene površine poprečnih presjeka po visini lopatice, koristeći po mogućnosti jednadžbu (3-5) ili jednadžbu (3-14). Obično je moguće odabrati takav eksponent  $m$  u prvoj od tih jednadžbi, da površine svih presjeka

lopatica zadovoljavaju ovisnost danu s jednadžbom (3-5). Tada se centrifugalna sila lopatice određuje po jednadžbi (3-10) ili (za ovisnost danu s jednadžbom (3-14)) po jednadžbi (3-15).

Ako se ne uspije odabrati zakon promjene površine poprečnog presjeka lopatice u obliku pogodnom za integriranje jednadžbe (3-4), to se ono može obaviti grafički kako je opisano na početku ovog poglavlja.

Za određivanje vlačnih naprezanja u različitim poprečnim presjecima lopatice treba uzeti u obzir još i centrifugalnu silu bandaže, spojne žice, a također i sve vrste izdanaka na profilu lopatice koje ovisnosti dane s jednadžbom (3-5) ili jednadžbom (3-14) ne uzimaju u obzir (kod grafičke integracije ti se izdanci mogu uzeti u obzir prilikom konstruiranja krivulje  $AB$  prikazane na sl.3.3).

Označavajući s  $V_b$  volumen jednog koraka bandaže i smatrajući  $r_b$  polumjerom njenog težišta (vidjeti sl.3.2), može se odrediti centrifugalna sila bandaže, koja se odnosi na jednu lopaticu:

$$C_b = \rho \cdot r_b \cdot \omega^2 \cdot V_b \quad (3-20)$$

Na analogan način za spojnu žicu (vidjeti sl.3.2):

$$C_z = \rho \cdot r_z \cdot \omega^2 \cdot V_z \quad (3-21)$$

Krivulja centrifugalne sile profilnog dijela lopatice i krivulja zbrojenih centrifugalnih sila po visini lopatice prikazane su na sl.3.8. Određujući centrifugalnu silu radnog dijela lopatice po jednadžbi (3.10) ili jednadžbi (3-14), lako je odrediti i centrifugalnu silu dijela lopatice (npr.  $l - x$ ) integriranjem jednadžbe (3-4) u granicama od  $x$  do 1, kako je to učinjeno kod izvoda jednadžbe (3-8).

Dijeleći dobivenu ukupnu centrifugalnu silu, koja djeluje u nekom određenom presjeku, s površinom tog presjeka, dobiva se veličina vlačnog naprezanja:

$$\sigma_v(x) = \frac{\sum C(x)}{f(x)}$$

čija je krivulja promjene slična krivulji na sl.3.8.

Obično naprezanje dostiže maksimalnu vrijednost u korijenom presjeku. U tom slučaju:

$$\sigma_{v,0} = \frac{C_p + C_b + C_z + C_i}{f_0} \quad (3-22)$$

gdje  $C_i$  - centrifugalna sila izdanaka na profilu lopatice.

Poželjno je na opisani način konstruirati krivulju naprezanja po visini lopatice, i posebno provjeriti naprezanje na polumjeru spojne žice  $r_z$ , gdje je površina profila oslabljena provrtom.

### 3.3. Proračun lopatice aksijalne turbine na savijanje

#### 3.3.1. Savijanje lopatice konstantnog profila (uz $d/l > 12$ ) djelovanjem mlaza pare

Djelovanje pare na lopatice uzrokuje stvaranje sile koja se može rastaviti na obodnu komponentu  $F_u$  i aksijalnu  $F_a$ . Obje sile su proporcionalne količini pare koja struji kroz kanal između lopatica.  $F_u$  se može odrediti iz jednadžbe količine gibanja:

$$F_u = \frac{G}{\varepsilon \cdot z_2} (c_{1u} - c_{2u}) \quad (3-23)$$

ili preko rada koji obavlja jedna lopatica:



$$F_u = \frac{G \cdot h_{is} \cdot \eta_u}{u \cdot \varepsilon \cdot z_2} = \frac{N_u}{u \cdot \varepsilon \cdot z_2} \quad (3-24)$$

gdje  $G$  - protok pare kroz stupanj;

$N_u$  - snaga stupnja na obodu kola;

$h_{is}$  - izentropski toplinski pad stupnja;

$\eta_u$  - iskoristivost stupnja na obodu kola;

$u$  - obodna brzina na srednjem promjeru;

$c_{1u}$  - projekcija apsolutne brzine pare na izlazu iz statorskih lopatica u smjeru obodne brzine (vidjeti sl.3.9);

$c_{2u}$  - projekcija apsolutne brzine pare na izlazu iz stupnja u smjeru obodne brzine (vidjeti sl.3.9);

$\varepsilon$  - parcijalnost stupnja;

$z_2$  - broj rotorskih lopatica.

Iz sl.3.9 može se zamijetiti da uz kut  $\alpha_2 < 90^\circ$  brzina  $c_{2u}$  ima negativan smjer i u tom slučaju u jednadžbi (3-23) znak minus se mijenja u plus.

Aksijalna komponenta sile pare uzrokovana je kako dinamičkim djelovanjem pare prilikom opstrujavanja lopatice, tako i razlikom statičkih tlakova s obje strane lopatice:

$$F_a = \frac{G}{\varepsilon \cdot z_2} (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2)t_2 \cdot l \quad (3-25)$$

gdje  $c_{1a}$ ,  $c_{2a}$  - aksijalne komponente apsolutne brzine pare na izlazu iz statorskih lopatica odnosno stupnja, (vidjeti sl.3.9);

$p_1$ ,  $p_2$  - statički tlak pare ispred i iza rotorskih lopatica;

$t_2$  - korak rotorskih lopatica;

$l$  - visina rotorskih lopatica.

Prilikom izračunavanja sile po prethodno danim jednadžbama treba odabrati režim rada turbine kod kojeg komponenta sile u smjeru obodne brzine poprima maksimalnu vrijednost. Za većinu turbinskih stupnjeva, a posebice za posljednje stupnjeve, taj je režim maksimalno opterećenje turbine; za prvi turbinski stupanj s regulacijom grupa sapnica to je režim uz potpuno otvoreni prvi regulacijski ventil uz ostale zatvorene ventile, kada stupanj radi s velikim toplinskim padom uz malu parcijalnost.

U jednadžbi (3-23) do jednadžbe (3-25) ne uzima se u obzir promjena tlaka po visini lopatice, do koje dolazi zbog djelovanja centrifugalne sile na čestice pare.

Imajući u vidu da se lopatice konstantnog profila po visini u suvremenim turbinama primjenjuju samo kod većih omjera  $d/l$ , u danom se slučaju mogu uvrstiti u jednadžbu (3-25) vrijednost  $p_1$  i  $p_2$  na srednjem promjeru.

Rezultantna sila od  $F_u$  i  $F_a$ , (sl.3.10.):

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} \quad (3-26)$$

Relativno kratka lopatica (uz  $d/l > 12$ ) obično se analizira kao konzolna greda s nepomično uklještenim krajem i ravnomjerno raspodijeljenim opterećenjem po visini, tj. zanemaruje se promjena kako tlaka, tako i brzine po visini lopatice. U tom slučaju opterećenje po visini lopatice ima vrijednost:

$$Q = \frac{F}{l}$$

a savojni moment u bilo kojem presjeku po visini lopatice  $x$  od njenog korijena:

$$M(x) = \frac{q(l-x)^2}{2} \quad (3-27)$$

U korijenu lopatice:

$$M_0 = \frac{q \cdot l}{2} = \frac{F \cdot l}{2} \quad (3-28)$$

Da bi se odredila savojna naprezanja, pomoću metode poznate iz nauke o čvrstoći materijala, određuje se položaj glavnih centralnih osi inercije presjeka  $Z-Z$  i  $U-U$ , sl.3.10, koje prolaze težištem profila  $O$ .

Savojni momenti, koji djeluju u ravninama najmanje i najveće krutosti, ako se označe s  $M_1(x)$  i  $M_2(x)$ , računaju se po jednadžbama:

$$M_1(x) = \frac{F \cos \varphi (1-x)^2}{2l} \quad (3-29)$$

$$M_2(x) = \frac{F \sin \varphi (1-x)^2}{2l}$$

gdje  $\varphi$  - kut između osi  $U-U$  i smjera sile  $F$ .

Ako se moment inercije presjeka lopatice spram osi  $Z-Z$  označi sa  $I_{min}$  a s obzirom na os  $U-U$  sa  $I_{max}$ , onda je naprezanje na izlaznom bridu lopatice:

$$\sigma_s(x) = \frac{M_1(x) \cdot e_1}{I_{min}} + \frac{M_2(x) \cdot e_2}{I_{max}} \quad (3-30)$$

gdje su udaljenosti  $e_1$  i  $e_2$  izlaznog brida od neutralne osi prikazane na sl.3.10. Analogni izrazi mogu se napisati za ulazni brid i za leđa lopatice. Kod složenih naprezanja potrebno je uzimati u obzir njihov predznak.

Pošto se odrede savojna naprezanja u bilo kojem presjeku po visini lopatice, može se nacrtati krivulja njihove promjene po visini lopatice.

Iskustvo na temelju mnogobrojnih provedenih proračuna savijanja turbinskih lopatica pokazuje da prethodno navedena metoda može biti bitno pojednostavnjena:

- os  $Z-Z$  minimalnog momenta inercije bez veće se greške može uzeti paralelnom s crtom  $mn$  koja spaja bridove lopatice, (vidjeti sl.3.11) i
- smjer sile  $F$  može se uzeti tako da se podudara s osi  $U-U$ , pošto je kut između njih malen i može se uzeti  $\cos \varphi \approx 1$ .

Na taj se način, kad se odredi po jednadžbi (3-28) savojni moment zbog djelovanja pare, može odrediti maksimalno savojno naprezanje na oba brida:

$$(\sigma_s)_{ub} = \frac{M_0 \cdot e_1}{I_{min}} \quad (3-31)$$

i na leđima:

$$(\sigma_s)_{lb} = \frac{M_0 \cdot e_3}{I_{min}} \quad (3-32)$$

Naprezanja na bridovima koja izaziva moment projekcije sile  $F$  na os  $Z-Z$  mogu se zanemariti.

Crta  $AB$  na sl.3.11 predstavlja raspodjelu savojnih naprezanja po profilu: maksimalno vlačno naprezanje se javlja na ulaznim bridovima i predstavljeno je odsječkom  $AC$ , dok se maksimalno tlačno naprezanje javlja na leđima profila i predstavlja ga odsječak  $BD$ .

Na lopaticu, koja je savijena silom uslijed djelovanja pare, istovremeno djeluje centrifugalna sila uslijed njene mase; ta sila ima tendenciju ispraviti lopaticu kako je prikazano na sl.3.12 i tako stvara moment koji je suprotan momentu sile pare.

Uzimanjem u obzir tog utjecaja centrifugalne sile rezultirajući savojni moment nije  $M$  već  $xM$ , gdje je  $x$  tzv. koeficijent rasterećenja koji je manji od jedan.

Neki autori daju krivulje promjene koeficijenta  $x$ , koje su prikazane na sl.3.13, te se mogu koristiti kod određivanja savojnog momenta u korijenu lopatice konstantnog profila po visini. Krivulje su dane kao funkcija veličine:

$$\alpha = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{f \cdot d \cdot l^3}{2E \cdot I} \quad (3-33)$$

gdje  $\omega$  - kutna brzina vrtnje;

$d$  - srednji promjer lopatica;

$f$  - površina poprečnog presjeka lopatice;

$I$  - minimalni moment inercije presjeka lopatice;

$E$  - modul elastičnosti materijala lopatice.

Krivulje na sl.3.13 dane su za vrijednosti  $\vartheta = d/l = 5; 10; \infty$ .

### 3.3.2. Savijanje lopatice ugrađene ekscentrično djelovanjem centrifugalne sile

Ako vektor centrifugalne sile mase lopatice smještene iznad promatranog presjeka ne prolazi kroz težište tog presjeka, javlja se savojni moment, koji je jednak derivaciji centrifugalne sile po ekscentricitetu te sile spram težišta profila.

Na sl.3.14 težište korijenog presjeka lopatice nalazi se u točki  $B$ , a polumjer  $OA$  proveden kroz težište mase profilnog dijela lopatice siječe korijeni presjek u točki  $D$  s koordinatama  $u$  i  $z$  s obzirom na osi  $Z-Z$  i  $U-U$ .

Savojni moment  $M'(x)$  nastao pri tome može se pribrojiti momentu sile pare  $M(x)$  (uz uzimanje u obzir smjera djelovanja momenata), te se mogu pronaći ukupna savojna naprezanja u bilo kojem presjeku po visini lopatice.

Ograničava li se proračun savojnih naprezanja samo na moment koji djeluje okomito na minimalnu os inercije  $Z-Z$ , moguće je u danom slučaju izvoditi proračun samo pomoću momenta:

$$M_0 = C_p \cdot u$$

Pri tome položaju težišta  $A$  i  $B$ , kako je prikazano na sl.3.14, moment uslijed centrifugalne sile ima smjer koji je suprotan smjeru momenta od sile pare. Ako su pri tome njihove apsolutne vrijednosti jednake,  $M_0' = M_0$ , ukupno savojno naprezanje je jednako nuli.

Često se moment zbog centrifugalne sile realizira namjerno, izvođenjem lopatice s tzv. radijalnim naslonom, tj. s nagibom u smjeru vrtnje. Veličina naslona može se kod lopatica s konstantnim profilom po visini veoma jednostavno odrediti.

Na sl.3.15  $AB$  predstavlja crtu, na kojoj leže težišta presjeka lopatica;  $A$  predstavlja težište mase profilnog dijela lopatice,  $B$  predstavlja težište korijenog presjeka;  $OA$  i  $OB$  su polumjeri povučeni iz centra vratila  $O$ . Za realizaciju ekscentriciteta  $u$  (u smjeru osi  $U-U$  profila) lopaticu treba nagnuti u stranu vrtnje za veličinu  $s$  mjerenu na vrhu lopatice.

Pošto je:

$$\frac{a}{u} = \frac{d+1}{d-1} = \frac{\vartheta+1}{\vartheta-1}$$

to veličina naslona ima vrijednost:

$$s = a + u = u \left( 1 + \frac{\vartheta+1}{\vartheta-1} \right) = \frac{2\vartheta}{\vartheta-1} \cdot u \quad (3-34)$$

Na sl.3.15 veličina naslona je prikazana neproporcionalno velikom zbog jasnoće slike.

Mada je kompenzacija savojnih napreznja silom pare pomoću naslona lopatice lako ostvariva (u krajnjem slučaju u korijenom presjeku), nema osnove za obavezno korištenje te kompenzacije: napreznja izazvana silom pare su obično mala i s gledišta statičke čvrstoće lopatice gotovo uvijek ispod dopuštenih vrijednosti. Što se tiče dinamičke čvrstoće, kako će biti poslije pokazano, razmatrana kompenzacija napreznja ne povisuje dinamičku čvrstoću.

Kod analize napreznja u lopatici potrebno je poznavati ukupno napreznje na savijanje i vlak i, neovisno od toga, savojno napreznje izazvano silom pare.

### 3.3.3. Savijanje ukrućenih lopatica promjenjivog profila

Kod proračuna ovih lopatica ne smije se zanemariti promjena tlaka i brzine pare po visini lopatice. Osim toga se, u promatranom slučaju u bilo kojem presjeku po visini, mijenjaju ne samo veličine momenta otpora, nego i smjer glavnih centralnih osi inercije.

Tako ukružene lopatice promjenjivog profila (a i lopatice konstantnog profila kod  $d/l < 12$ ) treba analizirati po segmentima na koje treba podijeliti lopaticu po visini, sl.3.16.

Za srednji promjer svakog od segmenta treba iz toplinskog proračuna stupnja prepisati veličine  $c_{1u}$ ,  $c_{2u}$ ,  $c_{1a}$ ,  $c_{2a}$ ,  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $\rho_2$  i korak  $t_2$  te odrediti protok pare na tom dijelu po jedinici visine te lopatice:

$$\Delta G = \frac{2\pi(r_0 + x)}{z_2} \cdot c_{2a} \cdot \rho_2$$

gdje se  $p_2$  i  $\rho_2$  u mnogim slučajevima mogu uzeti konstantnima po visini lopatice (ako kut  $\alpha_2$  po cijeloj visini lopatice leži u granicama od 70 do 110°).

Dalje, za svaki segment treba naći silu kojom para djeluje po jedinici visine lopatice:

$$F_u = \Delta G \cdot (c_{1u} - c_{2u})$$

$$F_a = \Delta G \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) \cdot t_2$$

Veličine  $F_u$  i  $F_a$  nanose se na apscisu dijagrama prikazanog na sl.3.16, gdje je na taj način prikazana promjena tih sila po visini lopatice.

Sada se mogu odrediti savojni momenti sila  $F_u$  i  $F_a$  u ravninama koje odgovaraju X-X i Y-Y, (sl.3.10).

Za proizvoljni presjek  $n-n$  na udaljenost  $x_1$  od korijena lopatice:

$$M_u(x) = x_r \int_{x_1}^1 F_u(x) dx \quad (3-35)$$

$$M_a(x) = x'_r \int_{x_1}^1 F_a(x) dx$$

gdje  $\int_{x_1}^1 F_u(x) dx$  - površina *agcd* prikazana na sl.3.16;  
 $x'_r$  - ordinata težišta te površine (do ravnine *n-n*).

Za izračunavanje momenta  $M_a(x)$  te iste veličine određuju se prema krivulji sile  $F_a$ , a ordinata težišta površine *abid* je  $x'_r$ .

Ako je u presjeku *n-n* kut između osi *X-X* i *U-U*, (sl.3.17),  $\alpha(x)$ , (iz slike lopatice) tada:

$$\begin{aligned} M_1(x) &= M_u(x) \cos \alpha(x) + M_a(x) \sin \alpha(x) \\ M_2(x) &= -M_u(x) \sin \alpha(x) + M_a(x) \cos \alpha(x) \end{aligned} \quad (3-36)$$

Sada se naprezanje na izlaznom bridu u proizvoljnom presjeku može odrediti prema jednadžbi (3-30).

Paralelno s proračunom napreznja zbog sile pare mogu se izračunati savojna napreznja zbog centrifugalne sile u slučaju da djeluje ekscentrično. Za svaki od presjeka na sl.3.16 savojni moment zbog centrifugalne sile može se izračunati kako je to dano u poglavlju 3.3.2. Zadatak pronalaženja koeficijenta rasterećenja za lopatice promjenjivog profila je dosta složen pa ovdje nije izložen.

### 3.4. Proračun na savijanje lopatica povezanih bandažom

Bandaža koja povezuje lopatice sprječava njihov progib pod djelovanjem sile pare. Ako se uzme da su lopatice kruto usađene pomoću svojih noga u disku, a vrhovi također kruto povezani s bandažom, tada paket pri savijanju silom pare poprima oblik koji je shematski prikazan na sl.3.18. Prisutnost bandaže izaziva pojavu savojnog momenta koji djeluje na lopatice i djelomično ih rasterećuje od momenta sile pare. Pri tome u samoj bandaži nastaje moment koji savija bandažu i prisiljava je da poprimi oblik koji je prikazan na sl.3.18.

Neka se sa  $y$  označi deformacija lopatice u ravnini *II-II*, (sl.3.18 - dolje), koja je okomita na minimalnu os inercije presjeka *I-I*. Kut između ravnine diska i ravnine *II-II* označen je s  $\beta$ . Tada su komponente deformacije  $y$  u ravnini diska  $y_1$  i u ravnini okomitoj na nju  $y_2$  jednake:

$$y_1 = y \cos \beta \quad y_2 = y \sin \beta$$

Nagib tangente na krivulju progiba lopatice na mjestu pričvršćenja bandaže mjeri se s kutom:

$$\alpha = \left( \frac{dy}{dx} \right)_{x=t} = \frac{dy(l)}{dx}$$

Nagib tangente na krivulje  $y_1$  i  $y_2$  na istom tom mjestu je:

$$\alpha_1 = \frac{dy(l)}{dx} \cos \beta \quad \alpha_2 = \frac{dy(l)}{dx} \sin \beta \quad (3-37)$$

Nagib  $\alpha_2$  izaziva zakretanje cijele bandaže ne uzrokujući u njoj naprezanje. Nagib  $\alpha_1$  određuje deformaciju bandaže koja je prikazana na sl.3.18.

Ako se izdvoji dio bandaže dužine jednog koraka  $t_b$ , tada je u točki infleksije *A* moment, koji savija bandažu jednak nuli (u točki infleksije je druga derivacija progiba bandaže jednaka nuli). Na bandažu u toj točki djeluje samo poprečna sila *S* koja izaziva na mjestu pričvršćenja bandaže (točka *B*) moment:

$$M'_b = \frac{S \cdot t_b}{2} \quad (3-38)$$

Bandaža djeluje na lopaticu u ravnini diska s obje strane momentom:

$$2M'_b = S \cdot t_b$$

Veličina momenta  $M'_b$  je različita za pojedine lopatice paketa. U svezi s tim srednje lopatice su više opterećene nego rubne, dok su dijelovi bandaže više savojno opterećeni na rubnim lopaticama nego na središnjim.

Kako pokazuju proračuni, razlika veličina savojnih momenata koji djeluju u korijenom presjeku srednjih i rubnih lopatica je 10 do 12%, a razlika u veličinama momenata koji djeluju na pojedine dijelove bandaže je 40%, pa i više. Metoda izložena u daljnjem tekstu daje srednje vrijednosti momenata.

Progib u točki  $B$  označit će se sa  $\delta$ . Analizirajući dio  $AB$  kao konzolnu gredu s uklještenim krajem može se napisati:

$$\delta = \frac{S \cdot \left(\frac{t_b}{2}\right)^3}{3E \cdot I_b} = \frac{S \cdot t_b^3}{24E \cdot I_b} \quad (3-39)$$

gdje  $I_b$  - minimalni moment inercije bandaže. Pošto je:

$$\delta = \frac{t_b}{2} \cdot \alpha_1 \quad (3-40)$$

to je:

$$\frac{S \cdot t_b^3}{24E \cdot I_b} = \frac{t_b}{2} \cdot \alpha_1$$

Odavde se pronalazi:

$$S \cdot t_b = \frac{12E \cdot I_b}{t_b} \cdot \alpha_1$$

Koristeći jednadžbu (3-39) nalazi se da je moment koji djeluje na lopaticu u ravnini diska jednak:

$$2M'_b = \frac{12E \cdot I_b}{t_b} \cdot \alpha_1 \quad (3-41)$$

Rastavljaajući taj moment na dvije komponente, u ravninu savijanja lopatice  $II-II$ , (sl.3.18 - dolje), i u ravninu okomitu na nju, pronalazi se da je moment u ravnini savijanja lopatice jednak:

$$M''_b = 2M'_b \cdot \cos \beta$$

ili uz korištenje jednadžbe (3-37) i jednadžbe (3-41):

$$M''_b = \frac{12E \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{t_b} \cdot \frac{dy(I)}{dx} \quad (3-42)$$

Pošto učvršćenje bandaže na lopatici nije kruto i pošto pri izvodu jednadžbe za moment  $M_b''$  nije uzeta u obzir debljina lopatice, to je stvarni moment kojim bandaža djeluje na lopaticu jednak  $H_b M_b''$ , gdje je  $H_b$  korekcijski koeficijent koji se uzima da je jednak:

- $H_b = 0,1$  do  $0,3$  za bandažu u obliku trake koja je zakovana za lopaticu;
- $H_b = 0,6$  do  $1,0$  za bandažu koja je zakovana i zalemljena za lopaticu;
- $H_b = 0,3$  do  $1,4$  za spojnu žicu koja djeluje na isti način kao i bandaža.

Konačni broj lopatica u paketu, a zbog toga i različite vrijednosti savojnog momenta za pojedine lopatice, može se uzeti u proračunu na sljedeći način.

Kod broja lopatica u paketu  $z_p$  broj savojnih momenata, koji djeluju s bandaže na lopaticu, iznosi  $z_p - 1$ . Može se uzeti da je srednja vrijednost momenta:

$$M_b = \frac{z_p - 1}{z_p} \cdot H_b \cdot M_b''$$

Uvrštavajući vrijednost  $M_b''$  prema jednadžbi (3-42) dobiva se na kraju:

$$M_b = \frac{12E \cdot (z_p - 1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{z_p \cdot t_b} \cdot \frac{dy(1)}{dx} \quad (3-43)$$

Što se tiče savojnog momenta, koji djeluje na bandažu na mjestu njenog pričvršćenja, to u skladu s prethodnim:

$$M_b'' = \frac{M_b'}{2 \cos \beta} = \frac{6E \cdot (z_p - 1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{z_p \cdot t_b} \cdot \frac{dy(1)}{dx} \quad (3-44)$$

U tim jednadžbama kut  $\beta$ , kako je rečeno prethodno, predstavlja kut između površine diska i ravnine savijanja presjeka u kojem je pričvršćena bandaža.

Za lopatice konstantnog profila po visini, taj se kut mjeri između plohe ravnine diska i glavne minimalne osi inercije presjeka.

Za lopatice promjenjivog profila po visini za veličinu kuta  $\beta$  može se uzeti njegova srednja vrijednost, koja je jednaka kutu između ravnine diska i minimalne osi inercije srednjeg presjeka lopatice (za  $x = l/2$ ).

Diferencijalna jednadžba savijanja lopatice opterećene ravnomjerno raspoređenim tlakom pare, intenziteta  $q$  i savojnim momentom  $M_b$  ima sljedeći oblik:

$$EI(x) \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q(1-x)^2}{2} - M_b \quad (3-45)$$

gdje  $I(x)$  - minimalni moment inercije profila lopatice, koji je promjenjiv po njenoj visini.

Označavajući s  $I_0$  minimalni moment inercije presjeka u korijenu lopatice ( $x = 0$ ), jednadžba (3-45) prelazi u sljedeći oblik:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{q \cdot I^2}{2E \cdot I_0} \cdot \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \cdot \frac{I_0}{I(x)} - \frac{M_b}{E \cdot I_0} \cdot \frac{I_0}{I(x)}$$

Ako se prede na relativnu koordinatu  $\xi = x/l$  i uvedu sljedeće oznake:

$$\pi_b = \frac{12(z_p - 1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot I \cdot \cos^2 \beta}{z_p \cdot t_b \cdot I_0} \quad (3-46)$$

$$\varphi''(\xi) = \frac{I_0}{I(\xi)}; \quad F''(\xi) = (1 - \xi)^2 \cdot \frac{I_0}{I(\xi)};$$

$$M_0 = \frac{q \cdot l^2}{2}; \quad \eta = \frac{dy(1)}{d\xi}$$

U tom slučaju jednačba (3 -43) poprima oblik:

$$M_b = \frac{E \cdot I_0}{l^2} \cdot \eta \cdot \pi_b \quad (3-47)$$

a jednačba progiba:

$$y'' = \frac{dy^2}{d\xi^2} = \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \cdot F''(\xi) - \eta \cdot \pi_b \cdot \varphi''(\xi) \quad (3-48)$$

gdje se  $\xi$  mijenja u granicama od nule do jedan, a  $M_0$  je u skladu s usvojenom oznakom moment sile pare koji djeluje u korijenu presjeka lopatice.

Ako za danu lopaticu postoji krivulja promjene momenata inercije po njenoj visini, mogu se nacrtati krivulje  $\varphi''(\xi)$  i  $F''(\xi)$  (sl.3.19 i 3.20).

Integrirajući jednačbu (3-48):

$$y' = \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \int_0^\xi F''(\xi) d\xi - \eta \cdot \pi_b \int_0^\xi \varphi''(\xi) d\xi + C_1$$

ili

$$y' = \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \cdot F'(\xi) - \eta \cdot \pi_b \cdot \varphi'(\xi) + C_1 \quad (3-49)$$

gdje je:

$$F'(\xi) = \int_0^\xi F''(\xi) d\xi; \quad \varphi'(\xi) = \int_0^\xi \varphi''(\xi) d\xi$$

Krivulje  $F'(\xi)$  i  $\varphi'(\xi)$  mogu se dobiti numeričkom integracijom krivulja  $F''(\xi)$  i  $\varphi''(\xi)$ .

Ordinata krivulje  $\varphi'(\xi)$  za točku apscise 0,1, (sl.3.19), odgovara površini  $Oabc$ , koja je jednaka umnošku srednjice trapeza  $de$  i visine  $Oc$ ; u točki 1 - zbroju površina svih trokuta i trapeza, na koje je razbijena površina ispod krivulje  $\varphi''(\xi)$ . Krivulje  $\varphi'(\xi)$  i  $F'(\xi)$  prikazane su na sl.3.19 i sl.3.20.

Konstanta integracije  $C_1$  i veličina  $\eta = dy(1)/d\xi$  određuje se iz rubnih uvjeta.

Zbog krutog učvršćenja lopatice u disk:

$$y' = 0 \quad \text{kod} \quad \xi = 0$$



Istovremeno:

$$y' = \eta \quad \text{kod } \xi = 1$$

Za ta dva slučaja jednažba (3-49) može se napisati:

$$0 = \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \cdot F'(0) - \eta \cdot \pi_b \cdot \varphi'(0) + C_1$$

$$\eta = \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \cdot F'(1) - \eta \cdot \pi_b \cdot \varphi'(1) + C_1$$

Pošto je  $F'(0) = 0$  i  $\varphi'(0) = 0$ , to se iz prve jednažbe dobiva:

$$C_1 = 0$$

a iz druge:

$$\eta = \frac{F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \quad (3-50)$$

Po jednažbi (3-49) dobiva se:

$$M_b = \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot M_0 \quad (3-51)$$

Jednažba (3-49) poprima oblik:

$$y' = \left[ F'(\xi) - \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \varphi'(\xi) \right] \cdot \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \quad (3-52)$$

Jednažba (3-51) može se iskoristiti za proračun bandaže (pogledati poglavlje 3.6), u čijem presjeku učvršćenja djeluje moment:

$$M_b'' = \frac{M_b'}{2 \cos \beta} = \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \frac{M_0}{2 \cos \beta} \quad (3-53)$$

Za računanje savojnih momenata  $M(\xi)$  u bilo kojem presjeku lopatice treba koristiti jednažbu (3-45), iz koje slijedi:

$$M(\xi) = E \cdot I(\xi) \cdot \frac{dy^2}{d\xi^2} = M_0 \cdot (1 - \xi)^2 - M_b$$

ili:

$$M(\xi) = \left[ (1 - \xi)^2 - \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \right] \cdot M_0 \quad (3-54)$$

Uvrštavajući  $\xi = 0$ , dobiva se moment u korijenom presjeku lopatice:

$$M'_0 = \frac{\pi_b \cdot [\varphi'(1) - F'(1) + 1]}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot M_0 \quad (3-55)$$

Ako nema bandaže, tada u tom presjeku djeluje moment:

$$M_0 = \frac{q \cdot l^2}{2}$$

dok prisutnost bandaže izaziva relativno smanjenje savojnih naprezanja (u %):

$$100 \frac{M_0 \cdot M'_0}{M_0} = 100 \left( 1 - \frac{M'_0}{M_0} \right) = 100 \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \quad (3-56)$$

Savojno naprezanje u lopatici na bilo kojem presjeku na udaljenosti  $\xi$  od korijena može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$\sigma_s(\xi) = \frac{M(\xi)}{W(\xi)}$$

gdje  $W(\xi)$  - minimalni moment otpora toga presjeka.

Ako su lopatice povezane osim s bandažom (ili spojnou žicom po vanjskom promjeru čije djelovanje je isto kao i bandaže), još i s jednim ili više redova spojnih žica, tada shema opterećenja lopatice poprima oblik kako je prikazano na sl.3.21 (za dva reda spojnih žica). Za dio lopatice od korijena do prvog reda spojne žice jednadžba (3-45) poprima oblik:

$$EI(x) \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{q(1-x)^2}{2} - M_b - M_1 - M_2 \quad (3-57)$$

gdje  $M_1$  i  $M_2$  - momenti koji se javljaju zbog djelovanja svake od spojnih žica.

Ta se jednadžba prevodi u oblik kao i jednadžba (3-45), integrira se uz korištenje rubnih uvjeta kod prijelaza s jednog dijela lopatice na drugi (između kojih se nalazi spojna žica); to omogućava izračunavanje momenata  $M_b$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  i, samim time, naprezanja u bilo kojem presjeku lopatice.

Iako se s ovim može završiti izlaganje proračuna lopatice na savijanje, isto tako je svrsishodno ovdje pokazati jednadžbu elastične linije lopatice, koja se lako dobiva iz jednadžbe (3-53) i može se koristiti kod proračuna vibracija lopatica.

Integrirajući jednadžbu (3-52), dobiva se tražena jednadžba elastične linije:

$$y = \left[ F(\xi) - \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \varphi(\xi) \right] \cdot \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} + C_2 \quad (3-58)$$

gdje su:

$$F(\xi) = \int_0^\xi F'(\xi) d\xi; \quad \varphi(\xi) = \int_0^\xi \varphi'(\xi) d\xi$$

Konstanta integracije  $C_2$  određuje se iz uvjeta:

$$y = 0 \quad \text{kod} \quad \xi = 0$$

Postoje  $F(0) = \varphi(0) = 0$ , to je  $C_2 = 0$ .

Uvrštavajući tu vrijednost u jednadžbu (3-58), dobiva se krajnja jednadžba elastične linije lopatice:

$$y = \left[ F(\xi) - \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \varphi(\xi) \right] \cdot \frac{M_0 \cdot I^2}{E \cdot I_0} \quad (3-59)$$

### 3.5. Određivanje elemenata profila, mase i težišta lopatice

Pod elementima profila lopatice podrazumijeva se njegova površina, koordinate težišta, momenti inercije i momenti otpora profila. U principu za poznate profile koji se odabiru iz određenih atlasa profila to su poznate veličine, pa dalje opisane metode njihovog određivanja mogu se primijeniti u slučaju nepoznatog profila za koji te veličine nisu poznate.

Metode određivanja spomenutih elemenata poznate su iz gradiva matematike i mehanike i ovdje će se uputiti na samo neke najpogodnije metode za praktične primjene.

Za određivanje tih elemenata profil se crta u uvećanom mjerilu (10:1, 5:1).

#### 3.5.1. Površina profila

Najjednostavnije se površina profila može odrediti *trapeznom* ili *Simpsonovom* jednadžbom koje su poznate iz nastave matematike i spominju se u većini priručnika.

Pomoću ispravnog planimetra, čije mjerilo i točnost rada ipak treba provjeriti mjerenjem ranije poznate površine kruga ili kvadrata, površina profila može se odrediti planimetriranjem.

#### 3.5.2. Težište profila

Položaj težišta profila može se odrediti analitičkim metodama (npr. Simpsonovom jednadžbom), no najjednostavnije ga je odrediti pokusom. Profil se izreže iz tankog kartona i ovješava se redom u dvije točke  $a$  i  $b$  (sl.3.22) na pribadaču. Iz tih točki pušta se visak u obliku tanke niti i na profilu se ucrtavaju linije viska  $aa'$  i  $bb'$ . Presjek tih linija se nalazi u težištu profila  $O$ .

Za kontrolu treba objesiti profil još u nekoj točki  $c$ , i linija  $cc'$  treba proći kroz točku  $O$ .

Kroz točku  $O$  prolaze glavne centralne osi inercije, za koje se često uzimaju: os  $Z-Z$ , paralelno s linijom koja tangira ulazni i izlazni brid, i os  $U-U$  koja je okomita na nju.

#### 3.5.3. Momenti inercije profila

Paralelno s poznatim analitičkim i grafičkim metodama određivanja momenata inercije ravninskih likova poznatih iz mehanike, može se preporučiti sljedeća jednostavna, mada i približna metoda koja se temelji na primjeni specijalnih nomograma.

Kako je poznato, moment inercije pravokutnika širine  $b$  i visine  $h$  s obzirom na svoju osnovicu je:

$$I_0 = \frac{bh^3}{3}$$

Ako se uzme da je širina pravokutnika jednaka jedinici ( $b = 1$ ), to visina pravokutnika  $acde$  (sl.3.23), koji ima moment inercije  $I_0$  spram osi  $O-O$ , ima vrijednost:

$$h_1 = \sqrt[3]{3I_0}$$

Visina pravokutnika  $afge$ , čiji je moment inercije jednak  $2I_0$  je:

$$h_2 = \sqrt[3]{2 \cdot 3I_0} = h_1 \cdot \sqrt[3]{2}$$

Visina pravokutnika s momentom inercije  $3I_0$ :

$$h_2 = \sqrt[3]{3}, \text{ itd.}$$

Očigledno je da spram osi  $O-O$  svi ti pravokutnici,  $acde, cfgd, fklg$ , itd., imaju jednaki moment inercije  $I_0$ .

Ako širina pravokutnika nije jednaka jedinici, već  $b$ , tada je, jasno, moment inercije svakog od njih jednak  $bI_0$ .

Ako se postavi mreža paralelnih pravaca na obje strane osi  $O-O$  na udaljenostima  $h_1, h_2$  i  $h_3$ , itd., od nje (sl.3.24), može se pomoću tih nomograma odrediti približni moment inercije svakog ravninskog lika spram proizvoljne osi.

Tako npr., ako treba odrediti moment inercije lika ograničenog krivuljom na sl.3.24 spram horizontalne osi koja prolazi kroz težište  $S$  lika, tada treba staviti na lik nomogram nacrtan na paus papiru tako da se vodoravna os inercije poklapa s osi  $O-O$  nomograma. Površina lika se zamjenjuje zbrojem površina pravokutnika širine  $b_1, b_2, b_3$ , itd., mjeri se zbroj odrezaka  $b_1 + b_2 + b_3$  itd., te ih se množi s veličinom  $I_0$  koja je mjerilo nomograma. Moment inercije razmatranog lika spram osi  $O-O$  je:

$$I = I_0 \sum b$$

Metoda je približna zbog toga što je teško pravilno izabrati za krivolinijske likove veličine odsječaka  $b$  tako da je moment inercije svakog elementarnog pravokutnika jednak momentu inercije dijela lika kojeg zamjenjuje neki pravokutnik. Kod izbora dužine odsječaka, npr.  $b_1$ , treba uzeti u obzir da površina pravokutnika  $aecd$  treba biti jednaka krivolinijskoj površini iznad linije  $ad$ , a momenti inercije obaju likova, i krivolinijskog i pravokutnika  $aecd$ , trebaju biti jednaki.

Pošto se razlika odsječaka  $h_2 - h_1, h_3 - h_2$ , itd., udaljavanjem od osi  $O-O$  brzo smanjuje, treba spojiti dva ili više pravokutnika u jedan s proporcionalno većim momentom inercije. Tako npr., moment inercije pravokutnika  $psut$  prikazanog na sl.3.23 jednak je  $2I_0$  ili općenito pisano  $nI_0$ .

U svezi s tim nomogram dobiva oblik koji je prikazan na sl.3.25, gdje brojke 1,2,3, itd., označavaju dijelove nomograma različitih mjerila: na dijelu 1 moment inercije pravokutnika širine  $b = 1$  jednak je  $I_0$ , a na dijelu 2,  $n_2I_0$ , na dijelu 3,  $n_3I_0$ , itd.

Ako se takav nomogram postavi na profil lopatice nacrtan u mjerilu  $m:l$  tada je minimalni moment inercije profila spram osi koja prolazi kroz težište jednak:

$$I = \frac{I_0}{m^4} \cdot \left( \sum b_1 + n_2 \sum b_2 + n_3 \sum b_3 + \dots \dots \dots \right) \quad (3-60)$$

gdje  $\sum b_1$  je zbroj odsječaka između konturnih linija profila na prvom dijelu nomograma (u ovom slučaju:  $aa' + bb' + cc' + dd' + d''d''' + ee' + e''e''' + ff' + f''f'''$ );  $\sum b_2$  na drugom dijelu nomograma, gdje je moment inercije elementarnog pravokutnika jednak  $n_2I_0$ , itd.

Uz upotrebu nomograma danog u prilogu jednadžbe (3-60) poprima sljedeći oblik:

$$I = \frac{100}{m^4} \cdot \left[ \sum b_1 + 6 \left( \sum b_2 + 2 \sum b_3 + 4 \sum b_4 + 10 \sum b_5 + 20 \sum b_6 \right) \right] \quad (3-61)$$

Ako je za podudaranje krajeva profila i linija nomograma potrebno smjestiti težište  $S$  za veličinu  $y$  od osi apscise, to se po jednadžbi (3-61) određuje moment inercije  $I_{00}$  s obzirom na os  $O-O$ . Moment inercije s obzirom na os koja prolazi kroz težište bit će:

$$I = I_{00} - f \cdot y^2 \quad (3-62)$$

gdje  $f$  - površina profila.

### 3.5.4. Masa profilnog dijela lopatice

Masa radnog dijela lopatice promjenjivog profila, kod koje se površina poprečnog presjeka mijenja po jednažbi (3-5), određuje se po jednažbi:

$$m_{pr} = \rho \int_0^1 (f_0 - ax^m) dx = \rho \cdot I \cdot \left( f_0 - \frac{a \cdot l^m}{m+1} \right) \quad (3-63)$$

Ako se površina profila mijenja po jednažbi (3-14), tada:

$$m_{pr} = \rho \cdot f_0 \int_0^1 \mu_b^{x/l} dx = \rho \cdot f_0 \cdot l \cdot \frac{\mu_b - 1}{\ln \mu_b} \quad (3-64)$$

U općenitom se slučaju masa profilnog dijela lopatice određuje množenjem s  $\rho$  površine ispod krivulje  $AB$  na sl.3.3.

### 3.5.5. Koordinate težišta profilnog dijela lopatice

Koordinate  $a$  i  $b$  težišta profilnog dijela lopatice promjenjivog profila, s obzirom na osi  $X-X$  i  $Y-Y$ , prikazane na sl.3.26, određuju se na sljedeći način:

$$a = \frac{\int_0^1 f(x) \cdot x dx}{\int_0^1 f(x) dx} \quad (3-65)$$

ili kod promjene  $f(x)$  po jednažbi (3-5):

$$a = \frac{\frac{1}{2} f_0 - \frac{a}{m+2} \cdot l^{m+1}}{f_0 - \frac{a}{m+1} \cdot l^m} \quad (3-66)$$

Koordinatu  $b$  najlakše je odrediti na sljedeći način. Prvo se pronalazi položaj težišta nekoliko presjeka po visini lopatice te se provuče krivulja  $mn$  na kojoj leže te točke, sl.3.26. Podijelivši lopaticu po visini na nekoliko segmenata i određivši položaj težišta svakog od njih (točke 1, 2, 3, itd.), koordinata  $b$  se određuje po jednažbi:

$$b = \frac{\sum V_i \cdot y_i}{\sum V_i} \quad (3-67)$$

gdje  $V_i$  - volumen pojedinog dijela;

$y_i$  - koordinata težišta dijela spram osi  $X-X$ .

## 3.6. Proračun bandaže i vrha lopatice

Spojna se žica nalazi u istini uvjetima rada kao i bandaža: centrifugalna sila vlastite mase opterećuje bandažu između lopatica na savijanje; dodatna savojna naprezanja nastaju zbog progiba lopatice kako je bilo prikazano u poglavlju 3.4.

Pri proračunu se dio bandaže između lopatica promatra kao greda dužine  $t_b$  (korak mjeren po bandaži), s kruto učvršćenim krajevima i s ravnomjerno raspodijeljenim opterećenjem intenziteta:

$$q = \rho \cdot \omega^2 \cdot f_b \cdot r_b$$

gdje  $f_b$  - površina poprečnog presjeka bandaže;  
 $r_b$  - polumjer njenog težišta, sl.3.27 ili sl.3.2.

Savojni moment zbog centrifugalne sile na mjestima uklještenja, tj. za plosnatu bandažu u presjeku  $MN$ , sl.3.27:

$$M_c = \frac{q \cdot t_b^2}{12} = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot f_b \cdot t_b^2 \cdot r_b}{12} \quad (3-68)$$

U analognu se jednadžbu za spojnu žicu uvrštava korak  $t_z$  i polumjer  $r_z$ .

Savojni moment od sile pare na lopaticice određuje se po jednadžbi (3-53), tj. jednak je:

$$M'_b = \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} = \frac{M_0}{2 \cos \beta} \quad (3-69)$$

Savojno naprezanje u presjeku  $MN$  bandaže ima vrijednost:

$$\sigma_s = \frac{M_c + M'_b}{W_b}$$

gdje  $W_b$  - moment otpora presjeka  $MN$  bandaže. Za žicu promjera  $d$ :

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Za bandažu u obliku trake moment otpora treba izračunati prema crtežu uz uzimanje u obzir oslabljenja zbog vrha (zatika) lopaticice. Slobodni kraj bandaže (u presjeku  $M'N'$ ) treba proračunati kao konzolnu gredu. Za slobodni kraj dužine  $l$ , savojni moment u presjeku  $M'N'$  je:

$$M = \frac{q \cdot l^2}{2}$$

Ako  $l = t_b/2$ , to je:

$$M = \frac{q \cdot t_b^2}{8}$$

tj. moment u presjeku  $M'N'$  je 1,5 puta veći od momenta u presjeku  $MN$ .

Naprezanje u presjeku  $M'N'$  za spojnu žicu može se sniziti smanjenjem dužine  $l$ , koja se često izvodi s vrijednosti  $0,4t_b$ , a kod bandaže u obliku trake skošavanjem konzolnog dijela na dužini  $a_1$ .

Široku bandažu učvršćenu samo s jednim redom vrhova, treba provjeriti na savijanje u presjeku  $AB$ , analizirajući slobodni kraj bandaže kao konzolu dužine  $b/2$ . Naprezanje u presjeku  $AB$  može se sniziti skošenjem bandaže na dužini  $a_1$ , kao što je prikazano na sl.3.27.

Vrhovi (zatici) lopatica proračunavaju se na savijanje momentom  $M_b$ , koji se javlja u bandaži pri savijanju lopaticice, sl.3.18, te na vlak centrifugalnom silom mase bandaže koja otpada na pojedini vršak. Moment koji djeluje na pojedini vrh:

$$M_v = \frac{M_b}{z_v \cdot \cos\beta}$$

gdje  $z_v$  - označava broj vrhova na jednoj lopatici, a  $M_b$  se određuje po jednadžbi (3-51).

Savojno naprezanje u vršku lopatice ima vrijednost:

$$\sigma_s = \frac{\pi_b \cdot F'(1)}{\pi_b \cdot \varphi'(1) + 1} \cdot \frac{M_0}{z_v \cdot W_v \cdot \cos\beta} \quad (3-70)$$

gdje  $W_v$  - moment otpora vrška.

Veličina tog naprezanja je uvjetna, pošto dimenzije vrška ne dopuštaju da se ga promatra kao konzolu opterećenu savojnim momentom.

Centrifugalna sila bandaže u obliku trake koja otpada na jednu lopaticu:

$$C_b = \rho \cdot \omega^2 \cdot f_b \cdot t_b \cdot r_b$$

Vlačno naprezanje u vršku je:

$$\sigma_v = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{f_b \cdot t_b \cdot r_b}{z_v \cdot f_v} \quad (3-71)$$

gdje  $f_v$  - površina poprečnog presjeka vrška.

Kod izbora dopuštenog naprezanja potrebno je uzeti u obzir pojavu raskivanja, kojem se podvrgavaju vršci prilikom pričvršćivanja bandaže i koja prisiljava da se uzmu niže vrijednosti dopuštenog naprezanja.

### 3.7. Proračun noge (korijena) lopatice i oboda diska

Noge lopatica obično se proračunavaju samo na centrifugalnu silu lopatice koja može u korijenu izazvati vlačna, tlačna, savojna i smična naprezanja. Savojno naprezanje koje uzrokuje sila pare često se ne uzima u obzir zato što su ta naprezanja uz prisno dosjedanje noga susjednih lopatica mala. Samo kod nekih konstrukcija noga potreban je proračun tih naprezanja zbog malog momenta otpora korijena.

Analizirat će se metode proračuna nekoliko najtipičnijih konstrukcija noga, a također i dijelova oboda diska koji su u kontaktu s nogom.

#### 3.7.1. T – noga

Najveće vlačno naprezanje u T-nozi, sl.3.28, javlja se u presjeku A-B.

Zbroj centrifugalnih sila profitnog dijela lopatice, vrha lopatice, bandaže, tj. sila koje su posljedica masa koje leže iznad presjeka M-N predstavlja oznaka  $\Sigma C$ , a centrifugalnu silu dijela noge, koji je ograničen crtama M-N i A-B predstavlja  $C_x'$ .

Površina poprečnog presjeka noge A-B određuje se površinom lika *befd* (ili *bef'd'* ako su međukomadi izvedeni odvojeno od lopatice). Ta je površina označena sa  $f_1$ .

U tom slučaju vlačno naprezanje je:

$$\sigma_v = \frac{\Sigma C + C_x'}{f_1} \quad (3-72)$$

Smično naprezanje u presjecima noge  $A-B$  i  $B-C$  ima vrijednost:

$$\tau_{sm} = \frac{\sum C + C_x' + C_x''}{2f_2} \quad (3-73)$$

gdje  $C_x''$  - centrifugalna sila dijela  $ABCD$  (u tlocrtu  $befd$  ili  $bef'd'$  za lopatice s odvojenim međukomadima);

$f_2$  - površina smika, koja je jednaka  $AD \cdot bd$  ili  $BC \cdot ef'$ .

Po površinama  $abdc$  i  $eghf$  (kod lopatice koja je izrađena glodanjem zajedno s međukomadom) u korijenu se javlja tlačno naprezanje koje je jednako:

$$\sigma_{II} = \frac{\sum C + C_x}{2f_3} \quad (3-74)$$

gdje  $C_x$  - centrifugalna sila cijelog korijena (između presjeka  $M-N$  i  $X-X$ );

$f_3$  - površina  $abdc$  ili  $eghf$  (kod proračuna treba uzeti stvarnu površinu nalijeganja korijena).

U obodu diska se pojavljuju vlačna i savojna naprezanja zbog centrifugalne sile lopatice i samog oboda diska. Kod proračuna tih naprezanja može se, kako su pokazala detaljna proučavanja, zanemariti zakrivljenost oboda, te ga promatrati kao ravnu gredu.

Kružni presjek po  $X-X$  površine  $4\pi r_2 b$  opterećen je centrifugalnom silom svih lopatica s njihovim nogama, tj.  $z_2(\sum C + C_x)$  i centrifugalnom silom  $C_{ob}$  dijela oboda iznad presjeka  $X-X$  (bez noga lopatica). Posljednju silu treba uvrstiti s koeficijentom  $2/3$ , pošto je obod u obliku prstena, i njegova centrifugalna sila izaziva ne samo radijalno nego i tangencijalno naprezanje. Na taj način:

$$\sigma_v = \frac{z_2(\sum C + C_x) + \frac{2}{3}C_{ob}}{4 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b} \quad (3-75)$$

Svaka od dvije sile  $F$  koje savijaju obod je zbroj (po jednoj lopatici):

$$F = \frac{\sum C + C_x}{2} + \frac{2}{3}C_{ob}'$$

gdje  $C_{ob}'$  - centrifugalna sila prstena  $BEFG$ , koja se, kao i prethodnom slučaju, uvrštava s koeficijentom  $2/3$ .

Savojni moment u presjeku  $X-X$ :

$$M = F \cdot a$$

Moment otpora na dužini jednog koraka (zakrivljenje oboda se zanemaruje) je:

$$W = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot b}{3z_2}$$

Savojno naprezanje:

$$\sigma_s = \frac{M}{W}$$

Ukupno naprezanje u presjeku  $X-X$ :



$$\sigma = \sigma_v + \sigma_s$$

Na kraju, smično naprezanje u presjeku  $FG$  oboda:

$$\tau_{sm} = \frac{0,5(\sum C + C_x)z_2 + \frac{2}{3}C_{ob}'}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot h_1} \quad (3-76)$$

### 3.7.2. Jahaća noga

S gledišta proračuna, bitna razlika spram prethodne konstrukcije je postojanje pojasa širine  $d$  na obodu diska koji sprječava širenje (otvaranje) vilice koju oblikuje noga lopatice, sl.3.29. Sa  $C_1$  je označena ukupna centrifugalna sila lopatice s nogom i bandažom (u skladu s prethodnim oznakama  $C_1 = \sum C + C_x$ ). Za dvije reakcije (svaka  $C_1/2$ ) uzima se da djeluju u sredini površina DG. Savojni moment na vilicu sa svake strane ( $C_1 a/2$ ) stvara silu reakcije  $F$  na unutrašnjem dijelu ruba oboda. Za određivanje te reakcije primjenjuje se *Castiglianov teorem* prema kojem je pomak deformiranog tijela pod djelovanjem sile  $F$  jednak parcijalnoj derivaciji potencijalne energije  $\Pi$  po sili  $F$ .

U analiziranom se slučaju deformacija pojasa širine  $d$  može zanemariti i smatrati:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial F} = 0$$

gdje  $\Pi$  - potencijalna energija savijanja noge.

Dio noge podvrgnut savijanju dijeli se na dijelove visine  $h_1$  i  $h_2$ . Savojni moment koji djeluje po dužini prvog dijela ima vrijednost:

$$M_1 = F \cdot x$$

gdje  $x$  - ordinata proizvoljnog presjeka prvog dijela, mjerena od uvjetnog hvatišta sile  $F$ .

Potencijalna energija savijanja dijela noge visine  $h_1$ :

$$\Pi_1 = \frac{1}{2E \cdot I_1} \int_0^{h_1} M_1^2 dx = \frac{F^2 \cdot h_1^3}{6EI_1}$$

gdje  $I_1$  - moment inercije toga dijela noge.

Analogno je za dio dužine  $h_2$  savojni moment:

$$M_2 = F \cdot x - \frac{C_1 a}{2}$$

a potencijalna energija savijanja:

$$\Pi_2 = \frac{1}{2E \cdot I_2} \int_{h_1}^h M_2^2 dx = \frac{1}{24E \cdot I_2} [4F^2(h^3 - h_1^3) - 6a \cdot C_1 \cdot F(h^2 - h_1^2) + 3a^2 \cdot C_1^2(h - h_1)]$$

gdje je  $I_2$  moment inercije presjeka noge na dijelu  $h_2$ , koji je zbog pojednostavnjenja uzet konstantnim. Promjenjivost momenta inercije može se uzeti u obzir ako ga se u prethodnoj jednadžbi

izrazi kao funkciju od  $x$ , no to nije potrebno zbog ionako približnog proračuna noge. Iz istih razloga mogu se zanemariti sile trenja koje nastaju na površinama djelovanja sila  $F$  i  $C_1/2$ .

Ukupna veličina potencijalne energije je:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2$$

a njena derivacija:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial F} = \frac{F \cdot h_1^3}{3E \cdot I_1} + \frac{1}{12E \cdot I_2} [4F(h^3 - h_1^3) - 3a \cdot C_l(h^2 - h_1^2)] = 0$$

otkuda:

$$F = \frac{3a \cdot C_l(h^2 - h_1^2)}{4[h^3 + (\beta - 1)h_1^3]} \quad (3-77)$$

gdje  $\beta = I_2/I_1$ .

Sada nije teško izračunati savojni moment koji djeluje u bilo kojem presjeku noge. Tako u najopterećenijem presjeku X-X:

$$M = \frac{a \cdot C_l}{2} - F \cdot h_1 = \frac{a \cdot C_l}{4} \left[ 2 - \frac{3h_1(h^2 - h_1^2)}{h^3 + (\beta - 1)h_1^3} \right] \quad (3-78)$$

Savojno naprezanje u tom presjeku noge:

$$\sigma_s = \frac{M}{W}$$

gdje je:

$$W = \frac{\pi \cdot r_2 \cdot c^2}{3z_2}$$

U tom je presjeku vlačno naprezanje:

$$\sigma_v = \frac{(C_l - C_x')z_2}{4\pi \cdot r_2 \cdot c} \quad (3-79)$$

gdje  $C_x'$  - centrifugalna sila dijela noge između  $r_1$  i  $r_2$ . Ukupno naprezanje je:

$$\sigma = \sigma_v + \sigma_s$$

Smik u nozi može se javiti na crti G-K i odgovarajuće naprezanje je:

$$\tau_{sm} = \frac{C_1 \cdot z_2}{4\pi(r_2 - 0,5h_1)h_1} \quad (3-80)$$

gdje se za silu uzima nešto povećana veličina  $C_1$ , a za visinu djelovanja smičnog naprezanja s dovoljnom točnošću  $h_1$ .

U presjeku oboda diska BC djeluje vlačno naprezanje:

$$\sigma_v = \frac{C_1 \cdot z_2 + \frac{2}{3} C_{ob}}{2\pi \cdot r_1 \cdot e} \quad (3-81)$$

gdje  $C_{ob}$  - centrifugalna sila oboda koja je ograničena polumjerima  $r_1$  i  $r_3$ .

Smično naprezanje u presjeku oboda  $D-E$  ima vrijednost:

$$\tau_{sm} = \frac{C_1 \cdot z_2 + \frac{2}{3} C_{ob}'}{2\pi(r_3^2 - r_2^2)} \quad (3-82)$$

gdje  $C_{ob}'$  - centrifugalna sila dva prstena presjeka  $DEFG$ , te u presjeku  $C-H$ :

$$\tau_{sm} = \frac{F \cdot z_2}{2\pi \cdot r_1 \cdot d} \quad (3-83)$$

Na kraju, tlačno naprezanje na površinama  $DG$ :

$$\sigma_{II} = \frac{C_1 \cdot z_2}{4\pi \cdot r_2 \cdot b} \quad (3-84)$$

### 3.7.3. Viličasta noga

Različiti oblici te noge prikazani su u poglavlju o rotorskim lopaticama. Ovdje će biti izložena metoda proračuna noge s trostrukom vilicom, koja je prikazana na sl.3.30. U presjeku  $I-I$  vlačno naprezanje zbog centrifugalne sile lopatice s bandažom ( $\Sigma C$ ) i dijela noge koji leži iznad presjeka  $I-I$  ( $C_x'$ ) ima vrijednost:

$$\sigma_v = \frac{\Sigma C + C_x'}{(t - 0,5d)3b_2} \quad (3-85)$$

gdje  $d$  - promjer zakovice, a korak:

$$t_2 = \frac{2\pi \cdot r_1}{z_2}$$

Presjek  $I-I$  opterećen je također i na savijanje, pošto se polumjer, koji prolazi kroz težište lopatice ne poklapa s težištem presjeka noge oslabljenog zakovicom.

Savojni moment:

$$M = \left( \Sigma C + C_x' \right) a$$

Moment otpora presjeka:

$$W = (t - 0,5d)^2 \cdot \frac{b_2}{2}$$

Na kraju, naprezanje na savijanje:

$$\sigma_s = \frac{2a(\sum C + C_x')}{b_2(t - 0,5d)^2} \quad (3-86)$$

Pošto noge susjednih lopatica čvrsto naliježu jedna uz drugu i odupiru se savijanju, stvarno naprezanje je manje od onog koje daje jednačba (3-86). Zbog toga se u presjeku *I-I* može dopustiti povećano proračunsko naprezanje  $\sigma = \sigma_v - \sigma_s$ . Zakovice se moraju proračunati na smično i tlačno naprezanje.

Smično naprezanje u zakovici ima vrijednost:

$$\tau_{sm} = \frac{C_1}{6 \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2C_l}{3\pi \cdot d^2} \quad (3-87)$$

gdje  $C_1$  - centrifugalna sila lopatice s nogom;

6 - broj mjesta smika dvije poluzakovice (pretpostavlja se da su gornji i donji redovi zakovica jednako opterećeni, što ne odgovara uvijek stvarnom stanju).

Tlačno naprezanje između zakovice i lopatice:

$$\sigma_{tl}' = \frac{C_l}{3b_2 \cdot d} \quad (3-88)$$

i između zakovice i diska:

$$\sigma_{tl}'' = \frac{C_l}{d(b_3 - 3b_2)} \quad (3-89)$$

Na kraju, vlačno naprezanje u presjeku *x-y* oboda diska:

$$\sigma_v = \frac{3z_2 \cdot C_l + 2C_{ob}}{3(2\pi \cdot r_2 - i \cdot d)(b_3 - 3b_2)} \quad (3-90)$$

gdje  $C_{ob}$  - centrifugalna sila dijela oboda iznad presjeka *x-y*;

*i* - broj zakovica u jednom redu po obodu kola.

Veličina  $C_{ob}$  je kao i prije, uvrštena s koeficijentom 2/3.

### 3.7.4. Jela noga

Kod proračuna tog tipa noge potrebno je poznavati način raspodjele centrifugalne sile po zubima "jela". Na sl.3.31 prikazana je fotografija fotoelasticimetrijskog modela noge pod opterećenjem. Jednaka raspodjela linija oko svakog zuba svjedoči o identičnosti napregnutog stanja. Približno ravnomjernu raspodjelu opterećenja po zubima uz relativno malu krutost svakog od zuba potvrđuju i određeni proračuni. Postoje također i određene matematičke analize moguće raspodjele opterećenja po zubima za različite gustoće rešetke lopatica s uzimanjem u obzir povišene temperature rotora i različitih koeficijenata linearnog rastezanja materijala lopatice i diska. Općenito govoreći, na temelju njih moglo se doći do zaključka da su prvi zubi, gledano od profilnog dijela lopatice, najopterećeniji, pri čemu je odlučujući faktor za to prisutnost različitih temperaturnih deformacija noge i oboda diska. Ako se i tu zanemari razlika tih deformacija, tada i te analize daju prilično ravnomjernu raspodjelu naprezanja po zubima (posebno pri većoj gustoći rešetke). U skladu s tim, kod proračuna jela noge lopatica parnih turbina, koje se kao učvršćenje koriste samo u niskom tlaku, tj. kod nižih temperatura, može se smatrati da postoji ravnomjerna raspodjela opterećenja po zubima.

Kod plinskih turbina, gdje se lopatice izrađuju od čelika austenitne strukture s koeficijentom linearnog rastezanja značajno višim nego što je za čelik za diskove, gdje je temperatura noge bitno viša nego

temperatura oboda diska, opterećenje na prve zube noge je uvijek značajno veće, nego na one koji slijede iza (u smjeru prema centru diska).

Proračuni jela noge dosta su složeni i osim toga pretpostavljaju, u pravilu, prisutnost samo elastičnih deformacija zubi. No zbog visokih naprežanja (posebno kod lopatica visokotemperaturnih plinskih turbina), koja se javljaju u prvim zubima, dolazi do plastičnih deformacija, koje uzrokuju preraspodjelu naprežanja i pojavu neravnomyjnosti.

Neki autori, da bi se postigla ravnomjerna raspodjela naprežanja između zubi uz uzimanje u obzir temperaturnih deformacija i puzanja materijala, predlažu da se zazor između nosivih površina izvedu različitim, i to tako da se povećavaju od centra diska prema periferiji. Ovdje je analiziran približni proračun jela noge gdje se pretpostavlja ravnomjerna raspodjela opterećenja po zubima.

Označavajući s  $C_1$  centrifugalnu silu lopatice s korijenom, može se odrediti sila koja djeluje na pojedini zub:

$$F = \frac{C_1}{2n \cdot \cos\alpha}$$

gdje  $2n$  - broj zubi (s obje strane).

$$C_1 = C_{pr} + C_n$$

gdje  $C_{pr}$  - centrifugalna sila profilnog dijela lopatice i njene osnovice do presjeka  $I-I$ , (pogledati sl.3.32);

$C_n$  - centrifugalna sila noge (ispod presjeka  $I-I$ ).

Vlačno naprežanje u presjeku  $I-I$ :

$$\sigma_{v,I} = \frac{C_{pr}}{b_1 \cdot I_1}$$

Vlačno naprežanje u presjeku  $II-II$ :

$$\sigma_{v,II} = \frac{C_{pr} + C_1 - 2F \cdot \cos\alpha}{b_2 \cdot I_2} = \frac{C_{pr} + C_1 \frac{C_l}{n}}{b_2 \cdot I_2}$$

gdje  $C_1$  - centrifugalna sila dijela noge između presjeka  $I-I$  i  $II-II$ . U  $i$ -tom presjeku noge:

$$\sigma_{v,i} = \frac{C_{pr} + \sum_{i=1}^i C_i - \frac{i-1}{n} \cdot C_l}{b_i \cdot I_i} \quad (3-91)$$

gdje je  $C_i$  centrifugalna sila dijela noge, koji se nalazi između presjeka po dva susjedna zuba (npr., između presjeka  $I-I$  i  $II-II$ ). Najčešće je  $I_1 = I_2 = \dots = I_i$ .

U obodu diska vlačno naprežanje u  $i$ -tom presjeku debljine  $d_i$  je :

$$\sigma_{v,i} = \frac{\frac{i}{n} \cdot C_l \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + \sum_{i=1}^i C_{d,i}}{d_i \cdot I_i} \quad (3-92)$$

gdje  $C_{d,i}$  - centrifugalna sila dijela oboda diska između presjeka po dva susjedna zuba, npr., između presjeka  $I-I$  i  $II-II$ ;

$\varphi = 360^\circ/z_2$ ;

$z_2$  - broj lopatica.

Često se može uvrstiti,  $\cos(\varphi/2) = 1$ .

Tlačno naprezanje na radnoj površini zuba je, sl.3.33:

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{a \cdot l_i} \quad (3-93)$$

Ako se zanemare sile trenja na dodirnim površinama noge pronalazi se savojno naprezanje u osnovici zuba:

$$\sigma_s = \frac{6F \cdot l}{l_i \cdot h_1^2} \quad (3-94)$$

Smično naprezanje u osnovici zuba:

$$\tau_{sm} = \frac{F}{l_i \cdot h} \quad (3-95)$$

### 3.8. Specifičnosti konstrukcije i proračun lopatica radijalnih turbina

U radijalnim se turbinama rotorske lopatice nalaze u posebno nepovoljnim uvjetima s gledišta opterećenja. Podvrgnute su ne samo sili pare već i centrifugalnoj sili vlastite mase koja značajno nadilazi veličinu prve sile. Zato se lopatice obično na krajevima učvršćuju u dva masivna prstena zavarivanjem ili zakivanjem tako da se pri proračunu na savijanje lopaticu može analizirati kao gredu na dva oslonca. Primjer konstrukcije učvršćenja lopatica radijalne turbine prikazan je na sl.3.34.

Lopatica ima s obje strane noge polucilindričnog oblika koje se uvlače u prstenasti utor na turbinskom disku s jedne strane, i u prsten (3) koji zamjenjuje bandažu s druge strane. Do raskivanja izdanak ispod noge lopatice u disku i prstenu ima profil koji je na sl.3.34 prikazan crtkano. Raskivanje se izvodi valjčićem (10). Pri tome se rubovi (4) i (5) lopatice čvrsto pritisnu uz disk i prsten (3); s druge strane se ostavljaju zazori koji dopuštaju određeno okretanje lopatice spram nogu i kompenzaciju nejednolikih deformacija diska i prstena (3).

Krući način učvršćivanja lopatica primjenjuje se u radijalnim Ljungstromovim turbinama s kontrarotirajućim rotorima. Ovdje se lopatice izrezane iz profitiranih traka prethodno umeću s oba kraja u provrte (2), koji su prošancani u oba diska (1), sl.3.35, i zavaruju se za diskove autogenim zavarivanjem, kod čega metal popunjava kanale (3). Poslije zavarivanja diskovi s lopaticama dobivaju oblik prikazan na sl.3.36 tankim crtama. Dalje se provodi obrada diskova tokarenjem, pri čemu se od njih istokari lopatični vijenac s dva prstena (4) od kojih je jedan prikazan na sl.3.36. Ti se prsteni uvaljavaju u prstene lopatica (5), koji su do razvaljavanja prikazani na sl.3.37, a poslije na sl.3.38. Vijenac lopatica je s turbinskim diskom povezan tzv. *dilatacijskim prstenom* (7), koji je također s jedne strane uvaljan u prsten (5) a s druge strane u prsten (8). Prsten (8) je pomoću žice (9) učvršćen u turbinski disk. Vijenac lopatica predstavlja krutu konstrukciju, koja se isto tako može malo pomicati spram diska zahvaljujući dilatacijskom prstenu. Šiljci (10) izrađeni od niklove trake, koji su učvršćeni pomoću utisnute žice (11), ograničavaju radijalne zazore između susjednih vijenaca lopatica, kako se to vidi na sl.3.39, gdje su prikazana dva stupnja turbine. Veličina sile pare na lopatice određuje se prema jednadžbama danima u poglavlju 3.3. Centrifugalna sila  $C_p$  mase lopatice određuje se prema jednadžbi (3-1).

Na taj način, u težištu lopatice djeluju tri sile,  $F_u$ ,  $F_x$ , i  $C_p$ , sl.3.40, koje daju rezultantu  $F$ . Njena projekcija na glavnu centralnu os  $U-U$  maksimalnog momenta inercije označena je s  $F_r$  (kao i sila  $F$  najlakše se određuje grafički).

Lopaticu učvršćenu kao na sl.3.38 može se analizirati kao gredu na dva oslonca s jednoliko raspodijeljenim opterećenjem intenziteta  $q = F_r/l$ . U ovisnosti o načinu učvršćenja noga lopatice,

njeni krajevi se mogu smatrati kao slobodni ili uklješteni (npr. kao na sl.3.38). U prvom je slučaju maksimalni savojni moment:

$$M_0 = \frac{F_r \cdot I}{8}$$

a u drugom slučaju:

$$M_0 = \frac{F_r \cdot I}{12}$$

Savojna naprezanja:

$$\sigma_s = \frac{M_0}{W_0} = \frac{M_0 \cdot e_2}{I_{min}}$$

Treba zapaziti da se dopuštena brzina vrtnje lopatica ograničava, ne samo naprezanjem u lopaticama nego i tangencijalnim naprezanjem u prstenima u koje su učvršćene lopatice. Ta se naprezanja određuju na način kao i naprezanja kod turbinskih bubnjeva. O tome više kod proračuna čvrstoće turbinskih diskova i bubnjeva.

Prethodno dana metoda proračuna ne može se primijeniti na lopatice kod kojih je učvršćenje izvedeno kao što je prikazano na sl.3.39. Osim centrifugalne sile i sile pare, stanje naprezanja lopatice kod te konstrukcije je uvjetovano razlikom radijalnih pomaka bandažnog prstena (3) i nosivog prstena (2) koji čine jednu cjelinu s diskom. Na lopaticu se, osim toga prenose sa strane prstena savojni momenti i smična naprezanja što značajno mijenja veličinu i raspored savojnih momenata po visini lopatice.

### 3.9. Temperatura hlađenih turbinskih lopatica i temperaturna naprezanja

Kao što će biti pokazano u poglavlju 4., lopatice visokotemperaturnih parnih turbina (kod  $t \geq 600^\circ\text{C}$ ) hlade se s parom niže temperature, i to u prvom redu noge lopatica. Lopatice plinskih turbina se hlade odvođenjem topline na disk, na koji se nasmrujava zrak, ili se direktno hlade noge, npr., kroz zazore jela noge.

U svim tim slučajevima je srednja temperatura profila lopatice na najvećem dijelu njene visine jednaka zaustavnoj temperaturi  $t_g^*$  relativnog strujanja radnog fluida ispred rotorskih lopatica:

$$t_g^* = t_0^* - \frac{c_1^2 - w_1^2}{2c_p} = t_0^* - \frac{u^2}{2c_p} \left( \frac{2\cos\alpha_1}{u/c_1} - 1 \right) \quad (3-96)$$

gdje  $t_0^*$  - zaustavna temperatura radnog fluida ispred stupnja;

$w_1, u, \alpha_1$  - relativna brzina na ulazu u rotor, obodna brzina na srednjem promjeru stupnja, te kut toka na izlazu iz statorskih lopatica;

$c_p$  - specifična toplina radnog fluida.

Iz jednadžbe (3-96) slijedi, da se temperatura lopatice smanjuje s povećanjem obodne brzine u te smanjenjem  $\alpha_1$  i  $u/c_1$ .

Po visini lopatice konstantnog profila njena se srednja temperatura mijenja po zakonu:

$$t = t_g^* - (t_g^* - t_1) \cdot e^{-kx} \quad (3-97)$$

gdje  $t_1$  - temperatura u korijenu presjeka lopatice;

$$k = \sqrt{\frac{\alpha_g \cdot o}{\lambda \cdot f}}$$

gdje  $x$  - ordinata po visini lopatice;

$\alpha_g$  - koeficijent prijelaza topline s radnog fluida na lopaticu;

$o$  - opseg poprečnog presjeka lopatice;

$\lambda$  - koeficijent toplinskog provođenja radnog fluida;

$f$  - površina poprečnog presjeka lopatice.

Temperatura  $t_1$  može se odrediti iz uvjeta prijelaza topline između oboda i tijela diska. U literaturi se može pronaći i proračun temperature lopatice promjenjivog profila po visini. Koeficijent prijelaza topline  $\alpha_g$  može se uzeti prema eksperimentalnim podacima, dobivenima na temelju ispitivanja mirujućih rešetki profila. Tu veličinu treba uvećati za 20 do 30% kod proračuna rotirajućih rotorskih lopatica.

Karakter promjene temperature po visini lopatice prikazan je na sl.3.41. Može se zaključiti, da samo kod jako visoke toplinske vodljivosti materijala ( $\lambda \rightarrow \infty$ ), kada  $k \rightarrow 0$ , lopatica ima po cijeloj svojoj visini temperaturu, koja je jednaka temperaturi u korijenu. Već kod  $k > 5$  do 10 hladi se tek mali dio visine lopatice uz korijen. Što su viši  $\alpha_g$  i  $o$  to se lopatica lošije hladi; što su viši  $\lambda$  i  $f$ , to je hlađenje efikasnije. Povoljno je ako je  $k = 4$  do 6; u nepovoljnim slučajevima  $k$  može poprimiti vrijednost 25 pa i više.

Temperatura radnog fluida kod opstrujavanja lopatice (kod reakcijskog tipa), opada. Neovisno od toga po profilu se mijenja vrijednost koeficijenta prijelaza topline  $\alpha_g$ , postićući maksimalne vrijednosti na ulaznom i izlaznom bridu. Zbog toga se temperatura lopatice po profilu mijenja: najvišu vrijednost postiže na bridovima. Ta promjenjivost temperature dovodi do pojave temperaturnih naprezanja u lopatici, koja su proporcionalna s veličinom  $E\alpha\Delta t$ , gdje je  $E$  modul elastičnosti,  $\alpha$  koeficijent linearnog toplinskog rastezanja, a  $\Delta t$  razlika temperatura između pojedinih dijelova poprečnog presjeka, npr. između brida i dijela profila male debljine. Ta naprezanja kod visokotemperaturnih plinskih turbina često izazivaju pojavu pukotina na bridovima, osobito kod nestacionarnih režima.

Promjenjivost temperature po visini lopatice također dovodi do pojave temperaturnih naprezanja. Najveća se naprezanja javljaju na mjestu prijelaza s noge na profilni dio lopatice, upravo tamo gdje su već najveća vlačna i savojna naprezanja. Efikasnije je, kao što će kasnije biti pokazano, unutarnje hlađenje lopatica plinskih turbina pomoću zraka ili kapljevine.

### 3.10. Određivanje plastične deformacije lopatice zbog puzanja materijala

Kao što je poznato, u metalu, koji se nalazi duže vrijeme pod opterećenjem u zagrijanom stanju nastaju plastične deformacije, čiji se proces rasta tokom vremena naziva puzanje.

Puzanje se ne opaža samo kod viših naprezanja nego i pri naprezanjima manjima od granice tečenja materijala; povišenjem naprezanja veličina plastične deformacije raste, kao i povećanjem temperature i vremena eksploatacije.

Lopaticе parnih i plinskih turbina, kao i ostali drugi elementi turbine podvrgnuti su znatnom puzanju, pošto trpe značajna naprezanja u uvjetima rada uz visoke temperature. Plastična deformacija lopatice (njeno produženje) može biti tolika koliki je odabrani radijalni zazor između vrha lopatice i kućišta turbine. Inače dolazi do zapinjanja lopatica o kućište, što ima za posljedicu veliku havariju turbine. Zato je potrebno odrediti veličinu radijalnog zazora s uračunavanjem u obzir puzanja materijala lopatice; znači potrebno je također razraditi metodu proračuna plastične deformacije lopatice kao rezultat puzanja. Proračuni toga tipa zasnivaju se na rezultatima eksperimentalnih istraživanja uzoraka materijala koji se nalaze u uvjetima puzanja, tj. koji su podvrgnuti djelovanju opterećenja i temperature tokom dužeg vremena.



Rezultati eksperimenata unose se u dijagrame poput ovoga koji je prikazan na sl.3.42. Na njemu je prikazan karakter promjene relativne deformacije  $\varepsilon$  u ovisnosti o vremenu  $\tau$  uz trajno naprezanje  $\sigma$  i temperaturu  $t$ .  $\varepsilon_0$  označava početnu elastičnu deformaciju, koju uzorak dobiva prilikom opterećenja;  $\varepsilon_{pl}$  označava plastičnu deformaciju zbog puzanja.

Očito je:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_{pl} = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon_{pl} \quad (3-98)$$

Kako se vidi iz dijagrama, proces puzanja se sastoji iz tri stadija. U prvom (*AB*) deformacija brzo raste. Brzina puzanja  $v = d\varepsilon/dt$  smanjuje se zbog očvršćivanja metala izazvanog deformacijom. Duže djelovanje visoke temperature uravnotežuje efekt očvršćivanja izazvanog deformacijom i od nekog trenutka (točka *B*) smanjenje brzine deformacije se prekida. Drugi stadij puzanja (*BC*) je karakteriziran približno konstantnom brzinom puzanja koja se zadržava do trenutka dok se na uzorku ne pojavi pukotina. U trećem stadiju (*CD*) brzina deformacije neprekidno raste do trenutka kada nastupa kidanje uzorka (točka *D*). U tom stadiju procesa naprezanje više nije konstantno zbog promjene površine poprečnog presjeka. Treći stadij puzanja može izostati kad kidanje nastupa u točki *C*, tj. kad dolazi do krstog loma umjesto plastičnog sa stvaranjem inicijalne pukotine.

S povećanjem naprezanja ili temperature deformacija se povećava. Na sl.3.43 prikazane su krivulje puzanja za različita naprezanja čelika, čiji je sastav dan na slici. Temperatura ispitivanja je bila 450°C. U danom slučaju elastična deformacija nije od interesa, pa krivulje prolaze kroz ishodište koordinatnog sustava. Brzina puzanja izražava se ili u *mm/mm na sat* ili u *postotku izduženja na sat*. Ako je npr.  $v = 10$  mm/mm na sat to znači da se 1 mm uzorka za sat produži  $10^{-8}$  mm. Ako je brzina  $v = 10^{-6}\%$  na sat, to znači da se uzorak produžio  $10^{-6}\%$  svoje početne dužine za sat vremena.

Tipični karakter promjene brzine puzanja za vrijeme ispitivanja prikazan je na sl.3.44. Za vrijeme drugog stadija puzanja brzina puzanja je minimalna ( $v_{min}$ ). Veličina deformacije u drugom stadiju puzanja može se odrediti po jednadžbi, (sl.3.42):

$$\varepsilon_{pl} = \varepsilon_{pl,0} + \frac{d\varepsilon_{pl}}{dt} \cdot \tau_1$$

pri čemu se veličina  $\varepsilon_{pl,0}$  ponekad može zanemariti.

Definirajući graničnu dopuštenu veličinu plastične deformacije, tada je pripadajuće naprezanje koje se naziva granicom puzanja naprezanje koje kod dane temperature za određeni vremenski interval izazove deformaciju određene veličine. Tako, npr., za zadane uvjete ( $t = 600^\circ\text{C}$ , vrijeme 100.000 sati, deformacija 1% od početne dužine) granica puzanja može se odrediti kao naprezanje, koje kod stalne temperature 600°C za 100.000 sati izazove deformaciju 1%.

Inače se granicom puzanja naziva naprezanje, koje kod dane temperature izaziva određenu brzinu puzanja na utvrđenom dijelu *BC* krivulje puzanja, sl.3.42. Ako je zadana brzina puzanja  $v = 10^{-6}$  mm/mm ili  $10^{-6}\%$  na sat primjenjiva za dani element i danu temperaturu (npr., 600°C), to se granicom puzanja naziva naprezanje, koje kod stalne temperature 600°C izaziva utvrđenu stalnu brzinu puzanja  $10^{-6}$  mm/mm na sat ili  $10^{-6}\%$  na sat.

Granica puzanja je označena s oznakom  $\sigma_{pl}$  s dva indeksa koji označavaju deformaciju i vrijeme za koje se ta deformacija postiže. Tako  $\sigma_{pl,1-10.000}$  označava granicu puzanja kao naprezanje koje izaziva pri danoj temperaturi relativnu deformaciju 1% za 10.000 sati. Treba napomenuti da se u većini priručnika za materijale granica puzanja određuje prema ukupnoj deformaciji, elastičnoj i plastičnoj. Nadalje će se i u ovom tekstu podrazumijevati takva veličina deformacije.

Za povezivanje brzine deformacije s naprezanjem postoji čitav niz empirijskih jednadžbi od kojih se najviše primjenjuje sljedeća:

$$v = \frac{d\varepsilon_{pl}}{d\tau} = B(\tau) \cdot \sigma^m \quad (3-99)$$

gdje  $v$  - brzina relativne deformacije,

$B(\tau)$  - neka funkcija vremena čija se vrijednost, kako prikazuje sl.3.44, smanjuje od trenutka početka puzanja; ona se asimptotski približava graničnoj vrijednosti  $B(\infty)$  i ovisi kako o svojstvima materijala tako i njegovoj temperaturi;

$m$  - konstanta čija vrijednost ovisi o temperaturi i svojstvima danog materijala.

Za čelik 30 ( $C = 0,3\%$ ), npr. kod  $400^\circ\text{C}$ ,  $m = 6,9$ ,  $B(\infty) = 1,84 \cdot 10^{-29}$  ( $\text{m}^2/\text{MPa}$ ) m/satu. Za čelik legiran s kromom ( $\text{Cr} = 12\%$ ) kod  $454^\circ\text{C}$ ,  $m = 4,4$ ,  $B(\infty) = 5,1 \cdot 10^{-22}$  ( $\text{m}^2/\text{MPa}$ ) m/satu.

Jednadžbu (3-99) pogodno je izraziti grafički u logaritamskom koordinatnom sustavu gdje je ovisnost  $\log \sigma = f(\log v)$  predstavljena pravcem za danu temperaturu. Na sl.3.45 prikazane su krivulje puzanja čelika 2H13 (Ž2), (oznake prema GOST-u), za različite temperature.

Točka  $D$  na sl.3.41, u kojoj deformacija počinje rasti takvim intenzitetom da dolazi do loma elementa, odgovara tzv. granici trajne čvrstoće  $\sigma_{tr}$ , tj. naprezanju, koje kod dane temperature dovodi do loma kroz određeno vrijeme (npr. naprezanje koje pri temperaturi  $600^\circ\text{C}$  izazove lom elementa za 100.000 sati bit će označeno sa  $\sigma_{tr \cdot 100.000}^{600}$ ).

Veza između granice trajne čvrstoće i vremena do loma prema rezultatima eksperimenata dana je jednadžbom:

$$\tau_r = D \cdot \sigma_{tr}^{-n} \quad (3-100)$$

gdje  $\tau_r$  - vrijeme do loma u satima;

$D$ ,  $n$  - konstantni koeficijenti za dani materijal i temperaturu.

Ovisnost danu jednadžbom (3-100) također je pogodno prikazati u logaritamskim koordinatama  $\log \sigma_{tr} - \log \tau_r$ . Eksperiment pokazuje, da i u polulogaritamskom sustavu koordinata  $\log \sigma_{tr} - \log \tau_r$  jednadžba (3-100) je predstavljena pravcem. Kao primjer je na sl.3.46 prikazana ta ovisnost za čelik EI123 (oznaka prema GOST-u). Pone crte su rezultati dobiveni eksperimentom, a crtkane ekstrapolacijom.

Na osnovu jednadžbe (3-99):

$$d\varepsilon_{pl} = B(\tau) d\tau \cdot \sigma^m$$

Pri konstantnoj veličini naprezanja  $\sigma$ :

$$\varepsilon_{pl} = \Omega(\tau) \cdot \sigma^m \quad (3-101)$$

gdje:

$$\Omega(\tau) = \int_0^\tau B(\tau) d\tau \quad (3-102)$$

je pozitivno monotono rastuća funkcija vremena, sl.3.47.

Iz jednadžbe (3-101) slijedi da  $\Omega(\tau)$  predstavlja krivulju puzanja kakova je prikazana na sl.3.43, ako se ordinate te krivulje pomnože sa  $\sigma^{-m}$ , gdje  $\sigma$  predstavlja naprezanje koje odgovara odabranoj krivulji. Na taj se način, veličina  $\Omega(\tau)$  može lako odrediti prema eksperimentalnim podacima.

Pošto je apsolutno produženje:

$$d\xi_{pl} = \varepsilon_{pl} dx$$

to je:

$$\xi_{pl} = \Omega(\tau) \int_0^l \sigma^m dx \quad (3-103)$$

za slučaj kada se koordinata  $x$  mijenja u granicama od 0 do  $x$ .

Prema jednadžbi (3-103) može se izračunati veličina plastične deformacije turbinske lopatice s promjenjivim naprezanjem po visini lopatice.

U skladu s jednadžbom (3-4) i sl.3.2 naprezanje u bilo kojem presjeku lopatice na udaljenosti  $x$  od korijena je:

$$\sigma = \frac{\rho \cdot \omega^2}{f(x)} \int_x^l f(x)(r_0 + x) dx$$

gdje  $f(x)$  - površina poprečnog presjeka lopatice na udaljenosti  $x$  od korijena.

Uvrštavajući prethodnu jednadžbu u jednadžbu (3-103) dobiva se:

$$\xi_{pl} = \Omega(\tau) \int_0^l \left[ \frac{\rho \cdot \omega^2}{f(x)} \int_x^l f(x)(r_0 + x) dx \right]^m dx \quad (3-104)$$

U općem se obliku ta jednadžba za lopatice promjenjivog profila može riješiti numeričkom integracijom.

Pošto su u visokotlačnom dijelu turbine lopatice male visine i izvode se s konstantnim profilom po visini, dat će se rješenje jednadžbe (3-104) za slučaj  $f(x) = f = konst.$

Pošto je,

$$\int_x^l f(r_0 + x) dx = f \left[ r_0(l - x) + \frac{l^2 - x^2}{2} \right]$$

tada je :

$$\begin{aligned} \xi_{pl} &= \Omega(\tau)(\rho \cdot \omega^2)^m \int_0^l \left[ r_0(l - x) + \frac{l^2 - x^2}{2} \right]^m dx \\ &= \Omega(\tau)(\rho \cdot \omega^2)^m \int_0^l \left[ l \left( r_0 - \frac{l}{2} \right) - x \left( r_0 - \frac{x}{2} \right) \right]^m dx \end{aligned}$$

Ako se uvede relativna koordinata:

$$\xi = x/l \quad dx = l d\xi$$

tada:

$$\xi_p = \Omega(\tau)(\rho \cdot \omega^2 \cdot l^2)^m \cdot l \int_0^l \left[ \left( \frac{r_0}{2} + \frac{l}{2} \right) - \xi \left( \frac{r_0}{l} + \frac{\xi}{2} \right) \right]^m d\xi$$

ili:

$$\xi_p = \Omega(\tau)(\rho \cdot \omega^2 \cdot l \cdot r_0)^m \cdot \frac{1}{\sqrt{m}} \cdot F\left(m, \frac{r_0}{l}\right) \quad (3-105)$$

gdje je:

$$F\left(m, \frac{r_0}{l}\right) = \sqrt{m} \cdot \left( \frac{l}{r_0} \right)^m \int_0^l \left[ \left( \frac{r_0}{l} + \frac{l}{2} \right) - \xi \left( \frac{r_0}{l} + \frac{\xi}{2} \right) \right]^m d\xi \quad (3-106)$$

Za olakšavanje proračuna postoji dijagram funkcije  $F(m, r_0/l)$ , koji je dan na sl.3.48. Kod većih vrijednosti  $r_0/l$ , tj. za kratke lopatice, veličina  $F(m, r_0/l) \approx 0,5$  i gotovo ne ovisi ni o  $m$  ni o  $r_0/l$ .

## **4. LOMOVI I HAVARIJE TE EROZIJA I KOROZIJA LOPATICA. HLAĐENJE LOPATICA I OSTALIH ELEMENATA TURBINA. MATERIJALI ZA ROTORSKE LOPATICE PARNIH I PLINSKIH TURBINA**

### **4.1. Lomovi i havarije rotorskih lopatica**

Rotorske lopatice parnih i plinskih turbina rade u teškim radnim uvjetima: podvrgnute su visokim vlačnim naprezanjima, a mogu se veoma lako javiti i rezonantne vibracije prilikom kojih se javljaju visoka savojna naprezanja. U području visokog tlaka lopatice parnih turbina, kao i lopatice plinskih turbina, podvrgnute su djelovanju visokih temperatura pare odnosno plinova izgaranja. U niskom su tlaku lopatice parnih turbina podvrgnute djelovanju vlažne pare koja izaziva eroziju lopatica. Lopatice mogu korodirati zbog djelovanja soli i kiselina ako su otopljene u radnoj tvari, a također i zbog djelovanja kisika koji ulazi s parom kod parnih turbina kad ona ne radi ili sumpora koji može postojati u gorivu kod plinskih turbina. Lopatice se mogu onečistiti solima i drugim tvrdim česticama koje se mogu naći u pari. Na kraju lopatice parnih turbina mogu pretrpjeti i hidraulički udar (upad vode u protočni dio) ili pak zapeti tokom vrtnje o statorske dijelove. Ovdje će se detaljnije analizirati pojave koje se javljaju kao rezultat takvih uvjeta rada.

Lopatice se mogu slomiti ili zbog jednokratnog djelovanja naprezanja koje prelazi dopušteno ili zbog zamora materijala. Izgled presjeka loma obično govori o uzroku loma. U prvom slučaju površina loma je manje ili više jednolika dok se kod drugog slučaja mogu zamijetiti dva područja: jedno fino zrnato koje izgleda kao da je izbrušeno i drugo s normalnom kristalnom strukturom. Prvo je područje i područje loma zbog zamora materijala: u njemu se pojavila i razvijala inicijalna pukotina zamora. Površine te pukotine međusobno su se tirale i kao rezultat toga je svijetli, izbrušen izgled. Kada se pukotina zamora proširi u dubinu tako daleko, da naprezanja u sada smanjenom poprečnom presjeku lopatice prelaze granicu čvrstoće materijala, dolazi do loma s normalnom površinom loma u drugom području, području statičkog loma. Što više naprezanje u lopatici prelazi granicu zamora, to je manje vidljiva razlika između ta dva područja, pošto se u tom slučaju proces nastajanja pukotine zamora odvija brzo, i u kratkom vremenu dolazi do loma. Na sl.4.1 prikazana je fotografija loma lopatice u blizini korijena zbog rezonantnih vibracija. Strelicama  $a$  i  $b$  prikazan je smjer vibriranja koje je dovelo do zamora, a slovima  $D_1$  i  $D_2$  je označeno područje loma zbog zamora, a slovom  $G$  područje statičkog loma. Pukotine zamora u početku su se pojavile na oba ruba lopatice i rasprostirale u dubinu. pošto površina područja  $G$  nije velika, statičko naprezanje u lopatici nije bilo visoko.

Lomovi lopatica zbog djelovanja statičkih naprezanja javljaju se relativno rijetko: gotovo uvijek oni se objašnjavaju koncentracijom naprezanja koje se javlja zbog netočnosti prilikom izrade lopatica, nedovoljnog zaobljenja rubova, riseva kod pregrubog brušenja, itd. Mogući su uzroci i greške kod materijala. Znatno češće se javlja lom zbog djelovanja dinamičkih naprezanja, koja se javljaju prilikom vibracija lopatica, a koja ponekad prelaze i granicu zamora materijala. Takvi lomovi su mogući pošto čak i kod rotora koji su u početku rada vibracijski sasvim sigurni tokom vremena dolazi do promjene vlastite frekvencije, a isto tako teško je pravilno ocijeniti veličinu dinamičkih naprezanja. Koncentracija naprezanja, zbog prethodno navedenih uzroka, značajno snižava granicu zamora i nastajanje pukotina u lopatici često se javlja na oštrim bridovima ili kutovima koji nisu zaobljeni na potrebni polumjer.

U početku razvoja turbogradnje često je dolazilo do lomova lopatica zbog vibracija. Primjenom točnih metoda proračuna i eksperimentalnim ispitivanjima lopatica i realizacijom niskih naprezanja zbog statičkog savijanja u današnje su vrijeme takve havarije u potpunosti prevladane. Visoka temperatura radnog medija, s jedne strane snižava mehanička svojstva metala, a s druge prouzrokuje brzi proces puzanja, pa se metal polako i neprekidno plastično deformira pod djelovanjem opterećenja i visoke temperature. Kod čelika koji se danas primjenjuju za lopatice turbina snižavanje mehaničkih svojstava počinje kod temperature 300°C. Kod vatrootpornih materijala mehanička svojstva se značajno počinju snižavati kod temperature 500°C. Za temperature pare koje se primjenjuju u današnje vrijeme nije problem odabrati materijal koji zadovoljava istovremeno zahtjevima čvrstoće i puzanja, dok se kod

plinskih turbina kako će biti pokazano, primjenjuju i različite metode hlađenja lopatica uz upotrebu materijala otpornih visokim temperaturama.

## 4.2. Erozijska i korozivna lopatica

U turbinskim stupnjevima koji rade s vlažnom parom često se opaža erozija površine rotorskih lopatica. Kao rezultat erozije javlja se odnošenje metala, te površina lopatica postaje neravna i gruba s određenim kavernama. Erozijska može zahvatiti značajni dio profila, ponekad 20% do 30% dužine tetive i dovesti do odvajanja dijela lopatic. Čak i neznatna erozija mijenja vibracijske karakteristike i čvrstoću lopatic, što može biti uzrok njenog loma, a također se smanjuje i iskoristivost stupnja.

Proces erozijskog razaranja lopatic tokom vremena prikazan je na sl.4.2. Vidi se da postoje tri stadija procesa erozije: prvi početni s visokim intenzitetom, drugi s bitno sporijim intenzitetom razaranja i treći kada daljnje trošenje gotovo izostaje. Vremensko trajanje tih stadija ovisi o uvjetima rada lopatica i materijala od kojeg su izrađene. Uzrok smanjenja erozije u drugom, a posebice trećem stadiju, jedan dio istraživača objašnjava s hrapavosti površine u čijim se rupicama i kraterima zadržava voda koja ublažava udarce vodenih kapljica. Drugi pak to objašnjavaju s igličastim oblikom erodirane površine na kojoj se kapljice razbijaju i s čijih bokova skliznu, pa im se umanjuje udarna energija. Takav karakter promjene intenziteta erozije s vremenom vidljiv je na sl.4.3. Već kroz 3.728 sati rada lopatica je bila djelomično oštećena erozijom. Tokom vremena materijal se i dalje trošio, ali ne tako brzo kao u početku rada. Nakon 10.496 sati rada erozijsko djelovanje se proširilo ispod gornje spojne žice na gotovo polovini širine lopatic. Navedena je lopatica izrađena od 5% Ni-čelika i radila je s parom u kojoj je bilo 10% vlage.

Uzrok erozije je složeno, istovremeno udarno i kavitacijsko djelovanje kapljica vlage. Kod lopatica se erozijsko djelovanje ne zamjećuje odmah i oštećenja počinju s mikroskopski vidljivim pukotinama i rupicama, koje postupno zahvaćaju sve veću površinu. Erozijska lopatica se odvija pod djelovanjem udaraca kapljica vlage koje se nalaze u vlažnoj pari, o ulazni brid lopatic. Erozijska su podvrgnute, shodno tome, samo rotorske lopatice stupnjeva niskog tlaka, koje rade u vlažnoj pari. Čestice vode, koje nastaju u procesu ekspanzije zasićene pare, nose tok pare, no one ne dostižu brzinu toka pare (zbog veće mase). Zbog toga, ulazni kut čestica vode je kod njihovog relativnog strujanja veći nego čestica pare, kako je prikazano na sl.4.4, na kojoj s indeksom  $b$  je označena brzina i ulazni kut čestica vode.

Intenzitet erozije raste:

- a) povećanjem relativne ulazne brzine čestica vode na lopatic;
- b) povećanjem napadnog kuta tih čestica s obzirom na ulazni brid lopatic;
- c) povećanjem dimenzija kapljica vode.

Ispitivanja pokazuju, da reakcijske lopatice više stradavaju od erozije nego akcijske. To se objašnjava manjim brzinama pare u reakcijskim stupnjevima, što pogoduje nastajanju krupnijih kapljica vlage, a također i značajnim otklanjanjem čestica vode od toka pare, što ima za posljedicu veliki napadni kut.

Veliki aksijalni zazor u protočnom dijelu smanjuje intenzitet erozije jer se produžava vrijeme gibanja između rešetki i čestice vode se uspijevaju ubrzati na veću brzinu. Erozijska su podvrgnuti samo dijelovi lopatic pri njenom vrhu pošto centrifugalna sila kapljice vode odbacuje prema periferiji. Razaranja materijala lopatic u tom dijelu može poprimiti značajni obujam. Na sl.4.5 prikazana je površina lopatic uništena erozijom, a na sl.4.6 lopatic u potpunosti uništene erozijom.

Sprečavanje erozije je bezuvjetni zahtjev normalnog rada turbine. Metode sprječavanja mogu se provoditi na dva principijelno različita načina: *aktivnim* i *pasivnim*.

Aktivni načini su:

- a) smanjenje vlažnosti pare  $y_0$  ispred stupnja, što se postiže povišenjem početne temperature pare i sniženjem početnog tlaka, primjenom međupregrijanja pare, primjenom efikasne vanjske separacije, povećanjem toplinskog pada u posljednjem stupnju gdje se očigledno može očekivati najveća erozija;
- b) stvarno smanjenje količine vlage ispred rotorskih lopatica, koje se postiže primjenom različitih visokoeffikasnih načina separacije vlage iz protočnog dijela, u tom smislu i separacija vlage iz prethodne statorske rešetke.

Ako se tokom eksploatacije pokaže da spojne žice, različiti podupirači, nagle promjene dimenzija protočnog dijela dovode do lokalne koncentracije vlage i samim time do povećanja erozije, treba ih izbjegavati u području vlažne pare.

- c) smanjenje udarnog djelovanja kapljica vlage o rotorske lopatice, što se postiže povećanjem aksijalnog zazora između statorskih i rotorskih lopatica jer se čestice vlage, uspiju ubrzati (raste tzv. "koeficijent skliza") i intenzivira se razbijanje kapljica na manje. Kod stupnjeva s visokim lopaticama i velikim srednjim promjerom aksijalni se zazor povećava u perifernom području gdje općenito i dolazi do procesa erozije. Istovremeno se zbog visoke reaktivnosti u tom području povećanje aksijalnog zazora, ne odražava tako jako na iskoristivost stupnja. Kod nekih turbina većih snaga aksijalni zazor u perifernom području posljednjih stupnjeva je 100 mm i više.

Na rotorskim se lopaticama u dijelu gdje se očekuje erozijsko djelovanje, izvodi krupnoporozna struktura. U tim se porama i neravninama na površini lopatice zadržava vlaga koja ublažava udarce kapljica vode. Još je bolji način izvođenje rotorskih lopatica s radijalnim kanalima na leđima profila na njegovom perifernom dijelu. Kod takvih lopatica, sl.4.7, film koji nastaje u radijalnim kanalima ublažava nalet kapljica, a istovremeno se uz pomoć radijalnih kanala obavlja separacija vlage.

- d) smanjenje obodne brzine  $u_p$  na perifernom promjeru lopatice. Uz nepromijenjene ostale veličine, tj. veličinu vlažnosti pare  $y_0$  izlaznog kut  $\alpha_1$ , reaktivnosti  $R_p$  i zazora, smanjenje obodne brzine, kako prikazuje sl.4.8, smanjuje gustoću tokova filma i odcjepljenih tokova, koji upadaju na površinu lopatica.

Pasivni načini su:

- a) primjena lopatica od tvrdih materijala: nehrđajući čelici, titanove legure, itd.
- b) ugradnja na dijelu lopatice, koji je podvrgnut eroziji, pločica od materijala koji je u potpunosti otporan na eroziju, a nije prikladan za izradu cijele lopatice. To su tzv. *steliti*, legure na bazi kobalta. Takva je lopatica prikazana na sl.4.9. Da bi se snizila naprezanja u šavu koja se mogu javiti prilikom vibracija, a da bi se osigurala i mogućnost toplinskih rastezanja lopatice, zaštita se upravo i izvodi pomoću niza pločica, smještenih po visini ulaznog brida.
- c) toplinska obrada lopatica ili samo određenih njenih dijelova (zakaljivanje), a također nanošenje tvrdog zaštitnog sloja. Tako se npr., može koristiti elektrolučno nanošenje tvrdih legura na ulazne bridove. Bit te metode se sastoji u prenošenju metala s elektrode na lopaticu. Nakon toga se otpornost eroziji visokolegiranih nehrđajućih čelika s kromom povećava i nekoliko puta.

Eksploatacija je pokazala da kako kod turbina sa značajnim obodnim brzinama, čak do  $u_p = 540$  do 580 m/s i s umjerenom vlažnosti (7 do 9%), te isto tako i kod turbina s nižim obodnim brzinama i s visokom vlažnosti (12 do 16 %) s prethodno navedenim metodama mogu se izbjeći opasna erozijska oštećenja rotorskih lopatica.

Kao što je prethodno rečeno, za smanjenje stvarne vlažnosti, najbolji je način smanjenja vlage u obliku kapljica, a samim time i najsigurniji način za povećanje sigurnosti i iskoristivosti protočnog dijela turbine u zasićenom području pare, separacija vlage. Separacija vlage iz protočnog dijela može se izvesti na sljedeće načine:

- a) odsisavanje filma kapljevine s površine statorskih lopatica ili bridova - tzv. separacija pomoću unutarnjih kanala.

Vodeni film, koji se stvara na površini statorskih lopatica prilikom svog odcjepljenja s izlaznih bridova, razbija se na kapljice, koje imaju glavni utjecaj na eroziju rotorskih lopatica i od presudnog su značaja za sniženje iskoristivosti stupnja. Odsisavanje tog filma, a samim time i odstranjivanje i kapljica vlage bitno smanjuje eroziju lopatica. To odsisavanje se izvodi kroz procijepe i rupice, koje su smještene na izlaznom dijelu lopatice, sl.4.10. koja je već bila prikazana kada se govorilo o dijafragmama. Kroz procijepe vlaga dopijeva u unutarnji prostor šuplje statorske lopatice, koji je spojen s područjem nižeg tlaka, npr. neposredno s kondenzatorom. U ovisnosti od oblika kanala statorske rešetke, glavina vlage može biti koncentrirana u tom ili nekom drugom dijelu profila. Značajni utjecaj na mogućnost odsisavanja vlage ima konfuzornost strujanja u rešetki, a također i smjer toka na ulazu u rešetku.

Kod nižih vrijednosti toplinskih padova po stupnju, u rešetkama gdje je omjer  $\varepsilon = p_1/p_{kr} > 0,65$  do 0,7, jako je efikasno odstranjivanje vlage kroz procijepe na izlaznom bridu, kroz koje odlazi značajni dio krupnih kapljica i na leđima profila u blizini grla. Povećanjem brzine strujanja bolje je odsisavati vlagu u ulaznom dijelu kanala, na leđima i čak na samom ulaznom bridu. Ako vlaga u obliku krupnih kapljica napušta stupanj pod kutom  $\alpha_2 > 90^\circ$ , to na statorskim lopaticama narednog stupnja poželjno je smjestiti procijepe za odsisavanje na početnom dijelu leđa profila. Procijepi za odsisavanje smještaju se u gornjem dijelu lopatice, koji obuhvaća približno jednu trećinu njene visine kako prikazuje sl.4.10. Uz efikasnu separaciju vlage pomoću unutarnjih kanala može se u velikoj mjeri spriječiti erozija rotorskih lopatica posljednjih stupnjeva. To se vidi na sl.4.11. gdje su prikazane lopatice: a) stupanj bez separacije s unutarnjim kanalima i b) stupanj s procijepima za separaciju pomoću unutarnjih kanala. U današnje se vrijeme praktički u svim turbinama koje u posljednjim stupnjevima rade sa zasićenom parom, a također se i kod turbina s visokim parametrima pare na ulazu primjenjuje separacija vlage kroz procijepe na šupljim statorskim lopaticama.

- b) udaljavanje vlage iz prostora iza statorskih lopatica, sl.4.12.a i sl.4.12.b. Zbog zakretanja toka (vrtloga) na izlazu iz kanala statorske rešetke čestice vlage u pari se nalaze pod djelovanjem centrifugalnih sila, koje su uravnotežene gradijentom tlaka. Krupne kapljice vlage, čija je gustoća, osobito pri nižim tlakovima pare, bitno veća od gustoće pare, su odbačene prema periferiji. Uz pomoć centrifugalne sile kapljice vlage mogu biti veoma efikasno odstranjene. No pri tome se može jako sniziti iskoristivost stupnja. To pogoršanje iskoristivosti je povezano s odsisavanjem pare zajedno s vlagom, a također i zbog narušavanja toka koji ulazi u rotorsku rešetku. Meridijalne linije toka (strujnice) u tom će slučaju bit usmjerene prema periferiji. Ne gledajući na te nedostatke, u svrhu smanjenja erozijskog djelovanja na rotorske lopatice, takav se način separacije vlage primjenjuje u mnogim turbinama.

- c) separacija vlage s rotorskih lopatica ili iza njih. Za evakuaciju vlage, koja je odbačena centrifugalnom silom s rotorskih lopatica, nad njima je potrebno oblikovati slobodne prostore, koji su spojeni s drenažnim kanalima. Nepostojanje bandaže na lopaticama i prisutnost prostora nad rotorskim lopaticama za odstranjivanje vlage dovodi do smanjenja iskoristivosti



stupnja. Takav je način dopustiv sauno kod značajne vrijednosti vlažnosti u stupnju, kada se zahtjevi za evakuacijom vlage zbog sprječavanja erozije ne mogu ostvariti na neki drugi način. Primjeri odstranjivanja vlage iza rotorskih lopatica prikazani su na sl.4.12.c, sl.4.12.d, sl.4.12.e, sl.4.12.f i sl.4.12.g. Uz mnoge faktore koji utječu na separaciju vlage, treba posebno ukazati na tlak pare. Ako se s povećanjem tlaka smanjuje razlika između gustoće pare i vode, to se značajno snižava i efikasnost odstranjivanja vlage.

Često se puta ispred posljednjeg stupnja niskotlačnog dijela turbine primjenjuje odstranjivanje perifernog dijela vlažne pare s najvećim udjelom kapljica vode. Osobito je efikasno to odstranjivanje ako je povezano s oduzimanjem pare za regenerativno predgrijavanje kondenzata. Takva konstrukcija pretposljednog stupnja nosi naziv *Baumanov stupanj* i prikazana je na sl.4.13. Kod Baumanovog stupnja statorske i rotorske lopatice imaju izdanke na profilu koji dijele te rešetke na dva dijela. Tok pare koji prolazi kroz donji dio prolazi i kroz posljednji stupanj i to je suhozasićena para. Kroz gornji dio prolazi para u kojoj su gotovo sve kapljice vlage koje su se odvojile centrifugalnom silom na izlazu iz rotorskih lopatica stupnja ispred Baumanovog. Ta se para odvodi u neregulirano oduzimanje za predgrijavanje napojne vode. Na taj način, uz to što je ostvarena zaštita od erozije posljednjih rotorskih lopatica, bitno je smanjena i njihova visina.

Na sl.4.14 vidi se način odstranjivanja vlage kod reakcijskih turbina gdje su rotorske lopatice pričvršćene na bubanj. Drenažni se otvori iz prstenastih kanala iza pojedinog stupnja uvode u jedan zajednički kanal, iz kojeg se voda uvodi u kondenzator. Koroziji su podvrgnute samo lopatice od slabo legiranih čelika pod djelovanjem soli i kiselina koje se mogu naći u turbini zajedno s parom. Često se korozija objašnjava djelovanjem na metal kisika uz prisutnost vlažne pare, koji može dospjeti u turbinu za vrijeme njenog stajanja kroz ventile koji u potpunosti ne zatvaraju. Korodirane lopatice se vide na sl.4.15 i sl.4.16. Primjena nehrđajućih čelika za lopatice je najefikasnija mjera borbe s korozijom. Neovisno od toga treba osigurati nepropusnost svih ventila koji spajaju turbinu s parovodima, pri čemu na parovodima visokog tlaka između dva uzastopno ugrađena ventila treba izvesti odvod za drenažu pare koja prostruji eventualno kroz prvi ventil. Potrebno je također upozoriti da su određeni tipovi Cr-Ni nehrđajućih čelika austenitne strukture skloni interkristalnoj koroziji, koja se ne zamjećuje na površini lopatice, a može dovesti do takvog stanja da se lopatica može slomiti rukom. Interkristalna korozija se razvija samo pod djelovanjem visokih temperatura (više od 500°C) i mjera zaštite protiv nje je dodavanje stabilizatora čeliku.

Kod lošeg vođenja pogona generatora pare (odnosno kemijske pripreme napojne vode) zajedno s parom u protočni dio turbine mogu dospjeti različite soli, unesene iz kotla, koje se onda talože na lopaticama. Taloženje soli po turbinskim stupnjevima nije jednoliko. Također, i sastav taloga po stupnjevima može biti različit. I jedno i drugo još nije dovoljno izučeno, poznato je jedino da oboje ovisi o temperaturi, tlaku i brzini pare u danom stupnju, stanju površine lopatice i kemijskom sastavu soli. U visokotlačnom dijelu turbine, soli koje se talože po lopaticama, mogu biti topive i netopive. Netopive se susreću češće. Na sl.4.17 prikazan je paket zasoljenih lopatica. Soli se najčešće talože ispod bandaže, no za duži period rada mogu zasoliti lopaticu po čitavoj visini. Taloženje soli po lopaticama izaziva smanjenje protočnih površina turbine, a samim time i smanjenje njene snage. Osim toga ono može biti uzrok ozbiljnih havarija pošto se:

- a) povećavaju naprezanja u lopatici i bandaži zbog centrifugalne sile nataloženih soli;
- b) povećava aksijalna sila koja djeluje na odzivni ležaj zbog povećanja reaktivnosti u turbinskom stupnju zbog smanjenja presjeka međulopatičnih kanala za strujanje;
- c) debalansira rotor zbog neravnomjernosti taloga što može izazvati opasne vibracije.

Analizirani se talozi sastoje obično od različitih natrijevih soli. One se daju odstraniti "pranjem" turbine s vlažnom parom. Vlažna para djeluje na talog s jedne strane mehaničkim načinom (kao kod erozije lopatica), a s druge strane topi i odnosi talog u kondenzator gdje se prema analizi kondenzata može kontrolirati proces "pranja". To je veoma često korištena metoda zbog njene veoma dobre efikasnosti. Tvrdi, netopivi talozi trebaju se odstraniti mehaničkim putem za vrijeme remonta turbine.

Hidraulički udari, koji nastaju zbog ulaza napojne vode u turbinu, često su uzrok ozbiljnih havarija lopatica turbine.

Voda iz generatora pare može dospjeti u turbinu zbog različitih uzroka:

- a) zbog nedopuštenog preopterećenja generatora pare;
- b) povišenja razine napojne vode u generatoru pare iznad dopuštene;
- c) pjenjenja napojne vode u generatoru pare zbog njenog lošeg sastava.

Do loma lopatica zbog hidrauličkog udara obično dolazi ne kao rezultat djelovanja kinetičke energije vode (tj. udara vode u punom smislu riječi), nego zbog sljedećih pojava koje su povezane s upadom napojne vode:

- a) smanjenja broja okretaja turbine zbog kočionog djelovanja vode, što izaziva otvaranje ulaznih ventila preko centrifugalnog regulatora, povećanje tlaka unutar kućišta i aksijalne sile;
- b) začepjenja vodom kanala između rotorskih lopatica jednog ili više stupnjeva, što izaziva nagli porast tlaka na tim lopaticama, progib diska i njegovo zapinjanje za dijafragmu koja slijedi iza njega, a također i povećanje aksijalne sile;
- c) topljenja bijele kovine odzivnog ležaja zbog porasta aksijalne sile, što izaziva aksijalno pomicanje rotora i njegovo zapinjanje o dijafragme;
- d) začepjenja statorskih kanala vodom, zbog čega raste pad tlaka na danj dijafragmi, njen progib i javlja se opasnost od zapinjanja dijafragme za disk ili rotorske lopatice.

Kao rezultat hidrauličkog udara ponekad dolazi do potpunog uništenja strujnog ustrojstva lopatica, a mogu se znatno oštetiti kako rotor tako i dijafragme, labirintne brtve i ostali elementi. No uz kvalitetni rad pogonskog osoblja cijelog termoenergetskog postrojenja, a također zahvaljujući i čitavom nizu automatike havarije zbog hidrauličkog udara su veoma rijetke.

### **4.3. Hlađenje lopatica i ostalih elemenata kod turbina**

Da bi se povisila termodinamička iskoristivost ciklusa parno-turbinskih i plinsko-turbinskih postrojenja odabiru se što viši parametri (u prvom redu temperatura, a i tlak) pare odnosno plina na ulazu u parnu odnosno plinsku turbinu. Zbog toga da bi se očuvale zadovoljavajuće karakteristike konstrukcijskih elemenata s obzirom na njihovu čvrstoću pribjegava se ili boljim materijalima, ili hlađenju toplinski najopterećenijih elemenata turbina, ili nekom drugom načinu zaštite elemenata podvrgnutih djelovanju visoke temperature, u prvom redu rotora (lopatice i diskova), koji su opterećeni visokim naprezanjima centrifugalnom silom vlastite mase zbog rotacije. Danas je od puno većeg značaja hlađenje kod plinskih turbina gdje gotovo sve konstrukcije imaju primijenjen neki od načina hlađenja rotora koji će u daljnjem tekstu biti navedeni. Kod parnih turbina to je dosta rijetko i ovdje će biti navedeno tek kao mogućnost.

Suvremeni vatrostalni čelici i legure mogu osigurati dugi radni vijek plinske turbine uz temperature plinova izgaranja na ulazu sve do 1.000 K. Više početne temperature plinova na ulazu su moguće ako se elementi plinske turbine hlade pomoću vode ili zraka ili ako imaju zaštitni sloj na svojoj površini. Npr., u zrakoplovnoj industriji široko se koristi difuzijsko presvlačenje elemenata plinske turbine koje se izvodi difuzijom aluminija ili njegove smjese s drugim elementima (Al-Cr, Al-Si) na površinu vatrostalnih metala turbinskih lopatica. Postupak stvara sloj debljine 40 do 60  $\mu\text{m}$  koji ima visoku otpornost na toplinu, eroziju i koroziju, tako da se radni vijek presvučenih turbinskih lopatica kod 1.100 do 1.200 K produžuje 2 do 3 puta.

Također je moguće izraditi elemente strujnog dijela plinske turbine od keramičkih ili metalno-keramičkih (kermet) materijala, koji su još dodatno, puno jeftiniji nego legure ili austenitni čelici. Ti vatrootporni materijali ili vatrootporni materijali uključuju okside  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{MgO}$ ,  $\text{BeO}$ ,  $\text{ZrO}_2$ , karbide i nitride i njihovu smjesu jednog s drugim i s različitim metalima. Između njih kod testova na eksperimentalnoj turbini se pokazao kao naročito dobar silikonski nitrid. Keramički materijali imaju

nisku toplinsku vodljivost i nižu gustoću koja je jedna polovina ili jedna trećina vrijednosti koju imaju vatrostalne legure ili čelici. Keramički i metalno-keramički materijali koji stoje na raspolaganju ipak su skloni pucanju kod udarnog opterećenja i vibracija te kod naglih promjena temperature. Iz tih razloga oni se mogu koristiti samo za elemente plinske turbine koji su opterećeni uglavnom statičkim opterećenjem, kao npr. statorske lopatice. Također je značajni istraživački rad vođen u razvoju i praktičnoj primjeni efikasnih metoda hlađenja elemenata turbine pomoću plinova (zraka) i kapljevina. Postojeće se metode hlađenja mogu podijeliti na dva glavna tipa:

- a) hlađenje turbinskog rotora sa zrakom ili vodom, uz parcijalno hlađenje rotorskih lopatica provođenjem topline kroz noge lopatica u rotor;
- b) direktno hlađenje rotorskih lopatica pomoću zraka ili vode, uz istovremeno hlađenje rotora.

Metoda pod a) našla je primjenu kako kod plinskih (gdje je jedna od najpopularnijih i najčešće korištenih metoda hlađenja) i parnih turbina.

Na sl.4.18 prikazan je presjek kroz parnu protutlačnu turbinu snage 100 MW s parametrima pare na ulazu, tlak 295 bara i temperatura 650°C, gdje se lopatice "hlade" parom temperature 520°C na način naveden pod a), tako da para za hlađenje prolazi kroz provrt u nozi svake rotorske lopatice. Na sl.4.19 prikazana je konstrukcija takve lopatice (prije obrade njene bandažne trake). U presjeku *B-B* vidi se provrt, kroz koji prolazi para za hlađenje. Na izlazu je on kalibriran zbog ograničenja protoka. Iz presjeka protočnog dijela prikazanog na sl.4.18 vidi se da su između stupnjeva u rotor ugrađeni međukomadi, kroz čije provrte para za hlađenje prelazi iz jednog stupnja u drugi. Periferni dio međukomada istovremeno služi kao labirintna brtva iznad statorskih lopatica (skretnih), čije se noge također hlade. Strogo govoreći, kod te turbine hlađenje lopatica nije bilo nužno. One su se mogle izraditi bez veće poteškoće od austenitnih čelika, koji dozvoljavaju rad s temperaturom 650°C. Osnovna svrha hlađenja je zaštita od djelovanja visokih temperatura rotora i kućišta, s tim da bi se ti najmasivniji elementi mogli izraditi od perlitnih čelika. Uolikoj mjeri je to postignuto, vidi se iz sl.4.20, na kojoj su unesene temperature na različitim mjestima u turbini, koje su određene proračunskim putem. Kod protoka pare za hlađenje rotora u količini 12,5 t/h i njenoj temperaturi 525°C temperatura rotora ne prelazi 540°C, što omogućuje izradu rotora od perlitnog čelika.

U praksi je hlađenje rotora plinskih turbina ostvareno pomoću jedne od četiri metode:

- a) radijalnim napuhivanjem zraka, sl.4.21.a, gdje se zrak za hlađenje dovodi u centralni dio diska (kod rotora izvedenog u obliku diska) i širi se radijalno prema periferiji, te na taj način hladi disk i sprječava da površina diska dođe u dodir s vrućim plinovima;
- b) mlaz hladi obod diska, sl.4.21.b. U tom se slučaju, na obod diska napuhuje mlaz zraka kroz niz provrta, cijevi ili malih sapnica koje su smještene u kućištu turbine na nekoliko mjesta po obodu diska. U nekim se slučajevima, zrak dovodi kroz kontinuirani procijep u visini oboda. Ta metoda je efikasnija nego radijalno napuhivanje i može sniziti temperaturu oboda diska za 150 K uz maseni protok zraka za hlađenje koji je samo 2% od ukupnog masenog protoka zraka kroz plinsko turbinsko postrojenje;
- c) hlađenje rotora napuhivanjem zraka kroz zazoru ostavljene tokom montaže između noga (korijena) lopatica i proreza u rotoru, sl.4.21.c. To je najefikasnija metoda. Zrak prolazi kroz aksijalni provrt rotora i kanale u tijelu rotora prema nogama rotorskih lopatica. Kako zrak struji u zazorima između noga lopatica i proreza u rotoru, to on intenzivno hladi i noge lopatica i obod diska, kako prikazuje sl.4.22. Temperatura rotora hlađenog tom metodom je približno 200 do 300 K niža nego što je temperatura plina na ulazu u turbinu. Maseni protok zraka za hlađenje je 2 do 3% ukupnog protoka zraka čitavog plinsko - turbinskog postrojenja. Ta metoda je pogodna kako za rotore izvedene pomoću diskova, tako i za rotore u obliku bubnja. U ponekim se slučajevima, što je često kod plinskih turbina veće snage s rotorom u obliku bubnja, hlađenje intenzivira istovremenom primjenom prethodno navedenih metoda ili njihovim različitim kombinacijama;

- d) hlađenje diskova primjenom vodom hlađenih ekrana. Stacionarni, vodom hlađeni ekrani su smješteni s određenim zazorom prema obodu i tijelu diska s obje strane, čime se osigurava veoma intenzivno odvođenje topline. Ta metoda nije manje efikasna od hlađenje napuhivanjem mlaza zraka i troši 2 do 3% ukupnog protoka zraka. Zbog određenih komplikacija u konstrukciji i radu (potreban je specijalni zatvoreni rashladni sustav s kemijski pripremljenom vodom) ta metoda ima ipak ograničenu primjenu.

Navedena metoda hlađenja rotorskih lopatica plinskih turbina provođenjem topline s noge na hlađeni rotor nije efikasna koliko bi to bilo potrebno. Problem je što rotorske lopatice plinskih turbina imaju relativno veliku visinu i izrađene su od vatrostalnih čelika i legura koje u pravilu imaju nisku toplinsku vodljivost. Imajući u vidu to dvoje, danas se više pažnje posvećuje metodama direktnog hlađenja rotorskih lopatica plinskih turbina pomoću zraka ili vode što čini turbinu sofisticiranijom i skupljom. Rotorske lopatice plinskih turbina mogu se unutarnje hladiti pomoću zraka, koji se dobavlja kroz šuplje vratilo turbine do oboda diska, i struji kroz uzdužne provrte izvedene u rotorskim lopaticama, sl.4.23.a i sl.4.23.b, i miješa se s plinovima izgaranja koji struje kroz rotorske kanale. Oblik i broj provrta za hlađenje u rotorskim lopaticama može biti različit.

Na sl.4.24 prikazana je fotografija tako hlađene rotorske lopatice plinske turbine. Cijelom visinom lopatice prolaze provrti duguljastog (ili kružnog) presjeka. Lopatice se mogu izrađivati kako lijevanjem, tako i prešanjem. Prije ulijevanja metala u kokilu se stavljaju teško taljivi štapići, npr. kvarcni, koji se nakon izrade lopatice odstranjuju dekapiranjem ili ultrazvukom. Ako se lopatica izrađuje prešanjem, to se u komadu za prešanje buše ili elektroerozijom izrađuju kružni provrti, koji se potom popunjuju nekom lako taljivom legurom. Poslije prešanja provrti u listu lopatice poprimaju duguljasti oblik, a metal se iz njih udaljuje taljenjem ili na neki drugi način. Zrak za hlađenje dovodi se k provrtima u nozi iz specijalnih šupljina u disku, a izlazi iz lopatice na gornjoj površini lista (čelu) lopatice u radijalni zazor.

Kod lopatice, koja je prikazana na sl.4.23.a i sl.4.23.b, zrak za hlađenje iz zazora u nozi ulazi u pet uzdužnih kanala. Četiri od njih imaju izlaz na gornjoj površini lista (čelu) lopatice. Iz petog kanala zrak izlazi kroz jedanaest provrta na izlaznom bridu lopatice. Lopatica se izrađuje lijevanjem. Rotorske se lopatice često izvode šuplje da bi se moglo izvesti njihovo hlađenje zrakom, sl.4.25.a i sl.4.25.b. Unutar lopatice su smješteni deflektori (2), koji razvode zrak tako da bi se dobilo što jednoličnije temperaturno polje profila lopatice i ostvarilo strujanje zraka za hlađenje k površini lopatice sa što većom brzinom. To povećava koeficijent prijelaza topline i na kraju smanjuje potrebni maseni protok zraka za hlađenje.

Ako kod takve konstrukcije šuplje lopatice stjenka lista lopatice nije u stanju podnijeti opterećenje uvjetovano centrifugalnom silom i razlikom tlaka toka plinova izgaranja, to u najvećoj mjeri opterećenje preuzima ugrađeni stožer (4), kako je prikazano na sl.4.26, koji čini jednu cjelinu s nogom lopatice. Istovremeno on može služiti kao i deflektor. Rashladni zrak kroz provrt (3) ulazi u radijalni kanal u ulaznom bridu lopatice i zatim kroz niz poprečnih kanala (1) između tuljaka (2), koji čini list profila lopatice, i nosivog stožera oplakuje kako tuljak tako i stožer, i izlazi kroz niz provrta u izlaznom bridu. Tuljak se lemi za rebra stožera. Takva konstrukcija omogućava postizanje dosta ravnomjernog temperaturnog polja i bitno snižava temperaturu nosivog stožera. Kod protoka zraka za hlađenje 2 do 3% od ukupne količine koju dobavlja kompresor, temperatura lopatice može se sniziti za 300 do 350 K, pa stoga uz takav način hlađenja temperatura plinova na ulazu u turbinu ne smije biti preko 1.373 K.

Kod turbina gdje plinovi izgaranja imaju temperaturu na ulazu preko 1.373 K, unutarnje konvektivno hlađenje rotorskih i statorskih lopatica može se kombinirati s napuhivanjem zraka za hlađenje na vanjsku površinu profila lopatice. Na taj se način stvara film zraka (određeni "zastor") na izlazu iz provrta za istrujavanje koji štiti površinu lopatica, posebno kod toplinski najopterećenijih područja, i samo hlađenje je puno efikasnije nego kada se svaka od tih metoda koristi odvojeno.

Efikasnost filmskog hlađenja ovisi o veličini i lokaciji provrta za istrujavanje na površini lopatice, brzini zraka za hlađenje na izlazu i smjeru toka zraka. Najefikasniji film nastaje kada zrak istrujava iz provrta tangencijalno na površinu profila. Prisutnost provrta za istrujavanje ipak bitno snižava

čvrstoću lopatica. Iz tog razloga, istrujavanje zraka često se izvodi kroz nizove provrta malog promjera tako da mlaz hladioca prekriva ulaznu površinu profila, sl.4.27. Filmskom se hlađenju pribjegava, u prvom redu kod potpune zaštite toplinski najopterećenijih područja, posebice, područja ulaznog brida na tlačnoj strani lopatice i područja uz izlazni brid. Maseni protok zraka za hlađenje je približno isti kao i kod konvektivnog unutarnjeg hlađenja.

Hlađenje filmskog tipa može biti poboljšano s tzv. "poroznim hlađenjem". Omotač oko lopatice mora biti izrađen od poroznog ili perforiranog materijala s finim provrtima kroz koje struji zrak prema van iz unutrašnje šupljine. Praktična realizacija te metode povlači za sobom određene tehničke poteškoće, posebice, razvoj pogodnih materijala za permeabilne lopatice, koji omogućuju dugi radni vijek lopatica i razvoj tehnologije izrade lopatice.

Kod unutarnje hlađenih lopatica vodom (ili nekom drugom kapljevinom), voda struji kroz jedne kanale u lopatici i vraća se kroz druge kanale u sustav za hlađenje, sl.4.28.a. Voda struji kroz zatvoreni sustav pomoću crpke ili kod zatvorenog sustava treba odvoditi toplinu s kapljevine za hlađenje. Pod djelovanjem centrifugalne sile tlak unutar lopatice dostiže visoke vrijednosti, što omogućava u lopatici održavanje kapljevite faze. Kod toga sustava postavljaju se visoki zahtjevi na nepropusnost; ako se pojavi propuštanje samo na jednom mjestu čitavi sustav za hlađenje propada.

Svrshodnija je primjena termosifonskog hlađenja, sl.4.28.b i sl.4.28.c. Kapljevinu unutar lopatice u tom slučaju cirkulira na račun djelovanja centrifugalne sile kapljevine i razlike temperature po poprečnim presjecima kanala. Kod zagrijavanja stijenke lopatice gustoća kapljevine se snižava; to prouzrokuje silu uzgona, koja djeluje na čestice kapljevine, čija veličina u polju centrifugalnog ubrzanja raste na nekoliko puta u usporedbi s veličinom sile uzgona u zemljinom gravitacijskom polju. Visoke sile uzgona osiguravaju jako intenzivnu cirkulaciju kapljevine u kanalu u lopatici i realizira se visoki konvektivni prijelaz topline između lopatice i kapljevine. Zbog visokog tlaka kapljevine u lopatici pitanje čvrstoće kanala za kapljevinu dobiva prioritetno značenje. Toplina se s lopatice kod termosifonskog hlađenja može odvoditi kako je prikazano na sl.4.28.b i sl.4.28.c opstrujavanjem radijatora, koji je izveden na nozi lopatice. Na tim slikama također je prikazana cirkulacija kapljevine u kanalu u lopatici: na sl.4.28.b hladilo je u kapljevitoj fazi, a na sl.4.28.c u kapljevitoj i parovitoj; kapljevita faza je na periferiji, gdje je visok tlak, i u radijatoru, koji ima ulogu kondenzatora, dok u srednjem dijelu lopatice kapljevinu isparava. Termosifonsko hlađenje lopatica je najpouzdanije u radu, ali kako se vidi zahtijeva specijalni sustav za hlađenje.

Shematski prikaz konstrukcijske izvedbe rotorske lopatice plinske turbine hlađene termosifonom prikazan je na sl.4.29. Unutarnja je šupljina u lopatici (1) izvedena kao nepropusna i napunjena je s kapljevinom koja ima visoku toplinsku vodljivost, kapljevita legura natrija i kalija (56% Na i 44% Ka, tali se kod 19°C i ključa kod 825°C na atmosferskom tlaku). Ima malu gustoću (700 do 750 kg/m<sup>3</sup> kod 700°C) i može održavati potrebnu temperaturu lopatica bez nepotrebnog pothlađivanja; posljednje je zamijećeno kod hlađenja lopatice s vodom zbog njene niske temperature ključanja. Prilikom rada turbine, kapljevinu intenzivno cirkulira u lopatici zbog djelovanja centrifugalne sile i temperaturne razlike. Hladniji dijelovi kapljevine, koji imaju veću gustoću, vraćaju se pomoću centrifugalne sile u vrh lopatice, otkuda se topliji dijelovi vraćaju u nogu (3). Da bi se povećala površina za izmjenu topline, noga je opremljena s nekom vrstom radijatora (4) koji se obično još hladi sa zrakom. Principijelno ograničenje termosifonskog hlađenja je da odvođenje velike količine topline s radijatora stvara određene poteškoće.

Treba naglasiti da je svaki oblik hlađenja povezan s određenim gubicima energije koji snižavaju iskoristivost čitavog postrojenja. Treba napomenuti, npr., da ako se 1% od ukupne količine zraka koji komprimira kompresor upotrebi za hlađenje, iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja se približno snižava za 1,2%. Kod vodom hlađenih turbinskih lopatica, energetske gubici mogu se pojaviti zbog odvođenja topline s toka plinova kroz stijenke šupljih elementa na rashladni medij. Ti gubici su viši što je veći intenzitet hlađenja. Termosifonsko hlađenje omogućava rad s veoma visokim temperaturama (1500°C i više); isto tako kod toga se javlja čitav niz tehnoloških problema kao i teškoće s odvođenjem velike količine topline s radijatora. Iz tih razloga takvi sustavi hlađenja još su samo u fazi eksperimentiranja.

#### 4.4. Materijali za izradu rotorskih lopatica

Analiza uvjeta, u kojima rade rotorske lopatice parnih i plinskih turbina i analiza tipičnih havarija lopatica dovodi do sljedećih zahtjeva na materijal za rotorske lopatice:

- a) visoka čvrstoća kod radne temperature lopatice;
- b) visoka plastičnost koja je potrebna za ravnomjernu raspodjelu naprezanja po čitavoj površini poprečnog presjeka lopatice;
- c) stabilnost strukture, koja osigurava ne promjenjivost mehaničkih svojstava za vrijeme eksploatacije;
- d) otpornost koroziji pod djelovanjem pregrijane i vlažne pare, a također i kisika iz zraka;
- e) otpornost eroziji;
- f) povoljna tehnološka svojstva koja omogućuju primjenu jeftinih metoda obrade lopatica (u prvom redu obrade rezanjem) i koje osiguravaju postizanje točnih dimenzija profila i visoku čistoću površine.

Govoreći o pokazateljima čvrstoće metala, treba naglasiti, da samo kod temperatura lopatica do 400°C mogu zadovoljiti podaci o mehaničkim svojstvima materijala (granica čvrstoće, granica tečenja) dobiveni kratkotrajnim ispitivanjima kod dane temperature.

Kako je već rečeno, kod dugotrajnog djelovanja opterećenja, osobito u uvjetima visokih temperatura, metal se plastično deformira kod naprezanja koja su niža od granice tečenja. S druge strane, u takvim uvjetima dolazi do loma metala kod naprezanja, nižih nego što je granica čvrstoće, pošto s produženjem vremena djelovanja opterećenja naprezanje kod kojeg dolazi do loma opada. Na taj način, kod visokih temperatura metala njegova čvrstoća ovisi ne samo o veličini mehaničkog naprezanja nego i koliko je dugo metal proveo pod opterećenjem. Otuda slijedi, da kod visokih temperatura granica čvrstoće i granica tečenja ne mogu služiti kao kriterij čvrstoće. Kod ocjene naprezanja na savijanje lopatice zbog dinamičkog opterećenja treba računati s periodičkom čvrstoćom metala ili njegovom granicom zamora.

##### 4.4.1. Materijali rotorskih lopatica parnih turbina

Danas se isključivo koriste nehrđajući čelici: za rad s temperaturama pare do 475°C prethodno navedenim zahtjevima u najvećoj mjeri zadovoljavaju nehrđajući čelici legirani kromom (po GOST-u: *Ž1*, *Ž1M*, *Ž2*). Kod nižih vrijednosti naprezanja ti se čelici mogu primjenjivati čak pri temperaturi pare do 550°C. Za više temperature preporučaju se također nehrđajući čelici perlitne strukture legirani kromom i s malim dodatkom nikla (po GOST-u: *Ž1*, *Ž2*), ali i s dodatkom molibdena i vanadija ili čak i volframa (po GOST-u: *15H11MF*, *15H12VMF*, *EI 802*, *1H12V2MF*).

Još višu vatrostalnost imaju čelici austenitne strukture (po GOST-u: *EI123*, *EI405*, *EI395*, *EI612K*). Posljednji se preporuča do temperature od 700°C. Ta grupa odnosi se na krom-nikal čelike s visokim sadržajem nikla (14 do 38%) kao i ostalih dodataka, od kojih jedni (volfram, molibden, kobalt) povišuju čvrstoću kod visokih temperatura, a drugi (titan, niobij) daju otpornost prema interkristalnoj koroziji. Kemijski sastav i vrijednosti određenih fizikalnih veličina tih čelika dane su u tablici 4.1. U tablici 4.2 dana su mehanička svojstva tih čelika pri sobnoj temperaturi prema zahtjevima tehničkih uvjeta za turbinske lopatice.

Treba napomenuti da mehanička svojstva čelika legiranih s kromom perlitne strukture bitno ovise o metodi toplinske obrade. U tablici 4.3 dana su mehanička svojstva čelika *Ž2* nakon različitih toplinskih obrada. Smanjenje temperature popuštanja može bitno povišiti granicu čvrstoće i granicu linearnosti, ali isto tako kod toga opadaju izduženje i udarno istežanje, što nije dobro za turbinske lopatice s visokim dinamičkim naprezanjima zbog savijanja i promjenjivog opterećenja. Najsvrsishodnija toplinska obrada za čelik *Ž1* i *Ž2* je kaljenje pri temperaturi oko 1.000°C s hlađenjem u ulju ili na zraku i naknadnim popuštanjem pri temperaturi od 700°C.

Krom-nikal čelici *EI123* i *EI405* imaju višu vatrostalnost i otpornost koroziji nego čelici legirani kromom. Također imaju veću plastičnost, no kod sobne temperature imaju znatno nižu granicu tečenja od čelika *Ž2*. Toplinska obrada čelika *EI123* sastoji se u zagrijavanju na 1.000 do 1.050°C i hlađenju na zraku. Pri tome se može zamijetiti, da karakter toplinske obrade ne utječe tako jako na mehanička svojstva, kao kod čelika *Ž2*.

U potpunosti glodane lopatice izrađuju se obično od vruće valjanih traka, kovanih ili prešanih komada. Od čelika *Ž1M* mogu se izraditi hladnovaljani profili. Najnovije je izrada lopatica metodom preciznog lijevanja od čelika *Ž2*. Kod takvih lopatica dobivaju se mehanička svojstva koja se gotovo ne razlikuju od navedenih u tablici 4.2. Vrijednosti dane u toj tablici ne mogu poslužiti kao osnova za izbor dopuštenog naprezanja u lopatici kod povišenih temperatura. Na sl.4.30 i sl.4.31 prikazano je kako se mijenjaju mehanička svojstva čelika *Ž1* s povišenjem temperature prema podacima kratkotrajnih ispitivanja. I granica čvrstoće i granica tečenja neprekidno opadaju s povećanjem temperature, prilikom čega se osobito nagli pad zamjećuje kod temperature 400 do 425°C, koja se preporuča kao granična za lopatice od toga čelika. Granica zamora opada od temperature 300°C.

Mehanička su svojstva čelika *EI123* kod povišenih temperatura (prema podacima kratkotrajnih ispitivanja) dana na sl.4.32. Ovdje su svi pokazatelji mehaničkih svojstava stalni do temperature 600 do 700°C; treba jedino zamijetiti da kod temperature 600°C granica tečenja iznosi 145 MN/m<sup>2</sup>. Bitna je karakteristika vatrostalnih čelika veličina granice puzanja. U tablici 4.4 dana je ta veličina za čelik *Ž1* kod temperatura 550 do 650°C. Naprezanje od 90 MN/m<sup>2</sup> kod temperature 550°C izaziva relativnu deformaciju 10<sup>-6</sup> mm/mm sat, tj. za 10.000 sati lopatica visine 100 mm će se produžiti u tim uvjetima 1 mm što je nedopušteno.

Na sl.4.33 dane su karakteristike puzanja čelika *Ž2*. Prema krivuljama na toj slici može se odrediti naprezanje koje izaziva plastičnu deformaciju 0,5, 0,8, 1% od početne visine kod različitih temperatura i vremena rada 30.000, 60.000 i 100.000 sati. Već kod temperature 475°C kroz 30.000 sati rada lopatica od čelika *Ž2* pri naprezanju 150 MN/m<sup>2</sup> produžit će se za 1% što se obično ne može dopustiti. Čelik *EI123* ima povoljniju karakteristiku puzanja koja je prikazana na sl.4.34. Na sl.4.35 prikazane su krivulje puzanja (1% za 100.000 sati) i krivulje trajne čvrstoće za određene materijale koji se primjenjuju za turbinske lopatice. Najviša mehanička svojstva kod temperatura do 700°C ima čelik *EI612K*. Postoje čelici i specijalne legure koje imaju još bolju vatrostalnost nego prethodno navedeni. Ti se materijali koriste za lopatice plinskih turbina i ne postoji potreba za njihovu primjenu kod lopatica parnih turbina. O njima više u sljedećem poglavlju.

U tablici 4.5 dani su podaci o promjeni modula elastičnosti i koeficijenta linearnog rastezanja s temperaturom za određene čelike. Modul elastičnosti čelika opada s povišenjem temperature, što povećava progib lopatice prilikom savijanja i snižava frekvenciju vlastitih vibracija. Koeficijent linearnog rastezanja raste s temperaturom. Za austenitne čelike on je značajno viši nego za perlitne.

Za bolju otpornost eroziji na ulazni se brid lopatica posljednjih stupnjeva kondenzacijskih turbina, kako je poznato, leme stelitne pločice. Kemijski sastav stelita je: kobalt 65%, krom 25 do 28%, volfram 4 do 8%, silicij 2 do 2,5%, ugljik 1 do 2%, ostalo željezo. Tvrdoća pločica je  $R_c > 40$ . Lemljenje se izvodi srebrnim lemom.

Kod turbina velike jedinične snage (300 MW i više) ponekad se primjenjuju lopatice od titanovih legura. Te legure sadrže oko 5% kroma i oko 3% aluminija. Specifična masa te legure iznosi 4,54 g/cm<sup>3</sup>. Njena mehanička svojstva su približno ista kao i kod visokokvalitetnih čelika ( $\sigma_v = 1.050$  MN/m<sup>2</sup>,  $\sigma_s = 980$  MPa,  $\delta = 15\%$ ,  $\Psi = 40\%$ ,  $H_b = 320$ ). No ta je legura jako osjetljiva na zarez i riseve, koji izazivaju intenzivnu koncentraciju naprezanja i snižavaju zamornu čvrstoću metala. Treba zamijetiti također da je modul elastičnosti titanovih legura približno dva puta manji nego kod čelika. To značajno snižava frekvenciju vlastitih vibracija lopatica. Titanove legure su jako skupe, kako prilikom izrade, tako i prilikom obrade.

Prilikom prihvata materijala za izradu lopatica u tvornici se provode ispitivanja koja se sastoje u provjeri tvrdoće, mehaničkih svojstava i kemijskog sastava na određenom broju uzoraka uzetih iz partije pristiglog materijala. Šipke se također odvojeno provjeravaju na eventualnu prisutnost kakvih nehomogenosti (šupljina, uključina) koje se obično raspoređuju u centralnom dijelu.

Provjera se provodi za magnetične čelike metodom magnetske defektoskopije (magnofluks), a za nemagnetične čelike austenitne grupe snažnim kemijskim reagensima. Metal koji ima greške ne daje se u proizvodni proces. Provjera, da li postoje kakve greške tipa uključina obavlja se na isti način kao kod gotovih lopatica. Neovisno od te provjere izrađene rotorske lopatice se provjeravaju s 10%-tnom vodenom otopinom dušične kiseline čime se otkrivaju lopatice koje nisu izrađene od nehrđajućih čelika. Površina nehrđajućih čelika kod nanošenja reagensa na njihovu površinu se ne mijenja dok kod ostalih čelika postaje mat i tamni.

#### 4.4.2. Materijali rotorskih lopatica plinskih turbina

Lopatice plinskih turbina izrađuju se ili od krom-nikal čelika (po GOST-u: *EI726, EI612K*), ili od legura na osnovi nikla (po GOST-u: *EI765, EI607, EI893*).

Treba naglasiti, da je u području temperatura preko 600°C granica trajne čvrstoće svih tih materijala kod rada preko 100.000 sati rada jako niska. Ako lopatica ima temperaturu 700°C, to se prethodni materijali mogu odabrati samo u slučaju ako naprezanje u lopatici ne prelazi 100 do 120 MN/m<sup>2</sup> (polazeći od koeficijenta sigurnosti 1,5 do 2 spram granice trajne čvrstoće). Materijal koji najbolje podnosi visoke temperature je legura *EI893*.

Kod plinskih turbina koje se koriste za mlazne motore zrakoplova primjenjuju se visoko vatrostalne legure (prema GOST-u: *EI929, ŽS6-K*), koje omogućuju temperaturu plinova izgaranja na ulazu u plinsku turbinu 1.000°C (bez hlađenja lopatica). To su skupe legure koje se ne koriste kod stacionarnih plinskih turbina za termoenergetska postrojenja.

#### 4.4.3. Materijali za izradu međukomada, završnih komada, bandaže i zakovica

Lopatice s međukomadima primjenjuju se samo kod nižih vrijednosti obodnih brzina i temperatura. Naprezanja u međukomadima su niska i zato se oni mogu izrađivati od ugljičnog čelika (npr. prema GOST-u: *St 15*).

Zbog sprječavanja korozije često se međukomadi izrađuju od čelika *ŽIM*. Za bandaže i spojne žice primjenjuje se isključivo čelik *ŽI*. Lemljenje žice se provodi srebrnim lemom tipa *PSr 45* i *PSr 65* (oznake prema GOST-u). Kao topivo služi legura kalija (43%) s bornom kiselinom (57%).

Lopatice s viličastom nogom se pričvršćuju za disk zakovicama. Glave se zakovica kod montaže raskivaju na specijalnim napravama. Materijali koji se primjenjuju za zakovice dani su u tablici 4.5.

#### 4.4.4. Izbor dopuštenog naprezanja

Kao kriterij čvrstoće lopatica mogu se uzeti: granica tečenja  $\sigma_{0,2}$ , granica zamora  $\sigma_{-1}$ , granica puzanja  $\sigma_{pl}$  ili granica trajne čvrstoće  $\sigma_{tr}$ . Puzanje materijala treba uzeti u obzir kod temperatura preko 430°C za vatrostalne perlitne čelike i preko 480°C do 520°C za austenitne čelike.

Ako lopatice rade kod temperature, koja ne prelazi navedene vrijednosti, to se kao kriterij čvrstoće uzima veličina  $\sigma_{0,2}^t$ . Gornji indeks  $t$  ukazuje na to, da se vrijednost granice tečenja treba odabrati kod radne temperature lopatice. U protivnom slučaju kao kriteriji čvrstoće služe granica puzanja i granica trajne čvrstoće. Uspoređujući ukupno naprezanje  $\sigma_{sum}$  u lopatici s nekim od kriterija čvrstoće, određuje se koeficijent sigurnosti:

$$K_T = \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{sum}}; \quad K_{pl} = \frac{\sigma_{pl}}{\sigma_{sum}}; \quad K_{tr} = \frac{\sigma_{tr}}{\sigma_{sum}}$$

Pri tome se obično pod granicom puzanja smatra (ako se ne postavljaju specijalni zahtjevi) veličina  $\sigma_{1/10^5}^t$ , a pod granicom trajne čvrstoće  $\sigma_{\tau \cdot 10^5}^t$ .



Neki proizvođači samo za vlačna naprezanja kod umjerenih temperatura preporučuju  $K_T = 1,7$ , a kod povišenih temperatura  $K_T = 2$ ,  $K_{pl} = 1,3$  i  $K_{tr} = 2$ . Pri tome se dopušteno naprezanje (kod povišenih temperatura) odabire kao minimalno od tri veličine:

$$\sigma_{dop,v} = \frac{\sigma_{0,2}^t}{K_T}; \quad \sigma_{dop,v} = \frac{\sigma_{1/10^5}^t}{K_{pl}}; \quad \sigma_{dop,v} = \frac{\sigma_{\tau \cdot 10^5}^t}{K_{tr}}$$

Kod toga savojno naprezanje pod djelovanjem mlaza radnog fluida ne smije prelaziti  $35 \text{ MN/m}^2$  kod punog privoda, te  $15 \text{ MN/m}^2$  kod parcijalnog privoda. Neki autori predlažu za koeficijent sigurnosti  $K_{pl}$  vrijednost 1,5 do 1,65 obzirom na ukupno naprezanje u lopatici. Taj je zahtjev s obzirom na savojna naprezanja uvjetovan pojavom vibracija lopatica kod dinamičkih naprezanja koja je jako teško odrediti. Pošto su ta naprezanja direktno proporcionalna statičkim savojnim naprezanjima, to veličina posljednjih mora biti ograničena. Postoje opravdani razlozi, da se prethodno navedene vrijednosti dopuštenih savojnih naprezanja bitno povise. Kod plinskih turbina mlaznih motora (ali uz kraći radni vijek) dopuštaju se savojna naprezanja koja dva i više puta premašuju navedene vrijednosti.

Kod noga lopatica, bandaža i spojnih žica, ukupna dopuštena naprezanja se odabiru prema sljedećim koeficijentima sigurnosti:  $K_T = 2$ ,  $K_{pl} = 1,3$  i  $K_{tr} = 2$ . Tlačna naprezanja na površinama dodira noga i diska mogu se dopustiti nešto višim:  $K_T = 1,25$ ,  $K_{pl} = 0,9$  i  $K_{tr} = 1,25$ .

Uzimajući u obzir, da kod vrhova lopatica kod pričvršćivanja bandaže raskivanjem dolazi do pojave otvrdnjavanja materijala, što povisuje krutost materijala (tj. dolazi do smanjenja veličine produženja i poprečne kontrakcije), preporuča se u korijenu vrha naprezanje na otkidanje do  $25 \text{ MN/m}^2$ , a na odrez do  $20 \text{ MN/m}^2$ .

Lopaticice plinskih turbina se u većini slučajeva hlade odvođenjem topline na disk. Pri tome se temperatura po visini lopaticice mijenja kako prikazuje sl.4.36. Zbog toga se granica trajne čvrstoće metala povećava prema korijenu lopaticice i na određenom području po visini lopaticice raste brže, nego ukupno naprezanje  $\sigma_{sum}$ . Kao posljedica toga najniži koeficijent sigurnosti se ne pojavljuje kod noge lopaticice, gdje  $\sigma_{sum}$  dostiže maksimalnu vrijednost, već bliže sredini. Tu činjenicu treba imati u vidu kod proračuna lopaticice plinskih turbina. Treba zamijetiti, da se promjena naprezanja u lopaticici odvija po asimetričnom ciklusu, pošto se naprezanja promjenjiva s vremenom, koja se javljaju zbog vibracija lopaticice, zbrajaju s konstantnim naprezanjima zbog djelovanja centrifugalne sile. Dijagram naprezanja u lopaticici (tokom vremena) dan je na sl.4.37.  $\sigma_0$  označava konstantno naprezanje zbog djelovanja centrifugalne sile, a  $\sigma_a$  amplitudu naprezanja prilikom vibriranja.

Za granicu zamora asimetričnog ciklusa predlaže se ovisnost:

$$\sigma_w = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_a \cdot \sigma_0}$$

Veličina  $\sigma_w$  treba biti niža od granice zamora  $\sigma_{-1}$ , dobivene eksperimentalno kod simetričnog ciklusa. Na nekim mjestima lopaticice, kod nagle promjene konture može se javiti koncentracija naprezanja gdje prilikom nepravilnog konstruiranja i izvođenja lopaticice lokalna naprezanja mogu nadvisiti nominalna tri i više puta.

Prije svega koncentracija naprezanja se javlja na mjestima prijelaza s profilnog dijela na nogu i kod provrta za spojnu žicu. Za smanjenje lokalnih naprezanja prijelaz s profilnog dijela na nogu treba se izvesti prijelaznim dijelom velikog polumjera, dok se rubovi provrta za spojnu žicu trebaju pažljivo zaobliti. Kod rada s visokim temperaturama, neovisno od provjere dopuštenih naprezanja s obzirom na vrijednost granice puzanja, potrebno je provjeriti i veličinu plastičnih deformacija, tj. proračunati lopaticicu na puzanje. Na žalost, ne postoji vremenska norma za vrijeme koje plastična deformacija lopaticice može postignuti graničnu dopuštenu veličinu. U svakom slučaju poželjno je, da vijek trajanja lopaticice nije ispod 20.000 sati, i jasno, za to vrijeme produženje lopaticice pod djelovanjem puzanja ne smije dovesti radijalni zazor između lopaticice i kućišta do vrijednosti koja je opasna za rad turbine.

## 5. KONSTRUKCIJA I TEHNOLOGIJA IZRADE TURBINSKIH DISKOVA I BUBNJEVA, TURBINSKI ROTORI

### 5.1. Konstrukcija diskova i bubnjeva

Različiti se konstrukcijski oblici diskova mogu vidjeti na sl.5.1.

Kod manjih se srednjih promjera i nižih vrijednosti obodnih brzina (približno 120 do 130 m/s) primjenjuju diskovi konstantne debljine (sl.5.1.a i sl.5.1.e) i to s provrtom za montažu na vratilo ili iskovani zajedno s njim. Približno za vrijednosti obodnih brzina do 170 m/s diskovi izrađeni zajedno s vratilom izvode se sa zadebljanjem uz vratilo kako prikazuje sl.5.1.f. Često se koristi i konstrukcija diska koničnog profila, prikazana na sl.5.1.b i sl.5.1.e, koja se koristi za visoke obodne brzine (do 300 m/s). Često disk ima i hiperbolični profil kao na sl.5.1.d. Za najveće se obodne brzine (400 m/s i više) primjenjuje ponekad disk jednake čvrstoće, sl.5.1.g, kod kojega se naprezanja po polumjeru ne mijenjaju. Najčešće se disk po svom profilu samo približava disku jednake čvrstoće.

Kod većine se diskova može razlikovati obod, glavina i srednji dio diska koji se naziva tijelo. Kod nekih se konstrukcija gdje su lopatice male širine (sl.5.1.a, sl.5.1.e i sl.5.1.f) obod po debljini ne razlikuje od tijela. Dimenzije oboda su u potpunosti određene dimenzijama noge lopatice dok su dimenzije glavine određene veličinama naprezanja koja se u njoj javljaju. Da bi se smanjila naprezanja treba povećati kako širinu tako i vanjski promjer glavine. Disk bez provrta za vratilo, kao na sl.5.1.g, ne zahtjeva glavinu i odlikuje se visokom čvrstoćom. Za izjednačavanje tlaka po obje strane diska, u njegovom se tijelu ponekad izvodi niz provrta, kao na sl.5.1.b. Na površinama tijela diska uz same provrte, javljaju se povišena naprezanja, pa njih treba primjenjivati samo gdje je to neophodno. Rubovi provrta trebaju biti pažljivo zaobljeni i to sa što je moguće većim polumjerom. Konstrukcije bubnjeva mogu biti raznolike, kao što prikazuju sl.5.23, sl.5.24 i sl.5.25. Kasnije će biti pokazano, da se bubnjevi mogu primjenjivati kod nižih obodnih brzina, približno do 180 m/s. Utori u obodu diska u koje se ulažu lopatice trebaju imati iste dimenzije i tolerancije koje odgovaraju nogama lopatica.

Konstrukcijski su nacrti diskova prikazani na sl.5.2 i sl.5.3.

Disk na sl.5.2 pripada stupnju iz srednjetačnog dijela turbine čiji je maksimalni broj okretaja 3.450 u minuti. Obod diska je konstruiran za lopatice s T-nogom. Na crtežu desno prikazano je proširenje kroz koje se lopatice ulažu u utor u disku. Kako za taj slučaj izgleda završna lopatica pokazano je u poglavlju o rotorskim lopicama. Sedam provrta promjera 45 mm služi za izjednačavanje tlaka po obje strane diska. Na vratilo je disk navučen s prednaprežanjem (preklopom), a od eventualnog je okretanja osiguran još pomoću klina. Vanjski je promjer glavine obrađen prema potrebama labirintne brtve dijafragme. Kod balansiranja diska treba voditi računa o površinama provrta za izjednačavanje tlaka, da li je očuvana njihova glatkoća i polumjeri zaobljenja njihovih rubova.

Disk prikazan na sl.5.3 pripada stupnju iz niskotlačnog dijela turbine snage 100 MW čiji je broj okretaja 3.000 u minuti. Rotorske su lopatice pričvršćene za obod diska pomoću viličaste noge. Kanal u srednjem dijelu glavine služi za kontrolu materijala diska. Disk je pričvršćen na vratilo navlačenjem i pomoću dva radijalna klina. Prstenasti utor ispod oboda, oblika lastavičinog repa, služi za pričvršćenje masa prilikom balansiranja. Kod izbora tipa rotora i profila diska treba voditi računa o načinu pričvršćenja rotorskih lopatica, dimenzijama rotora i uvjetima njegovog rada (obodna brzina, temperatura).

Izvedba rotora u obliku bubnja primjenjuje se samo za reakcijske lopatice, koje rade s nižim obodnim brzinama. Konstrukcija rotora s diskovima je univerzalnija pošto je pogodna i za akcijske i za reakcijske turbine, te omogućava rad u širokom području obodnih brzina. Kovani rotori, tipa kakav je prikazan na sl.5.21, gdje su diskovi iskovani zajedno s vratilom, osobito su pogodni za prve visokotlačne stupnjeve turbine i to iz sljedećih razloga:

- a) visoke temperature pare mogu izazvati oslabljenje pričvršćenja diska na vratilo;
- b) kompaktnost konstrukcije koja odlikuje turbine s takvim kovanim rotorom osobito je pogodna za dio turbine koji se nalazi pod visokim tlakom pare;

- c) manji promjeri rotora i niže obodne brzine kod visokotlačnih stupnjeva omogućuju primjenu kovane konstrukcije s diskovima konstantne debljine (jedino ako je potrebno eventualno sa zadebljanjima kao na sl.5.1.f).

Disk konstantne debljine s glavinom za pričvršćenje na vratilo moguće je primjenjivati kod nižih vrijednosti obodnih brzina kod srednjetačnih stupnjeva, a posebice za regulacijske stupnjeve.

Disk koničnog profila, sl.5.1.b, primjenjuje se u području obodnih brzina 150 do 300 m/s i s obzirom na to je najuniverzalniji. Za naročito visoko opterećene diskove primjenjuje se hiperbolični profil kod kojeg su naprezanja u glavini niža nego kod koničnog profila.

Disk jednake čvrstoće gotovo se ne primjenjuje u suvremenoj turbogradnji. Eventualno se kod visokih obodnih brzina profilu diska nastoji dati oblik, koji se približava teoretskom profilu jednake čvrstoće uz mala odstupanja kako bi se pojednostavila obrada.

## 5.2. Način pričvršćenja diskova i bubnjeva na vratilo

Disk bez centralnog provrta, sl.5.1.g, spaja se s prirubnicom vratila pomoću zatika; izbočeni dijelovi prirubnice centriraju disk s obzirom na vratilo.

Za konstrukcije prikazane na sl.5.1.a i sl.5.1.b najčešće se primjenjuje neposredno navlačenje diska na vratilo s prednaprežanjem koje osigurava čvrsti nepomični spoj između diska i vratila u radnim uvjetima: zbog djelovanja centrifugalne sile mase diska i zbog razlike temperatura između glavine diska i vratila pričvršćenje diska na vratilo tokom rada slabi i može se čak pojaviti zazor što može imati za posljedicu pojavu vibracija rotora i mogućnost havarije turbine. Potrebna se veličina prednaprežanja (čvrstog dosjeda s preklopom) određuje proračunom. Orijentacijska veličina preklopa je 0,001 promjera vratila. Razlika između maksimalne i minimalne veličine preklopa je obično 0,05 do 0,08 mm.

Samo navlačenje diska na vratilo izvodi se na sljedeći način. Prije navlačenja dimenzija unutarnjeg provrta je nešto manja nego promjer dosjedne površine vratila. Razlika promjera vratila i diska prije navlačenja naziva se preklop. Prije navlačenja disk se zagrijava da bi njegov unutarnji promjer postao veći od promjera vratila. Vratilo se postavlja vertikalno i na njega se navlači disk. Nakon hlađenja se promjer provrta diska smanjuje, disk čvrsto dosjeda na vratilo i na mjestu njihovog dodira javlja se dodirni tlak (prednaprežanje), koji se suprotstavlja okretanju diska na vratilo i ostvaruje prijenos zakretnog momenta s diska na vratilo. Jasno da veličina dodirnog tlaka ovisi o broju okretaja. Kod mirujućeg vratila on je maksimalno moguć. Kod povećanja broja okretaja disk se širi u radijalnom smjeru intenzivnije nego vratilo, i kao rezultat kod nekog broja okretaja, koji se naziva *broj okretaja oslobađanja*, dodirni tlak iščezava i zakretni moment se ne može prenijeti na vratilo preko dosjeda. Stoga broj okretaja oslobađanja treba biti viši nego bilo koji mogući radni broj okretaja.

Što je veće prednaprežanje kod dosjeda, to je viši broj okretaja oslobađanja. Zato se na prvi pogled čini da nema problema što se tiče broja okretaja oslobađanja: za to je potrebno navući disk na vratilo s dovoljnim prednaprežanjem (dodirnim tlakom). Isto tako je jasno da se u disku, koji je navučen na vratilo, osim kontaktnog naprežanja javljaju i naprežanja koja nastoje slomiti disk. Takva se naprežanja javljaju u disku zbog centrifugalnih sila izazvanih rotacijom. Na taj način, prednaprežanje predstavlja dodatno naprežanje u disku, i stoga je jako veliko prednaprežanje štetno.

Prednaprežanje se kod projektiranja proračunava jako točno, s tim da se osigura dovoljna sigurnost između radnog i broja okretaja oslobađanja, ne stvarajući istovremeno bespotrebna naprežanja zbog navlačenja. Više o proračunu čvrstoće diskova i rotora u poglavlju 6.

Isto tako je kod rada s vremenom moguće slabljenje spoja diska i vratila, npr. kod brzog povećanja temperature u protočnom dijelu, kada se disk može brže progrijati od vratila. Zbog toga da bi se osigurao prijenos zakretnog momenta i u takvim slučajevima, između diska i vratila stavlja se aksijalni klin. Utori za klin naglo povećavaju naprežanja u disku, osobito na rubovima utora. Kod pojave u njima pukotina kritičnih dimenzija može doći do iznenadnog krtog loma diska. Zato se aksijalni

klinovi ugrađuju samo kod manje opterećenih diskova kod kojih naprezanja nisu velika čak i uz uzimanje u obzir aksijalnih klinova. Klin s veličinama zazora prikazan je na sl.5.4.

Da utori za klin ne bi oslabili glavinu visokopterećenih diskova, tada se primjenjuje konstrukcija s radijalnim klinovima, sl.5.5 (također i sl.5.3). Prsten, koji se nalazi s desne strane diska, pričvršćen je s dva klina od kojih je jedan prikazan crtkano. S dva radijalna klina, koji su detaljnije prikazani na sl.5.5 dolje desno, prsten osigurava položaj diska navučenog na vratilo. Radijalni su klinovi umetnuti u disk s preklopom, a u prsten ulaze sa zazorom 0,02 do 0,04 mm.

Na sl.5.1.d primijenjeno je pričvršćenje diska na vratilo pomoću čahure. Ta čahura svojim vanjskim promjerom točno (ali bez prednaprezanja) priliježe disku te se sa njim spaja pomoću niza radijalnih zatika, sl.5.6. Tako se spojeni disk s čahurom navlači na vratilo s normalnim prednaprežanjem i još se dodatno osigurava od okretanja pomoću klinova. Ako zbog djelovanja temperature i centrifugalne sile promjer provrta diska postane veći od promjera čahure to se koaksijalnost diska i čahure (a time i vratila) neće narušiti zbog prisutnosti radijalnih zatika. Istovremeno, spoj čahure s vratilom ne može oslabiti pošto su naprezanja u čahuri pod djelovanjem njene centrifugalne sile beznačajna, a temperatura čahure se gotovo ne razlikuje od temperature vratila. Zbog toga je dana konstrukcija posebno pogodna kod prvih visokotlačnih stupnjeva turbine, a također i za visokopterećene diskove.

Daljnja konstrukcijska mogućnost pričvršćenja diska je pomoću aksijalno razrezane natezne ljske koničnog oblika, sl.5.7, čime se dobiva odgovarajuća elastičnost. Ovo rješenje jednostavno otklanja eventualne netočnosti izrade provrta diska pomicanjem konične ljske u odgovarajućem smjeru po vratilu. Sl.5.8 predstavlja pričvršćenje diska na vratilo pomoću prstena koji su razrezani i smješteni između vratila i glavine diska. Prsteni ulaze u utore u vratilu i osiguravaju položaj diskova u aksijalnom smjeru, kao i potrebnu zračnost zbog njihovog istezanja. Kod ovog je načina pričvršćenja provrt glavine nešto veći od promjera vratila. Svaki prsten je pažljivo obrađen i na mjestu klina udubljen da bi prošao kroz njega. Druga modifikacija principa prikazanog na sl.5.8 prikazana je na sl.5.9. Prsteni U-oblika izrađeni od čelika legiranog kromom ubačeni su pod tlakom u kružne udubine u glavini diska čime je onemogućeno pomicanje.

Općenito se u aksijalnom smjeru disk fiksira na vratilo pomoću navrtaka ili toplo navučenih prstena, koji ulaze u utore u vratilu, kako je prikazano na sl.5.10. Između diskova često se umeću razrezani prsteni, koji također ulaze u utore u vratilu, sl.5.11.

Između prstena i diska ili između diskova treba predvidjeti aksijalne zazore za mogućnost temperaturnog širenja glavina diskova.

Jedna od mogućnosti spajanja diska s vratilom je zavarivanje diska za vratilo, sl.5.12. Disk je zavaren za vratilo preko relativno tanke prstenaste prirubnice što omogućava kompaktnu konstrukciju uz zadovoljavajuću nosivost.

Na sl.5.13 prikazan je šav zavara koji se primjenjuje kod plinskih turbina. Radijalno se fiksiranje elemenata rotora osigurava centrirajućim prstenima, koji održavaju točne dimenzije između elemenata, a u aksijalnom smjeru pomoću između njih postavljenih distantnih pločica, koje imaju nešto veće dimenzije zbog poprečne kontrakcije šava. Takva je pločica prikazana na sl.5.13 crtkano; pločice se izrezuju van autogenim rezanjem nakon navarivanja prvog sloja po dubini od 8 do 10 mm. U korijenu zavara je postavljen prsten (1) koji sprječava curenje rastaljenog metala u centralni dio rotora između diskova.

Bubnjevi se spajaju s prirubnicama vratila pomoću svornjaka. Kao primjer može poslužiti konstrukcija prikazana na sl.5.14 gdje je u gornjem dijelu prikazan rotor brodske parne turbine u obliku bubnja, a u donjem dijelu detalj spoja bubnja s masivnim diskovima, koji su otkovani zajedno s rukavcima vratila. Bubanj se centrira pomoću izdanka (1) i spaja s diskovima svornjacima (2) koji su uvijeni u disk (3). Zvonasti se navrtak (4) osigurava bakrenim prstenima (5) koji se pridržavaju u kanalu samog navrtka. Osim toga se svaki prsten još osigurava pomoću dva vijka (6).

### 5.3. Tehnologija izrade diskova i bubnjeva

Diskovi i bubnjevi turbina se izrađuju od visokokvalitetnih čeličnih otkivaka, koji se trebaju odlikovati homogenošću i čistoćom sastava metala, bez unutarnjih grešaka i s minimalnim unutarnjim naprezanjima. Os otkivka treba se približno podudarati s osi ingota dobivenog lijevanjem u lijevaonici.

Kovanje se izvodi uz relativno male dodatke za mehaničku obradu, sl.5.15. Nakon toga se provodi toplinska obrada, čiji se prvi stadij obično završava s odžarivanjem uz polagano hlađenje u peći. Također treba provesti i grubo skidanje površinskog sloja otkivka, nakon čega za završnu obradu ostaje dodatak od 3 do 6 mm. Skidanje površinskog sloja omogućava otkrivanje vanjskih grešaka kovanja (pukotine, uključine) koje tom obradom moraju biti otklonjene.

Cilindrične površine glavine i centralnog provrta se poliraju i podvrgavaju bajcanju, koje treba pokazati prisutnost mikroskopsko tankih neravnina u strukturi čelika.

Nakon grubog skidanja površinskog sloja otkivak se podvrgava sekundarnoj toplinskoj obradi u svrhu smanjenja unutarnjih naprezanja. Za legirane čelike ta se obrada sastoji od kaljenja i popuštanja s hlađenjem u peći.

Iz otkivka se izrezuju komadi za mehanička ispitivanja. Kod diska se ti komadi obično izrezuju iz cilindrične površine glavine i s njenog provrta. Mjesta izrezivanja komada kod kovanog rotora prikazana su na sl.5.16, na kojoj se također vidi kontura otkivka i kontura rotora nakon grubog skidanja.

Mehanička se obrada diskova izvodi obično na karuselima, pri čemu se za obradu profilnog srednjeg dijela diska primjenjuju kopirni obradni strojevi. Kvaliteta obrade najvećeg dijela površine diska odgovara klasi 6, dok se površina provrta za vratilo brusi i treba odgovarati klasi 7. Kod postavljanja na obradni stroj obraća se posebna pažnja na mogućnost deformacije tankih diskova, kod kojih se odabire takva konstrukcija za pričvršćenje da se disk prilikom obrade ne bi progibao ili vibrirao. Zbog tih se razloga obrada obično izvodi u dva navrata: prvo gruba, pa potom fina obrada. Za posljednju se ostavlja dodatak 1 do 2 mm.

Promjer provrta diska često se izrađuje u trećoj ili četvrtoj klasi finoće obrade, uz pojedinačno dotjerivanje odgovarajućeg dijela vratila. Za utore u obodu u koje se ulažu noge rotorskih lopatica odabiru se specijalne tolerancije. Koncentričnost provrta i vanjska površina oboda treba ležati u granicama do 0,03 mm, a udar cilindričnih površina oboda dopušta se do 0,04 mm. Završno obrađeni diskovi i bubnjevi ispituju se različitim metodama defektoskopije: magnofluksom, ultrazvukom, rengenom, itd. One omogućuju otkrivanje unutarnjih grešaka metala koje mogu dovesti do škartiranja diska.

Kod diskova s naročito masivnom glavinom u provrtu se izrađuje specijalni kanal koji omogućava provjeru da li eventualno postoje pukotine, sl.5.3. Kod u potpunosti kovanih rotora obično se kroz centar vratila radi centralni provrt, sl.5.16, čija površina također može biti ispitana uz pomoć specijalnih optičkih pribora. Kanali za klinove obrađuju se na dubilici, pri čemu neparalelnost njihovih bočnih površina prema osi provrta ne smije biti preko 0,05 mm, a međusobna neparalelnost tih površina ne preko 0,02 mm (po dužini kanala).

Provrta za zatike u disku s čahurom za pričvršćenje buše se i razvrtavaju s umetnutom čahurom u disk. Odstupanje osi provrta od osi diska i od radijalnog smjera ne smije biti veće od 0,08 mm na dužini 100 mm. Provjera dimenzija diska provodi se pomoću kontrolnih mjerki, indikatora, mikrometara a također i šablona za provjeru profilnog dijela diska, utora za klinove i noge lopatica. Posljednja operacija prije montaže samih lopatica je statičko balansiranje diska kojim se dovodi težište diska u os njegove rotacije.

Disk se postavlja na specijalnu napravu na dvije prizme ili noge kako je prikazano na sl.5.17. Težište diska, koje se ne podudara s osi rotacije, neka je u točki 2. Dodajući na polumjeru  $a-1$  odgovarajuću kontramasu ili skidajući masu na polumjeru  $b-1$  može se ostvariti podudaranje težišta s osi 1. Bubnjevi i kovani rotori se podvrgavaju dinamičkom uravnoteživanju.

#### 5.4. Ugradnja lopatica na disk ili bubanj

Jedan od najvažnijih uvjeta kod ugradnje lopatica na disk je čvrstoća spoja, koja se postiže s jedne strane veličinama tolerancija na dimenzije noge i utora u disku, i s druge strane čvrstim dosjedanjem susjednih lopatica. Posljednje u znatnoj mjeri ovisi o stručnosti montažera i o temeljitosti dotjerivanja noga susjednih lopatica jedne k drugoj. Duge se lopatice prije montaže važu te se na dijametralno suprotna mjesta ugrađuju lopatice jednake mase.

Kod montaže lopatica dopuštaju se sljedeća tangencijalna odstupanja izlaznog brida lopatice od radijalnog položaja:

- za lopatice visine do 200 mm  $\pm 0,5$  mm;
- za lopatice visine do 300 mm  $\pm 1,0$  mm;
- za lopatice visine do 400 mm  $\pm 1,5$  mm;
- za lopatice visine do 500 mm  $\pm 2,0$  mm;

U aksijalnom se smjeru dopušta odstupanje od zadanog položaja:

- za lopatice visine do 100 mm  $\pm 0,2$  mm;
- za lopatice visine do 200 mm  $\pm 0,5$  mm;
- za lopatice visine do 300 mm  $\pm 1,0$  mm;
- za lopatice visine do 500 mm  $\pm 1,5$  mm;

Broj lopatica na disku zbog dopuštenog odstupanja veličine koraka može biti 98 do 102% od projektnog broja.

Lopatice se ugrađuju u utor diska na obje strane od proširenja. Nakon montaže svih lopatica između krajnjih od njih treba ostaviti rastojanje koje je jednako debljini završnog komada ili nozi završne lopatice; u protivnom se slučaju odabire nekoliko lopatica sa zadebljanim nogama ili se posljednje poturpijaju za 0,1 do 0,3 mm.

Kada su lopatice ugrađene na disk vrši se montaža bandaže i prilemljivanje spojne žice. Potrebno je naglasiti da se proces lemljenja provodi u uskom temperaturnom području (700 do 770°C) i zbog toga se zahtjeva od izvršioca koji izvodi lemljenje posebna pažnja. Ne dopušta se zagrijavanje lopatica od nehrđajućeg čelika preko 770°C pošto se čelici koji sadrže krom pri hlađenju na zraku samozakaljuju.

Kod nekih se konstrukcija nakon ugradnje lopatica i bandaže predviđa mehanička obrada površina bandaže i njihovo zaoštavanje, što se provodi nožem na karuselu. Vrhovi reakcijskih lopatica bez bandaže, nakon montaže na bubanj bruse se na alatnom stroju kako bi se postigla jednakost radijalnih zazora s obzirom na kućište. Na kraju se disk podvrgava drugom statičkom uravnoteživanju da bi nakon toga bio spreman za montažu na vratilo.

Zbog velikog prednaprezanja s kojim se disk ugrađuje na vratilo, mora se prethodno zagrijavati: u kipućoj vodi, letlampama, gorionicima za zavarivanje ili elektrozagrijavanjem. U posljednjem se slučaju primjenjuje specijalni električni transformator s razdvojom jezgrom na koju se postavlja disk. Disk postavljen na jezgru je kao namot sekundara transformatora i brzo se zagrijava sekundarnim i vrtložnim tokom. Rotor s lopaticama podvrgava se dinamičkom uravnoteživanju.

Kao što je poznato, statičkim se uravnoteživanjem može kompenzirati veličina neuravnotežene centrifugalne sile, koja se javlja u slučaju ako se težište masa ne podudara s osi rotacije. Pri tome se masa za uravnoteživanje treba dodati u ravnini koja prolazi kroz težište, jer se u protivnom slučaju javlja par sila koji nastoji savinuti os rotora. Kod takvog rotora tada postoji tzv. *dinamička neuravnoteženost*. Dinamička se neuravnoteženost obično javlja kod rotora višestupanjskih turbina, sl.5.18. Neuravnotežene centrifugalne sile  $F$  određenih diskova mogu biti jednake po veličini, a suprotne po smjeru. Kod toga težište rotora leži na njegovoj osi i rotor je statički uravnotežen. Isto tako statičko uravnoteživanje ne može pokazati prisutnost para sila, koji se javlja samo kod vrtnje.

Potrebno dinamičko uravnoteživanje rotirajućeg rotora kao krajnji rezultat ima postavljanje masa za uravnoteživanje koje stvaraju par sila  $F_1$ ; njihov je moment jednak momentu sila  $F$ , no djeluje u suprotnom smjeru, sl.5.19. Ako sile nisu međusobno jednake i nisu suprotno usmjerene, to će se kod rotora javiti i statička i dinamička neuravnoteženost. Prije dinamičkog uravnoteživanja treba se otkloniti *statička neuravnoteženost*. Dinamičko se uravnoteživanje provodi na specijalnim strojevima. Obično se kod tih strojeva za uravnoteživanje ležajevi ili okvir rade kao pokretni te kod neuravnoteženosti rotora dolazi do njihovog periodičnog gibanja: na temelju amplitude tog periodičnog gibanja prosuđuje se o stupnju neuravnoteženosti rotora. Dinamička se neuravnoteženost otklanja ili skidanjem metala na određenoj duljini kružnice na obodu diska ili dodavanjem mase za uravnoteživanje.

Za ulaganje materijala za uravnoteživanje, na prvom i posljednjem disku rotora, često su predviđeni prstenasti kanali u obliku lastavičinog repa. Više o neuravnoteženosti rotora, načinima njihovog uravnoteživanja kao i strojevima za uravnoteživanje bit će govora kod kritičnog broja rotora, poglavlje 10.10.

## 5.5. Tipovi turbinskih rotora

Rotor višekućišne turbine predstavlja sveukupnost međusobno spojenih rotora pojedinih kućišta koja slijede jedno iza drugog. Rotori pojedinih kućišta međusobno su spojeni pomoću spojki. Sam rotor čine vratilo, diskovi ili bubanj s rotorskim lopaticama, i elementi kao što su labirintne brtve, spojke, osjetnici regulacije i zaštite i pumpa sustava za podmazivanje. Uvjeti rada turbinskog rotora općenito su dosta teški.

Prije svega rotor rotira visokim brojem okretaja, a pošto su njegove dimenzije i masa na njega pričvršćenih rotorskih lopatica velik i, to su visoka i naprezanja koja se javljaju zbog centrifugalnih sila. Kod toga treba imati u vidu, da u uvjetima eksploatacije broj okretaja može 10 do 15% preći nominalni ( $50$  ili  $25s^{-1}$ ); kod toga naprezanja porastu i za 20 do 50%. Najveća se naprezanja zbog rotacije javljaju u središnjem dijelu rotora i u obodu gdje su pričvršćene rotorske lopatice. Rotori kućišta visokog i srednjeg tlaka parnih turbina, u području gdje ulazi para, kao i rotor plinskih turbina, trebaju izdržati visoka naprezanja zbog centrifugalne sile u uvjetima puzanja za čitavog radnog vijeka. U rotoru se ne smiju javiti pukotine zbog zamora materijala dok se radijalne dimenzije ne smiju povećati preko dopuštenih vrijednosti.

Rotor turbine sumira zakretne momente koje ostvaruju pojedina kućišta višekućišne turbine, te sumarni moment predaje rotoru generatora ili drugog pogonjenog stroja. Na taj se način na izlaznom vratilu razvija maksimalni zakretni moment. Kod toga treba voditi računa da kod određenih eksploatacijski uvjeta, npr. kod kratkog spoja generatora, zakretni moment može premašiti nominalnu vrijednost 4 do 6 puta. Rukavac izlaznog vratila turbine treba prenijeti taj visoki zakretni moment bez loma. Rotor turbine je jedan od elemenata koji prima sve promjene temperature u protočnom dijelu turbine. Brze promjene temperature kod rotora dovode do pojave temperaturnih naprezanja, a kod njihovog periodičnog ponavljanja može doći do pojave pukotina zbog termičkog zamora. Osim toga treba imati u vidu da se iz razloga cijene koštanja rotor izrađuje od slabo legiranih čelika koji su često slabo otporni koroziji.

### 5.5.1. Aksijalne parne turbine

Prvo će se dati prikaz rotora jednokućišnih turbina. Tipična konstrukcija rotora prikazana je na sl.5.20. Na vratilo su pričvršćeni diskovi koji, uz isključenje prvoga, nose po jedan red rotorskih lopatica. Prvi disk predstavlja Curtisovo regulacijsko kolo. Takva se konstrukcija primjenjuje prije svega kod akcijskih turbina, iako neki stupnjevi, kao npr. posljednji i kod toga tipa rotora mogu imati značajnu reaktivnost.

Kod manjih promjera stupnjeva diskovi se mogu izraditi zajedno s vratilom iz masivnog otkivka. Takva se konstrukcija često susreće kod turbina s visokim ulaznim parametrima za prve akcijske stupnjeve. Primjer takve konstrukcije je prikazan na sl.5.21. U potpunosti kovani rotor se sastoji od prednjeg dijela vratila gdje su smješteni segmenti prednje labirintne brtve, diska s dva stupnja brzine,

diskova konstantne debljine za akcijske stupnjeve visokog tlaka i stražnjeg dijela gdje su smješteni segmenti stražnje labirintne brtve. Između diskova su na vratilu šiljci za međustupanjske labirintne brtve.

Normalno da je primjena takve konstrukcije ograničena na manje promjere (obično do 1 m) zbog sljedećih razloga:

- a) za izratke većeg promjera teško je garantirati visoku kvalitetu otkivka;
- b) greška kod bilo koje operacije pri obradi rotora može rezultirati škartom jako skupog otkivka;
- c) kao materijal za kovanje treba često odabrati legirani čelik, koji je potreban samo za diskove prvih stupnjeva, dok se naredni stupnjevi mogu izrađivati od običnog ugljičnog čelika te se na taj način troše nepotrebno velike količine legiranog čelika.

Na sl.5.22 prikazana je konstrukcija rotora, koja predstavlja kombinaciju prethodno opisana dva tipa: diskovi stupnjeva visokog tlaka (isto kao i regulacijskog kola) izrađeni su zajedno s vratilom, a posljednjih stupnjeva su navučeni na vratilo.

Kod reakcijskih turbina često se primjenjuje konstrukcija rotora u obliku bubnja. Na sl.5.23 prikazan je rotor, koji se sastoji od diska koji nosi regulacijsko kolo s dva stupnja brzine, četiri bubnja, na kojima je smješten velik broj reakcijskih stupnjeva i bubnja (stapa) za rasterećenje (prvi s lijeva) za izjednačavanje aksijalne sile. Svi bubnjevi, također i za rasterećenje, navučeni su na vratilo i za njega zavareni, zbog čega su na bubnjevima i na vratilu izvedeni prstenasti izdanci, koji su međusobno zavareni. Na taj je način pričvršćen i disk na vratilo.

Šuplji rotor u obliku bubnja prikazan je na sl.5.24. Njegova lijeva strana je predviđena za brodsku turbinu za vožnju pramcem i sastoji se od akcijskog diska sa stapom za rasterećenje i prednjeg kraja vratila otkovanog zajedno s diskom. Taj je dio rotora spojen vijcima sa šupljim bubnjem, na kojem su smješteni reakcijski stupnjevi turbine za vožnju pramcem. Na stražnjem dijelu vratila, koji je otkovan zajedno s bubnjem, navučeni su diskovi za stupnjeve turbine za vožnju krmom. Šuplji bubnjevi su zbog čvrstoće primjenjivi samo za niže vrijednosti obodnih brzina (150 do 200 m/s), pa se stoga oni i primjenjuju za reakcijske turbine gdje obodne brzine kod stupnjeva visokog i srednjeg tlaka nisu visoke.

Ponekad se bubnjevi izrađuju kao puni, samo s aksijalnim provrtom malog promjera za kontrolu materijala. Takav je rotor jedne visokotlačne turbine, koja se sastoji od jednog akcijskog i 13 reakcijskih stupnjeva prikazan na sl.5.25. Ta je konstrukcija svrsishodna samo za male promjere rotora i zbog toga za reakcijske turbine bez dijafragmi između stupnja.

Konstrukcija rotora u obliku bubnja, dobivena široko primjenjivanim elektrozavarivanjem pojedinačnih diskova, prikazana je na sl.5.26. Na prednjem dijelu vratila, koji je otkovan zajedno sa šupljim bubnjem, navučen je stap za rasterećenje i disk sa stupnjevima brzine. Oba su ta elementa zavarena za vratilo preko tankih prstenastih izdanaka (kao i na sl.5.23). Dalje se rotor sastoji od pet diskova, koji su međusobno i sa šupljim bubnjem zavareni po periferiji oboda, kako je prikazano na detalju šava zavara. Zajedno je s posljednjim diskom otkovan stražnji kraj vratila. Primjena takvih konstrukcija izvedenih pomoću diskova za niskotlačne stupnjeve omogućuje rad tih stupnjeva s visokim obodnim brzinama. Konstrukcija takvih rotora odlikuje se malom masom obzirom na istovremeno potrebnu čvrstoću. No svakako da kvaliteta zavara treba biti besprijekorna. Nakon zavarivanja rotor se podvrgava toplinskoj obradi.

Obično se kod parnih turbina ako su izrađene u više kućišta razlikuju kućišta, pa stoga i rotori niskog, srednjeg i visokog tlaka. Najvažnija karakteristika rotora niskog tlaka, koja definira njegovu konstrukciju, je njegova velika dimenzija, što proizlazi iz zahtjeva za povećanjem izlazne strujne površine posljednjeg stupnja, da bi se, ih povećala snaga turboagregata, ili povećala iskoristivost, ili smanjio broj stupnjeva kućišta niskog tlaka. Uvjeti rada kućišta niskog tlaka kod klasičnih termoelektrana ili nuklearnih elektrana razlikuju se veoma malo, pa gotovo da i nema principijelnih razlika. Niskotlačni se rotori gotovo svih turbina značajnije snage izvode simetričnima i dvostrujnima.



Montažni se rotor, ili rotor s navučenim diskovima, sl.5.27, sastoji od stepenastog vratila, na koje su simetrično s dvije strane navučeni diskovi, te segmenti vanjskih labirintnih brtvi kao i uljnih brtvi kućišta ležaja. Na vratilu se također izvodi rukavac za ležaj kao i za montažu poluspojke.

Svaki se disk sastoji od oboda u kojem su izrađeni kanali za smještaj noga rotorskih lopatica, tijela (profilnog dijela) i glavine, čiji je unutarnji provrt u kontaktu s dosjednom površinom vratila. Tijelo diska je tako isprofilirano da bi osiguralo čvrstoću diska kod maksimalno mogućeg broja okretaja. Na temelju tih uvjeta se odabire širina glavine.

Na sl.5.28 prikazan je također montažni rotor niskog tlaka. Svi su diskovi navučeni na vratilo bez aksijalnih klinova. Prvi su diskovi povezani bočnim klinovima smještenima između bočnih površina diskova i izdanaka na vratilu, i preko njih se prenosi zakretni moment u slučaju slabljenja čvrstog dosjeda. Zakretni se moment s dva posljednja diska predaje na vratilo preko radijalnih klinova smještenih između bočnih površina diskova i specijalnih prstena za klinove koji su navučeni na vratilo s prednaprezanjem i osigurani aksijalnim klinom, detalj "A". Osnovna je prednost montažnih rotora da se mogu izvesti s velikim dimenzijama uz visoku kvalitetu diskova i vratila. Osnovni su nedostaci montažnih rotora povezani s visokim naprezanjima u navučenim diskovima, mogućnost slabljenja spoja i pojava pukotina zbog korozije izazvane naprezanjem u utorima za klinove.

Zavareni se rotor dvostrujnog niskotlačnog kućišta, sl.5.29, izrađuje od odvojenih diskova i prstenastih dijelova međusobno zavarenih specijalnom tehnologijom zavarivanja. Kao i kod montažnog rotora, radijalne dimenzije zavarenog rotora nisu ograničene tehnološkim mogućnostima izrade velikih otkivaka visoke kvalitete.

Naprezanja, izazvana rotacijom, su u zavarenom rotoru niža nego u montažnom, pošto nema centralnih provrta u diskovima (to snižava naprezanja za više od dva puta) i navlačenja diskova na vratilo. Te dvije činjenice omogućuju izradu diskova bez glavine, i takvo oblikovanje diska da se naprezanja u njemu malo mijenjaju po polumjeru. Zajedno s tim, zahtjevi kod zavarivanja i naknadnog popuštanja ne dopuštaju primjenu za zavarene rotore čelika visoke čvrstoće. Određeni je nedostatak zavarenog rotora otežana kontrola stanja materijala kod kapitalnog remonta.

Osnovna je karakteristika rada rotora visokog tlaka visoka temperatura u području dovođenja pare, koja dostiže vrijednosti 500°C do 510°C. Kod takvih temperatura dolazi do intenzivne pojave puzanja, koja ima za posljedicu relaksaciju naprezanja (sniženje naprezanja u elementima na račun prijelaza dijela elastične deformacije u plastičnu deformaciju puzanja). Npr. dodirni će se tlak između diska i vratila kod visoke temperature s vremenom smanjiti, potrebni broj okretaja oslobađanja će opadati i može doći do oslobađanja diska. Zbog toga upotreba navučenih elemenata u području visokih temperatura, a samim time i montažnih rotora nije moguće.

Osnovni je tip rotora za kućišta visokog tlaka monoblok kovani rotor, sl.5.30. koji se sastoji od vratila i diskova izrađenih od jednog komada. U obodima diskova izrađuju se kanali za ugradnju rotorskih lopatica. Svršishodnost korištenja monoblok kovanih rotora za kućišta visokog tlaka je dodatno opravdana s malim volumnim protocima pare, koji ne zahtijevaju otkivke velikih dimenzija čija je kvaliteta izrade otežana kod stadija lijevanja i kovanja.

Temperaturni uvjeti rada visokotlačnih kućišta turbina u nuklearnim elektranama omogućuju primjenu montažnih rotora. No isto tako manje poteškoće kod izrade, velika sigurnost, manje dimenzije i dobro ovladavanje proizvodnjom monoblok kovanih rotora daje im prednost i kod visokotlačnih rotora turbina u nuklearnim elektranama. Za turbine velikih snaga u nuklearnim elektranama koje imaju simetrična dvostrujna visoko tlačna kućišta može se kao racionalna pokazati zavarena konstrukcija, sl.5.31, koja ima veću krutost spram savijanja nego monoblok kovani rotor.

Izbor konstrukcije rotora kućišta srednjeg tlaka uvjetovan je s dva faktora: temperaturom pare na ulazu u kućište i omjerom volumnih protoka na ulazu i izlazu iz kućišta. Obično je temperatura na ulazu u srednjetačno kućište kod jedinica veće snage koje imaju međupregrijanje pare, na ulazu u srednjetačno kućište jednaka temperaturi svježe pare na ulazu u turbinu. To isključuje primjenu za rotor srednjeg tlaka montažni rotor. Ako je omjer specifičnih volumena velik, tada se koristi kombinirani rotor: njegov dio gdje ulazi para izrađuje se kao monoblok, a izlazni s navučenim diskovima, sl.5.32.

### **5.5.2. Radijalne parne turbine**

Kao što je poznato, u turbogradnji su našla primjenu dva tipa radijalnih parnih turbina: s mirujućim usmjeravajućim lopaticama i s dva kontrarotirajuća rotora (bez posebnih usmjeravajućih lopatica).

Na sl.5.33 prikazan je rotor višestupanjske turbine prvog tipa. Samo prvi (regulacijski) stupanj je izveden kao aksijalni i akcijski. Naredni su stupnjevi, smješteni na tri diska radijalni i reakcijski. Drugi disk ima lopatice s obje strane. Smjer strujanja pare prikazan je strelicama.

Sl.5.34 prikazuje konstrukciju s dva kontrarotirajuća rotora. Na njima su postavljeni kako radijalni, tako i aksijalni stupnjevi (posljednja dva). Svaki se od rotora sastoji od diska (1), koji nosi radijalne stupnjeve i koji je pomoću konične natezne ljuske navučen na dio vratila (2) (taj se dio pomoću vijaka spaja s vratilom generatora), diska (3), koji nosi četiri radijalna i dva aksijalna stupnja te diska (4), na kojem su smještene labirintne brtve. Lopatice su spojene s diskovima, a diskovi jedan s drugim pomoću specijalnih prstena.

### **5.5.3. Plinske turbine**

Rotori plinskih turbina se izvode pomoću diskova, u obliku bubnja ili su kombinacija diskova i bubnja, sl.5.35. Rotori izvedeni pomoću diskova koriste se više od ostalih tipova zbog svojih prednosti: rotor s diskovima bez centralnog provrta imaju višu čvrstoću prilikom djelovanja centrifugalnih sila, izrađeni su od pojedinačnih otkivaka manjih dimenzija i mogu se obrađivati neovisno, a rotor u obodu diska za pričvršćenje rotorskih lopatica izrađuju se pomoću najnovijih strojnih obrada. Kod rotora turbina s više stupnjeva izvedenih pomoću diskova, broj lopatica u turbinskim stupnjevima nije međusobno ovisan, i što je najznačajnije, moguća je aksijalna montaža čak i kada kućište i dijafragme nisu razdvojeni. Rotor s diskovima obično se primjenjuje kod jako opterećenih turbina, posebice kod turbina mlaznih motora zrakoplova. Rotori turbina s više stupnjeva izvode se kao sastavljeni, tj. spajanjem pojedinačnih diskova zajedno pomoću vijaka, zavrtneva i klinova te radijalnih klinova koji osiguravaju temperaturno rastezanje spojenih elemenata.

Rotori u obliku bubnja i kombinacija diskova s bubnjem veoma su slični po konstrukciji rotorima parnih turbina. Mogu biti izrađeni ih u potpunosti kovanjem ili zavarivanjem. Za turbine s malim protokom plina, rotor se izrađuje kovanjem zajedno s vratilom, sl.5.35.a i sl.5.35.b. Rotori koji se u potpunosti izrađuju kovanjem ograničeni su sa svojim promjerom pošto se komadi čiji promjer prelazi 1 m ne mogu točno iskovati. Zavareni rotor su lišeni tih ograničenja, sl.5.35.c i 5.35.d. Još je značajnije da zavareni rotor mogu sadržavati elemente izrađene od različitih kvaliteta čelika (tzv. kompozitni rotor).

Plinske se turbine kao što je rečeno najčešće izvode s rotorom koji se sastoji od diskova. Na sl.5.36 prikazan je rotor dvostupanjske turbine izrađen kovanjem, koji je spojen zavarivanjem s rotorom aksijalnog kompresora koji je izveden kao bubanj. Montažni je rotor prikazan na sl.5.37. Kod njega je disk posljednjeg stupnja iskovan zajedno s vratilom, dok su diskovi prethodna tri stupnja navučeni na vratilo. S lijeve strane dovodi se zrak, koji hladi diskove, koji prolazi kroz zazor između noga lopatica i diskova, a također kroz provrte u prijelaznim diskovima, koji zamjenjuju dijafragme između stupnjeva. Sličnu izvedbu hlađenja ima konstrukcija rotora prikazana na sl.5.38, kod koje su diskovi međusobno spojeni i s vratilom zaticima, koji omogućuju temperaturne deformacije međusobno spojenih elemenata.

Kao montažni izveden je i rotor prikazan na sl.5.39, gdje su dva diska turbine spojena s rotorom kompresora vijcima, čija je os paralelna s osi turbine. Rotor kompresora je izrađen kovanjem i ima aksijalni provrt malog promjera za kontrolu materijala. Na sl.5.40 prikazan je rotor u obliku bubnja, koji je spojkom spojen s rotorom četverostupanjskog centrifugalnog kompresora. Rotor turbine na sl.5.41 se sastoji od pet elemenata koji su spojeni vijcima. Centriranje se izvodi pomoću radijalnih proreza, koji omogućavaju neovisno radijalno izduženje diskova, koji imaju različite temperature. Rotor aksijalnog kompresora izveden je kao montažni pomoću navučenih diskova na vratilo. Kod plinskih turbina je svrsishodna primjena tzv. kompozitnih diskova, kod kojih se obod izrađuje od vatrootpornog austenitnog čelika (ili neke legure na osnovi nikla), a centralni dio od slabijeg čelika, npr. perlitne strukture. Izrada diska u potpunosti od austenitnog čelika je povezana s određenim

tehnološkim poteškoćama koje izostaju samo u slučaju ako se od toga čelika izrađuje otkivak u obliku prstena. Istovremeno centralni dio, koji radi u području nižih temperatura, može se lako izraditi od tehnoloških perlitnih čelika. Takav kompozitni disk je prikazan na sl.5.42.

Radijalno-aksijalne plinske turbine, ili centrifugalne kako se također nazivaju, primjenjuju se za plinsko-turbinska postrojenja male snage (500 kW) kod malih toplinskih padova. Turbina se obično izvodi kao jednostupanjska, a kompresor kao centrifugalni, sl.5.43. Rotor turbine i kompresora se spajaju na istu prirubnicu vratila. Kod nekih se konstrukcija oba rotora izvode kao jedan element od jednog odljevka ili otkivka. O načinima izvođenja hlađenja kod rotora plinskih turbina bilo je govora u poglavlju 4.3. Sada će biti prikazane neke od izvedbi konstrukcija diskova i rotora kod kojih su primijenjene izvedbe hlađenja spomenute u navedenom poglavlju. Kod diska na sl.5.44 primijenjeno je hlađenje pomoću radijalnog opstrujavanja. Zrak dolazi kroz provrte A u spojnom bubnju i kroz provrte u disku opstrujava njegovu površinu. Zbog prolaza rashladnog zraka dio zuba (na osma mjesta, a kod složenijih izvedbi na 16) zupčastog spoja diskova je odstranjen, te zrak može dolaziti na periferiju diskova. Zrak izlazi u protočni dio turbine kroz 35 provrta na obodu svakog diska.

Kod konstrukcije na sl.5.45 hlađenje je izvedeno pomoću zraka koji nastrojava na disk iz zajedničkog kolektora (1) kroz 16 provrta (2) promjera 6 mm. Kolektor je prikazan na sl.5.46. Disk drugog stupnja se hladi strujama zraka, koji se dovodi pomoću cijevi (1), sl.5.47, i pet manjih cjevčica (2). Zrak za hlađenje turbine koja pogoni generator dovodi se pomoću cijevi (3). Sve su struje usmjerene u područje noga lopatica, tj. okomito na površine diskova. Osim toga zrak se dovodi u brtve turbine, sl.5.45, zbog hlađenja centralnog dijela diskova i vratila. Puhala (3), koja su izrađena zajedno s vratilom, usisavaju hladni zrak iz strojarnice i ubacuju ga u prostor, stvarajući određeni zastor smjesi zraka i plina koja izlazi iz brtve. Ukupni je protok zraka za hlađenje 1,25% od protoka plina kroz turbinu. Temperatura diskova turbine koja pogoni kompresor kod punog opterećenja turbine ne prelazi 554°C, a u središtu diskova 486°C, dok razlika temperatura na tijelu diskova ne prelazi 100°C. Diskovi su izrađeni od austenitnog čelika EI572 (oznaka prema GOST-u).

Kod konstrukcije na sl.5.48 u osnovnom je primijenjeno hlađenje kroz zazole uz noge rotorskih lopatica i specijalne kanale u korijenu utora ispod lopatica. Zrak za hlađenje kroz labirintnu brtvu opstrujava prednju stranu diska prvog stupnja i kroz provrte u prirubnici vratila i u disku dolazi u prostor između diskova rotora. Zrak izlazi u protočni dio ispred prvog i drugog stupnja. Takvu principijelnu izvedbu imaju turbine niskog tlaka (koje pogone generator).

Za višestupanjske turbine svrsishodno je koristiti shemu koja je prikazana na sl.5.49. Kod prve varijante, sl.5.49.a, zrak za hlađenje opstrujava prednju površinu rotora i dospijeva u zazole noga rotorskih lopatica. Zatim se zrak usmjerava kroz kanale ispod skretnih lopatica u drugi stupanj i tako redom. Efikasnija je po rezultatima ispitivanja varijanta s međudovodjenjem zraka kroz statorske lopaticice drugog stupnja, sl.5.49.b. Za početnu temperaturu plina na ulazu u turbinu 700 do 760°C primjena hlađenja po toj varijanti omogućava izradu rotora od perlitnog čelika.

Kod konstrukcije na sl.5.50 primijenjena je tzv. paralelno-uzastopna shema hlađenja. Zrak iza kompresora kroz radijalne provrte dolazi u unutrašnju šupljinu rotora, otkuda se usmjerava u prostor između diskova prvog i drugog stupnja. Dalje se tok dijeli na dva paralelna toka; na stranu prvog stupnja i na stranu drugog i trećeg stupnja. Prolazeći kroz orebrene kanale, prvi tok zraka za hlađenje dolazi u protočni dio iza statorskih lopatica prvog stupnja. Ovdje se pridružuje zrak, koji je prošao kroz labirintnu brtvu i prstenasti kanal na periferiji rotora. Drugi tok prolazi kroz orebrene kanale drugog i trećeg stupnja i izlazi u protočni dio iza trećeg stupnja kroz provrte (3), sl.5.51, u "prigušnom" disku. Takav način hlađenja zahtjeva izvedbu kod rotora sigurno odvojene od toka plinova šupljine, iz koje se dovodi zrak za hlađenje. Procijepi između lopatica se brtve pomoću pločica (4). Ugradnja pločica u utore se izvodi s malim zazorima i omogućava dobru nepropusnost sustava. Tanka pregrada daje pločici elastičnost. Ukupni protok zraka za hlađenje prema proračunu je 2,5%, uz zazole ispod pločica 0,5 mm. Protok zraka kroz drugi i treći stupanj može se regulirati provrtima (3) u disku (2). Maksimalna temperatura rotora ispod lopatica trećeg stupnja je 390°C. Rotor je izrađen od perlitnog čelika EI415 (oznaka prema GOST-u).

## 6. PRORAČUN ČVRSTOĆE TURBINSKIH DISKOVA, BUBNJEVA I ROTORA

### 6.1. Osnovna diferencijalna jednadžba za tanki disk

Analizirati će se rotirajući, neravnomjerno po polumjeru zagrijavani disk, koji je simetričan s obzirom na ravninu koja je okomita na os vratila. Ta se ravnina naziva srednja ravnina diska. Kod izvoda jednadžbe se pretpostavlja, da su poprečne dimenzije diska male u usporedbi s njegovim promjerom, a kut nagiba bočnih površina profila tijela diska s obzirom na srednju ravninu je zanemariv. Normalna i smična naprezanja u ravninama koje su okomite na os vratila, te smična naprezanja u cilindričnim presjecima, koji su okomiti na srednju ravninu, zbog njihovih malih vrijednosti mogu se zanemariti. Stanje naprezanja diska može se uzeti kao dvodimenzionalno i osnosimetrično, a naprezanja su ravnomjerno raspodijeljena po njegovoj debljini. Brzina vrtnje ili kutna brzina, kod koje se računaju naprezanja u disku, zove se proračunska kutna brzina  $\omega$ ,  $s^{-1}$ , ih proračunski broj okretaja  $n$ ,  $s^{-1}$ .

Temperaturno polje se zadaje s funkcijom  $T = T(r)$ , koja se mijenja duž polumjera diska po proizvoljnom zakonu i ne ovisi o kutu  $\varphi$ . Primjenjuju se sljedeće oznake sa sl.6.1:

$r_0$  - polumjer centralnog provrta diska;

$r_a$  - vanjski polumjer diska;

$h(r)$  - promjenjiva debljina diska;

$\sigma_r$  - radijalno naprezanje, tj. normalno naprezanje koje djeluje na površinama koje su okomite na radijalni smjer;

$\sigma_t$  - tangencijalno naprezanje, tj. normalno naprezanje koje djeluje na površinama u ravnini koja prolazi kroz os vrtnje diska;

$u = u(r)$  - radijalni pomak ili premještanje cilindrične površine polumjera  $r$ ,

$\rho$  - specifična masa materijala diska;

$E(r)$  - modul elastičnosti materijala diska;

$\nu$  - Poissonov koeficijent.

Iz diska se izdvaja element koji je omeđen s dvije meridijalne ravnine pod kutom  $d\varphi$  i dvije cilindrične površine s polumjerima  $r$  i  $r + dr$ . Sile koje djeluju na izdvojeni element također su prikazane na sl.6.1. Centrifugalna sila izdvojenog elementa diska je:

$$dC = \rho \cdot \omega^2 \cdot h \cdot r^2 \cdot dr d\varphi$$

Sile koje izazivaju radijalna naprezanja su:

$$dN_r = h \cdot r \cdot \sigma_r d\varphi; \quad dN_r' = h \cdot r \cdot \sigma_r d\varphi + d(h \cdot r \cdot \sigma_r) d\varphi$$

Sila koja izaziva tangencijalna naprezanja je:

$$dN_t = h \cdot \sigma_t dr$$

Projicirajući sile koje djeluju na element na radijalni smjer dobiva se:

$$dC + dN_r' - dN_r - 2dN_t \cdot \sin\left(\frac{d\varphi}{2}\right) = 0$$

ili pošto je  $\sin(d\varphi/2) = d\varphi/2$ , to je:

$$\rho \cdot \omega^2 \cdot h \cdot r^2 \cdot dr d\varphi + d(h \cdot r \cdot \sigma_r) d\varphi - h \cdot \sigma_t dr d\varphi = 0$$

Nakon sređivanja se dobiva:

$$\frac{1}{h} \cdot \frac{d(h \cdot r \cdot \sigma_r)}{dr} - \sigma_t + \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 = 0 \quad (6-1.a)$$

Za određivanje  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  potrebna je još jedna jednačba koja povezuje ta naprezanja. Ona se dobiva iz analize deformacija diska. Veza između naprezanja i relativnih deformacija dana je Hookovim zakonom:

$$\begin{aligned} \varepsilon_r &= (\sigma_r - \nu \cdot \sigma_t)/E + \alpha \cdot T \\ \varepsilon_t &= (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)/E + \alpha \cdot T \end{aligned} \quad (6-2)$$

gdje  $\varepsilon_r$  - relativna deformacija u radijalnom smjeru;  
 $\varepsilon_t$  - relativna deformacija u tangencijalnom smjeru;  
 $\alpha = \alpha(r)$  - koeficijent linearnog toplinskog rastezanja materijala.

Modul elastičnosti također ovisi o temperaturi i zbog toga je također funkcija polumjera,  $E = E(r)$ . Kako je poznato, relativne su deformacije povezane s radijalnim pomakom preko sljedećih jednačbi:

$$\varepsilon_r = du/dr \quad \text{i} \quad \varepsilon_t = u/r$$

Zamijenivši u jednačbama (6-2)  $\varepsilon_r$  i  $\varepsilon_t$  s njihovim vrijednostima dobiva se:

$$\frac{du}{dr} = \frac{(\sigma_r - \nu \cdot \sigma_t)}{E} + \alpha \cdot T; \quad \frac{u}{r} = \frac{(\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r)}{E} + \alpha \cdot T \quad (6-3)$$

Eliminirajući iz jednačbi (6-3) pomak  $u$  dobiva se:

$$\frac{d}{dr} = \left[ \frac{r}{E} \cdot (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r) + r \cdot \alpha \cdot T \right] - \frac{(\sigma_r - \nu \cdot \sigma_t)}{E} - \alpha \cdot T = 0 \quad (6-1.b)$$

Jednačba (6-1.a) zajedno s jednačbom (6-1.b) u potpunosti određuje radijalna i tangencijalna naprezanja  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  uz zadane rubne uvjete. Rješenje dobivenog sustava jednačbe (6-1.a) i jednačbe (6-1.b) ekvivalentno je rješenju diferencijalne jednačbe drugog reda s pomakom  $u$  kao nepoznanicom. Iz jednačbi (6-3.a) izražavaju se  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  pomoću  $u$  i  $du/dr$ :

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{du}{dr} + \nu \cdot \frac{u}{r} \right) - \frac{E \cdot \alpha \cdot T}{1 - \nu} \quad (6-4.a)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{u}{r} + \nu \cdot \frac{du}{dr} \right) - \frac{E \cdot \alpha \cdot T}{1 - \nu} \quad (6-4.b)$$

Zamijenivši u jednačbi (6-1.a)  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  pomoću prethodno dobivenih izraza, dobiva se jednačba koja definira radijalni pomak  $u$ :

$$\begin{aligned} \frac{d^2u}{dr^2} + \left[ \frac{1}{E \cdot h} \cdot \frac{d(E \cdot h)}{dr} + \frac{1}{r} \right] \frac{du}{dr} + \left[ \frac{\nu}{r} \cdot \frac{1}{E \cdot h} \cdot \frac{d(E \cdot h)}{dr} - \frac{1}{r^2} \right] \cdot u = \\ = -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot r + (1 + \nu) \cdot \alpha \cdot T \left[ \frac{1}{h} \cdot \frac{dh}{dr} + \frac{1}{E \cdot \alpha \cdot T} \cdot \frac{d(E \cdot \alpha \cdot T)}{dr} \right] \end{aligned} \quad (6-5)$$

Ovdje je uzeto da Poissonov koeficijent  $\nu = konst.$  i da ne ovisi o temperaturi. Proračuni su pokazali da naprezanja u disku tek neznatno ovisno o promjeni veličine  $\nu$  u granicama 0,3 do 0,5 i zbog toga se ta promjena praktički može zanemariti.

Na temelju teorije linearnih diferencijalnih jednadžbi opće rješenje jednadžbe (6-5) može se prikazati u obliku:

$$u = A \cdot u_1(r) + B \cdot u_2(r) + \rho \cdot \omega^2 \cdot u_3(r) + \frac{d(E \cdot \alpha \cdot T)}{dr} \cdot u_4(r) \quad (6-6)$$

gdje  $A$  i  $B$  - konstante integracije određene na temelju rubnih uvjeta na vanjskom i unutarnjem polumjeru diska;

$u_1$  i  $u_2$  - integrali homogene jednadžbe;

$\rho \cdot \omega^2 \cdot u_3(r)$  - partikularni integral nehomogene jednadžbe koji odgovara opterećenju zbog centrifugalne sile;

$[d(\varepsilon \cdot \alpha \cdot T)/dr] \cdot u_4(r)$  - partikularni integral nehomogene jednadžbe koji odgovara temperaturnom opterećenju.

Rješenje diferencijalne jednadžbe (6-5) ili odgovarajućeg sustava diferencijalnih jednadžbi (6-1.a) i (6-1.b) u potpunosti je moguće samo za određene profile tijela diska. To se odnosi na profil konstantne debljine, konični profil, određene eksponencijalne profile (prije svega profil diska jednake čvrstoće), hiperbolični profil, profil koji se mijenja po zakonu kubne parabole, itd. Za konični profil i niz eksponencijalnih profila rješenja diferencijalnih jednadžbi mogu se dati u obliku konvergentnih redova. Treba napomenuti, da je dobivanje navedenih potpunih rješenja moguće samo uz pretpostavljanje određenih uvjeta na promjenu temperaturnog polja i na parametre elastičnosti materijala. U općenitom se slučaju rješenja kako sustava jednadžbi (6-1.a) i (6-1.b), tako i jednadžbe (6-5), mogu dobiti približnim numeričkim metodama.

## 6.2. Rubni uvjeti

*Vanjski polumjer.* Na vanjskom se polumjeru ( $r = r_a$ ) diska nalazi obod koji nosi rotorske lopatice, što se vidi iz sl.6.2. Pošto su dimenzije oboda u radijalnom smjeru male u usporedbi s vanjskim polumjerom diska, to se obod može analizirati kao tanki prsten i time smatrati tangencijalna naprezanja u njegovim presjecima konstantnima i jednakima tangencijalnim naprezanjima u disku za  $r = r_a'$ .

$$\sigma_t = \sigma_{t,a}$$

Izdvoja se element oboda koji zatvaraju dvije meridijalne ravnine, koje zatvaraju kut  $d\varphi$  i cilindrična površina polumjera  $r = r_a$ . Sile koje djeluju na izdvojeni element prikazane su na sl.6.2. Centrifugalna sila izdvojenog elementa oboda i u njemu pričvršćenih lopatica je jednaka:

$$dC = C \cdot \frac{d\varphi}{2\pi}; \quad C = C_l + C_{ob}$$

gdje  $C_l$  - centrifugalna sila radnog dijela svih rotorskih lopatica i njihovih veza (bandaža, spojne žice);

$C_{ob}$  - centrifugalna sila cijelog oboda s nogama lopatica i međukomadima.

$C_l$  i  $C_{ob}$  lako se izračunavaju ako je poznata geometrija lopatica i oboda. Sila zbog djelovanja radijalnih naprezanja je:

$$dN_r = h_a \cdot r_a \cdot \sigma_{r,a} \cdot d\varphi$$

gdje  $h_a$  - debljina diska za  $r = r_a$ ;

$\sigma_{r,a}$  - radijalno naprezanje u disku za  $r = r_a$ .

Sila zbog djelovanja tangencijalnih naprezanja je:

$$N_t = F_n \cdot \sigma_{t,a}$$

gdje  $F_n$  - površina presjeka oboda (bez noga lopatica).

Primjenjujući uvjet ravnoteže na izdvojeni element oboda, vrši se projiciranje svih sila koje djeluju na njega u radijalni smjer. Stavljajući  $\sin(d\varphi/2) = d\varphi/2$  zbog male veličine  $d\varphi$ , dobiva se:

$$\frac{C}{2\pi} = h_a \cdot r_a \cdot \sigma_{r,a} + F_n \cdot \sigma_{t,a}$$

$$\frac{C}{2\pi \cdot h_a \cdot r_a} = \sigma_{r,a} + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \sigma_{t,a}$$

Pretpostavlja se  $C/(2\pi \cdot h_a \cdot r_a) = \sigma_{r,a}'$ , kao radijalno naprezanje koje bi bilo na vanjskom polumjeru  $r = r_a$ , kad bi se u potpunosti centrifugalna sila oboda i lopatica prenosila na tijelo diska. Kako je obično  $\sigma_{t,a} > 0$ , to iz uvjeta ravnoteže slijedi da je  $\sigma_{r,a} < \sigma_{r,a}'$ . Kako se vidi obod predstavlja prsten koji u određenoj mjeri rasterećuje disk. Na kraju se dobiva:

$$\sigma_{r,a} = \sigma_{r,a}' - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \sigma_{t,a} \quad (6-7)$$

Ako su dimenzije oboda male (tj.  $F_n$  je mali) u usporedbi s dimenzijama diska ( $h_a$  i  $r_a$ ), to je drugi pribrojnik u jednadžbi (6-7) malen i praktički je u tom slučaju:

$$\sigma_{r,a} = \sigma_{r,a}' \quad (6-8)$$

Uvjet dan jednadžbom (6-8) koristi se kod proračuna diskova kod kojih su po obodu pomoću različitih oblika noga pričvršćene rotorske lopatice. Izrazi dani jednadžbom (6-7) i jednadžbom (6-8) su rubni uvjeti na vanjskom polumjeru diska. Za mirujući disk, koji se nalazi u opterećenom stanju zbog temperaturnog polja ili djelovanja radijalne sile na površini centralnog provrta (npr. zbog prednaprezanja prilikom navlačenja na vratilo),  $\sigma_{r,a} = 0$  i tada rubni uvjet na vanjskom polumjeru poprima oblik:

$$\sigma_{r,a} = -\frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \sigma_{t,a} \quad (6-9)$$

*Unutarnji polumjer.* Za disk sa slobodnim centralnim provrtom radijalne su sile na unutarnjem polumjeru jednake nuli. U tom slučaju za  $r = r_0$ :

$$\sigma_{r,0} = 0 \quad (6-10)$$

Takav se disk naziva slobodno rotirajući.

Ako je na površini centralnog provrta zadano tlačno naprezanje, npr.  $p$ , koje se želi ostvariti između diska i vratila kod proračunskog broja okretaja, to rubni uvjet na unutarnjem polumjeru za  $r = r_0$  ima oblik:

$$\sigma_{r,0} = -p \quad (6-11)$$

Kod navlačenja diska na vratilo s prednaprezanjem radijalno je naprezanje negativno pošto je tlačno.

U nekim se slučajevima disk izrađuje bez centralnog provrta, npr. kao što je slučaj kod diskova monoblok rotora. Tada su u centru diska za  $r = 0$  radijalna i tangencijalna naprezanja međusobno jednaka:

$$\sigma_{r,0} = \sigma_{t,0} \quad (6-12)$$

Taj uvjet slijedi iz činjenice da je radijalni pomak u centru diska jednak nuli. Rastavljajući radijalni pomak u red po polumjeru u blizini centra diska, dobiva se:

$$u = a_1 \cdot r + a_2 \cdot r^2 + \dots$$

Kad  $r \rightarrow 0$  dobiva se, da su deformacije u centru diska jednake i konačne:

$$\varepsilon_{r,0} = \left(\frac{du}{dr}\right)_{r=0} = \varepsilon_{t,0} = \left(\frac{u}{r}\right)_{r=0} = a_1$$

Polazeći od izraza danih jednadžbom (6-4.a) i jednadžbom (6-4.b) dobiva se uvjet dan jednadžbom (6-12). Rubni uvjeti, koji se javljaju kod navlačenja diska na vratilo s prednaprezanjem bit će još analizirani kasnije.

### 6.3. Istraživanje rješenja diferencijalnih jednadžbi opterećenog diska

Neka se sustav diferencijalnih jednadžbi (6-1.a) i (6-1.b) napiše u obliku:

$$\frac{d(h \cdot \sigma_r)}{dr} + \frac{\sigma_r + \sigma_t}{r} \cdot h = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h \quad (6-13.a)$$

$$v \cdot \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_r}{E} \right) - \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_t}{E} \right) + \frac{\sigma_r}{E} - v \cdot \frac{\sigma_t}{E} = -r \cdot \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \quad (6-13.b)$$

Na temelju teorije linearnih diferencijalnih jednadžbi opće se rješenje sustava jednadžbi (6-13.a) i (6-13.b) može predstaviti na sljedeći način:

$$\sigma_r = A \cdot f_1(r) + B \cdot f_2(r) + \rho \cdot \omega^2 \cdot f_3(r) + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot f_4(r) \quad (6-14.a)$$

$$\sigma_t = A \cdot \varphi_1(r) + B \cdot \varphi_2(r) + \rho \cdot \omega^2 \cdot \varphi_3(r) + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot \varphi_4(r) \quad (6-14.b)$$

gdje su  $A$  i  $B$  konstante integracije koje se određuju iz rubnih uvjeta na vanjskom i unutarnjem polumjeru diska,  $f_1(r)$  i  $\varphi_1(r)$  te  $f_2(r)$  i  $\varphi_2(r)$  su integrali sustava diferencijalnih jednadžbi bez slobodnih članova,  $\rho \cdot \omega^2 \cdot f_3(r)$  i  $\rho \cdot \omega^2 \cdot \varphi_3(r)$  su parcijalni integrali nehomogenog sustava jednadžbi koji odgovaraju naprezanjima zbog centrifugalne sile.  $[d(\alpha \cdot T)/dr] \cdot f_4(r)$  i  $[d(\alpha \cdot T)/dr] \cdot \varphi_4(r)$  su parcijalni integrali nehomogenog sustava jednadžbi koji odgovaraju temperaturnom opterećenju.

Neka je na površini centralnog provrta diska zadana tlačno naprezanje  $-p$ . U tom je slučaju rubni uvjet za  $r = r_0$ ;  $\sigma_{r,0} = -p$ . Na vanjskom je polumjeru tijela diska,  $r = r_a$ , rubni uvjet:

$$\sigma_{r,a} = \sigma_{r,a}' - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \sigma_{t,a}$$

Uvrštavajući te rubne uvjete u jednadžbe za naprezanje, jednadžbu (6-14.a) i jednadžbu (6-14.b), dobiva se:



$$\begin{aligned}
 A \cdot f_1(r_0) + B \cdot f_2(r_0) &= -p - \rho \cdot \omega^2 \cdot f_3(r_0) - f_4(r) \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_0} \\
 A \left[ f_1(r_a) + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \varphi_1(r_a) \right] + B \left[ f_2(r_a) + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \varphi_2(r_a) \right] &= \\
 = \sigma'_{r,a} - \left[ f_3(r_a) + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \varphi_3(r_a) \right] - \rho \cdot \omega^2 \left[ f_4(r_a) + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \varphi_4(r_a) \right] \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_a}
 \end{aligned}$$

Kako je  $\sigma'_{r,a}$  proporcionalno kvadratu frekvencije vrtnje, to se riješivši jednadžbe s obzirom na konstante  $A$  i  $B$  dobiva:

$$\begin{aligned}
 A &= A_1 \cdot p + A_2 \cdot \rho \cdot \omega^2 + A_3' \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_0} + A_3'' \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_a} \\
 B &= B_1 \cdot p + B_2 \cdot \rho \cdot \omega^2 + B_3' \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_0} + B_3'' \cdot \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_a}
 \end{aligned}$$

gdje  $A_1, B_1, \dots, B_3''$  ovise samo o geometrijskim parametrima diska i lopatica. Ako se ti izrazi uvrste u jednadžbu (6-14.a) i jednadžbu (6-14.b) dobiva se:

$$\begin{aligned}
 \sigma_r &= [A_1 \cdot f_1(r) + B_1 \cdot f_2(r)]p + [A_2 \cdot f_1(r) + B_2 \cdot f_2(r) + f_3(r)] \cdot \rho \cdot \omega^2 + \\
 &+ [A_3' \cdot f_1(r) + B_3' \cdot f_2(r)] \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_0} + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot f_4(r) + \\
 &+ [A_3'' \cdot f_1(r) + B_3'' \cdot f_2(r)] \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_a}
 \end{aligned} \tag{6-15.a}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_t &= [A_1 \cdot \varphi_1(r) + B_1 \cdot \varphi_2(r)]p + [A_2 \cdot \varphi_1(r) + B_2 \cdot \varphi_2(r) + \varphi_3(r)] \cdot \rho \cdot \omega^2 + \\
 &+ [A_3' \cdot \varphi_1(r) + B_3' \cdot \varphi_2(r)] \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_0} + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot \varphi_4(r) + \\
 &+ [A_3'' \cdot \varphi_1(r) + B_3'' \cdot \varphi_2(r)] \left. \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \right|_{r=r_a}
 \end{aligned} \tag{6-15.b}$$

Iz jednadžbe (6-15.a) i jednadžbe (6-15.b) slijedi da je kod mirujućeg i ravnomjerno grijanog diska opterećeno stanje izazvano samo radijalnim silama koje djeluju na površini centralnog provrta. Za taj su slučaj:

$$\sigma_{r,p} = [A_1 \cdot f_1(r) + B_1 \cdot f_2(r)]p \tag{6-16.a}$$

$$\sigma_{t,p} = [A_1 \cdot \varphi_1(r) + B_1 \cdot \varphi_2(r)]p \tag{6-16.b}$$

Za slobodno rotirajući i ravnomjerno grijani disk iz jednadžbe (6-15.a) i jednadžbe (6-15.b) slijedi:

$$\sigma_{r,n} = [A_2 \cdot f_1(r) + B_2 \cdot f_2(r) + f_3(r)] \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (6-17.a)$$

$$\sigma_{t,n} = [A_2 \cdot \varphi_1(r) + B_2 \cdot \varphi_2(r) + \varphi_3(r)] \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (6-17.b)$$

Od tuda slijedi, da su kod slobodno rotirajućeg, ravnomjerno grijanog diska naprezanja proporcionalna kvadratu frekvencije rotacije. Kod mirujućeg su diska, kod kojeg ne postoje radijalne sile na površini centralnog provrta,  $p = 0$ , naprezanja izazvana samo zbog temperaturnog polja u skladu s jednačbom (6-15.a) i jednačbom (6-15.b) jednaka:

$$\begin{aligned} \sigma_{r,T} = [A_3' \cdot f_1(r) + B_3' \cdot f_2(r)] \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \Big|_{r=r_0} + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot f_4(r) + \\ + [A_3'' \cdot f_1(r) + B_3'' \cdot f_2(r)] \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \Big|_{r=r_a} \end{aligned} \quad (6-18.a)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{t,T} = [A_3' \cdot \varphi_1(r) + B_3' \cdot \varphi_2(r)] \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \Big|_{r=r_0} + \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \cdot \varphi_4(r) + \\ + [A_3'' \cdot \varphi_1(r) + B_3'' \cdot \varphi_2(r)] \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \Big|_{r=r_a} \end{aligned} \quad (6-18.b)$$

U ravnomjerno grijanom disku, kako je već rečeno, temperaturna naprezanja izostaju. Osim toga, kako slijedi iz jednačbe (6-13.a) i jednačbe (6-13.b), naprezanja u tom slučaju ne ovise o modulu elastičnosti. Ti zaključci ne vrijede za diskove koji su navučeni s prednaprežanjem na vratilo što će biti analizirano u narednom poglavlju. Na taj je način, u općenitom slučaju kod rotirajućeg, neravnomjerno grijanog diska, kod kojeg na unutarnjoj površini djeluju radijalne sile, naprezanje zbroj tri komponente, koje su uvjetovane zadanim prednaprežanjem  $p$ , proračunskom frekvencijom vrtnje  $n$  i temperaturnim poljem  $T(r)$ , tj.:

$$\sigma_r = \sigma_{r,p} + \sigma_{r,n} + \sigma_{r,T}$$

$$\sigma_t = \sigma_{t,p} + \sigma_{t,n} + \sigma_{t,T}$$

gdje  $\sigma_{r,p}$ ,  $\sigma_{t,p}$  - radijalna i tangencijalna naprezanja u mirujućem i ravnomjerno grijanom disku, izazvana djelovanjem radijalne sile na površini provrta;

$\sigma_{r,n}$ ,  $\sigma_{t,n}$  - radijalna i tangencijalna naprezanja u slobodno rotirajućem ravnomjerno grijanom disku;

$\sigma_{r,T}$ ,  $\sigma_{t,T}$  - radijalna i tangencijalna naprezanja zbog temperaturnog polja u mirujućem disku sa slobodnom unutarnjom površinom.

Neka  $\sigma_r^{II}$  i  $\sigma_t^{II}$  zadovoljavaju homogeni sustav jednačbi (6-13.a) i (6-13.b):

$$\frac{d(h \cdot \sigma_r^{II})}{dr} + \frac{\sigma_r^{II} - \sigma_t^{II}}{r} \cdot h = 0 \quad (6-19.a)$$

$$v \cdot \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_r^{II}}{E} \right) - \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_t^{II}}{E} \right) + \frac{\sigma_r^{II}}{E} - v \cdot \frac{\sigma_t^{II}}{E} = 0 \quad (6-19.b)$$

Iz prethodnih se jednadžbi vidi, da naprezanja  $k\sigma_r^{II}$  i  $k\sigma_t^{II}$  (gdje je  $k$  proizvoljna konstanta) također zadovoljavaju sustav homogenih diferencijalnih jednadžbi (6-13.a) i (6-13.b). Neka su također  $\sigma_r^I$  i  $\sigma_t^I$  rješenja nehomogenog sustava diferencijalnih jednadžbi (6-13.a) i (6-13.b):

$$\frac{d(h \cdot \sigma_r^I)}{dr} + \frac{\sigma_r^I - \sigma_t^I}{r} \cdot h = \rho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h \quad (6-20.a)$$

$$v \cdot \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_r^I}{E} \right) - \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_t^I}{E} \right) + \frac{\sigma_r^I}{E} - v \cdot \frac{\sigma_t^I}{E} = -r \cdot \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \quad (6-20.b)$$

Ako se jednadžba (6-19.a) i jednadžba (6-19.b) pomnože s bilo kojim konstantnim brojem  $k$  te zbroje s jednadžbom (6-20.a) i jednadžbom (6-20.b) kao rezultat se dobiva:

$$\frac{d}{dr} [h \cdot (\sigma_r^I + k \cdot \sigma_r^{II})] + \frac{(\sigma_r^I + k \cdot \sigma_r^{II}) - (\sigma_t^I + k \cdot \sigma_t^{II})}{r} \cdot h = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h$$

$$v \cdot \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot (\sigma_r^I + k \cdot \sigma_r^{II})}{E} \right) - \frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot (\sigma_t^I + k \cdot \sigma_t^{II})}{E} \right) + \frac{(\sigma_r^I + k \cdot \sigma_r^{II})}{E} - v \cdot \frac{(\sigma_t^I + k \cdot \sigma_t^{II})}{E} = -r \cdot \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr}$$

U skladu s tim, naprezanja:

$$\sigma_r = \sigma_r^I + k \cdot \sigma_r^{II} \quad (6-21.a)$$

$$\sigma_t = \sigma_t^I + k \cdot \sigma_t^{II} \quad (6-21.b)$$

su rješenja sustava diferencijalnih jednadžbi (6-13.a) i (6-13.b) i definiraju napregnuto stanje neravnomjerno grijanog rotirajućeg diska.

#### 6.4. Rubni uvjeti kod navlačenja diska na vratilo s prednaprežanjem

Da bi se za vrijeme vrtnje ostvario čvrsti spoj između diska i vratila, disk se navlači na vratilo s određenim preklapom, tj. unutarnji se promjer diska izrađuje nešto manji nego vanjski promjer vratila. Navlačenje diska na vratilo se izvodi u toplom stanju, tako da se nakon njegovog hlađenja javljaju radijalna naprezanja između diska i vratila. Ona trebaju imati takvu veličinu, da bi kod vrtnje s radnim brojem okretaja i uz eventualno neravnomjerno zagrijavanje, između diska i vratila postojalo dovoljno tlačno naprezanje za očuvanje međusobnog položaja diska i vratila, tj. da ne dođe do pomicanja diska.

Neka je unutarnji polumjer diska u nedeformiranom stanju  $r_d$ , a vanjski polumjer vratila u istom stanju  $r_v$ , kao što prikazuje sl.6.3. Preklap s kojim se disk navlači na vratilo je:

$$\Delta = 2(r_v - r_d)$$

Neka su  $u_d$  i  $u_v$  radijalni pomaci diska i vratila (na mjestu njihovog kontakta) kod vrtnje rotora s brojem okretaja  $n$  i uz uzimanje u obzir neravnomjernog zagrijavanja, kada je tlačno naprezanje između diska i vratila očuvano (specijalno i za stanje mirovanja za  $n = 0$ ). Pri tome će unutarnji

polumjer diska biti jednak  $r_d + u_d$ , a vanjski polumjer vratila  $r_v + u_v$  i stoga za  $n = 0$   $u_d > 0$  a  $u_v < 0$ , sl.6.4, a za  $n \neq 0$   $u_d > 0$ , a  $u_v < 0$  ili  $u_v > 0$ , sl.6.4.a ili sl.6.4.b. Pošto je kod očuvanja kontaktnog naprezanja unutarnji polumjer diska jednak vanjskom polumjeru vratila to je:

$$\begin{aligned} r_d + u_d &= r_v + u_v \quad \text{ili} \\ r_v - r_d &= u_d - u_v = \frac{\Delta}{2} \end{aligned} \quad (6-22)$$

Jednadžba (6-22) uz zadano temperaturno polje vrijedi za sve frekvencije vrtnje rotora  $n$ , koje leže u području  $0 \leq n \leq n^*$ , gdje je  $n^*$  minimalna frekvencija vrtnje, kod koje je kontaktno naprezanje između diska i vratila jednako nuli. Ta se frekvencija vrtnje naziva *broj okretaja oslobađanja*. Smatra se, da je vratilo jednoliko zagrijano do temperature  $T_v$ , a temperatura diska je zadana funkcijom  $T(r)$ . Osim toga, pretpostavlja se da je modul elastičnosti materijala vratila jednak modulu elastičnosti materijala diska kod temperature na unutarnjem polumjeru. Tada koristeći jednadžbu (6-3.a) i jednadžbu (6-3.b) mogu se izraziti radijalni pomaci diska i vratila preko naprezanja:

$$\begin{aligned} u_d &= r_d \left[ \frac{\sigma_{t,0} - \nu \cdot \sigma_{r,0}}{E_0 + \alpha(r_0) \cdot T(r_0)} \right] \\ u_v &= r_v \left[ \frac{\sigma_{t,v} - \nu \cdot \sigma_{r,0}}{E_0 + \alpha_v \cdot T_v} \right] \end{aligned}$$

gdje  $E_0 = E(r_0)$  - modul elastičnosti materijala diska;

$\sigma_{r,0}$  - radijalno naprezanje koje je jednako kontaktnom naprezanju između diska i vratila;

$\sigma_{t,0}$  i  $\sigma_{t,v}$  - tangencijalno naprezanje na unutarnjem polumjeru diska odnosno vanjskom polumjeru vratila;

$\alpha(r_0)$ ,  $\alpha_v$  - koeficijenti linearnog toplinskog rastezanja materijala diska odnosno vratila.

Uvrstivši izraze za pomake u jednadžbu (6-22) i stavljajući  $r_d = r_v = r_0$  dobiva se:

$$\Delta = 2r_0 \left\{ \frac{(\sigma_{t,0} - \sigma_{t,v})}{E_0 + [(\alpha \cdot T)_0 - \alpha_v \cdot T_v]} \right\} \quad (6-23)$$

gdje je:

$$(\alpha \cdot T)_0 = \alpha(r_0) \cdot T(r_0)$$

Tangencijalna se naprezanja  $\sigma_{t,v}$  na vanjskoj površini vratila mogu s dovoljnom točnosi za praktične proračune odrediti ako se vratilo analizira kao beskonačno dugi rotirajući debeli cilindar opterećen s vanjskim tlakom. Tada će pri analizi ravninski opterećenog stanja u cilindru tangencijalna naprezanja na vanjskom polumjeru biti jednaka:

$$\sigma_{t,v} = \frac{1 + \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2} \cdot \sigma_{r,0} + \left[ (1 - \nu) + (3 + \nu) \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_0^2}{4} \quad (6-24.a)$$

a uz analizu ravninske deformacije:

$$\sigma_{t,v} = \frac{1 + \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2} \cdot \sigma_{r,0} + \frac{1}{1 - \nu} \left[ (1 - 2\nu) + (3 - 2\nu) \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_0^2}{4} \quad (6-24.b)$$

gdje  $r_p$  - polumjer centralnog (najdebljeg) dijela vratila.

Obje jednadžbe daju približno jednake rezultate. Dalje će se koristiti jednadžba (6-24.a). Ako se uvedu oznake:

$$C = \frac{1 + \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2} \quad (6-25.a)$$

$$D = \left[ (1 - \nu) + (3 + \nu) \left(\frac{r_p}{r_0}\right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_0^2}{4} \quad (6-25.b)$$

$$\Delta_T = 2[(\alpha \cdot T)_0 - \alpha_v \cdot T_v] \cdot r_0 \quad (6-25.c)$$

i u jednadžbi (6-23) se zamijeni  $\sigma_{t,v}$  s izrazom za njegovu vrijednost dobiva se:

$$\frac{2r_0}{E_0} [\sigma_{t,0} - C \cdot \sigma_{r,0} - D] = \Delta - \Delta_T \quad (6-26)$$

Dobivena jednakost je rubni uvjet na unutarnjem polumjeru diska ( $r = r_0$ ) kod navlačenja diska na vratilo s prednaprežanjem. Ona vrijedi za sve brojeve okretaja rotora  $n$ , koji leže u granicama  $0 \leq n \leq n^*$ . Ako se pomaci zbog temperaturnih razlika mogu zanemariti to u jednadžbi (6-26) treba staviti  $\Delta_T = 0$ . Dalje će se tražiti ovisnost, koja povezuje broj okretaja oslobađanja  $n^*$  s veličinom prednaprežanja i naprežanjima u disku. Kod broja okretaja oslobađanja radijalne su sile na unutarnjoj površini diska jednake nuli. Tada će u skladu s jednadžbom (6-15.a) tangencijalno naprežanje u disku za  $r = r_0$  biti jednako:

$$\sigma_{t,0}^* = \sigma_{t,n} + \sigma_{t,T}$$

gdje  $\sigma_{t,n}$  - naprežanje na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg i ravnomjerno grijanog diska kod broja okretaja oslobađanja;

$\sigma_{t,T}$  - temperaturno naprežanje na unutarnjem polumjeru mirujućeg diska sa slobodnom unutarnjom površinom.

Uvjet dan jednadžbom (6-26) kod broja okretaja oslobađanja poprima oblik:

$$\frac{2r_0[\sigma_{t,n}^* + \sigma_{t,T} - D^*]}{E_0} = \Delta - \Delta_T \quad (6-27)$$

gdje  $D^*$  - veličina dana jednadžbom (6-25.b) koja odgovara broju okretaja oslobađanja.

Uzimajući u obzir da su naprežanja u slobodno rotirajućem disku proporcionalna kvadratu broja okretaja i  $(\omega^*)^2 = \omega^2 (n^*/n)^2$  može se pisati:

$$\sigma_{t,n}^* = \sigma_{t,n} \left(\frac{n^*}{n}\right)^2 \quad \text{i} \quad D^* = D \left(\frac{n^*}{n}\right)^2$$

gdje  $\sigma_{t,n}$  - naprezanje u slobodno rotirajućem, ravnomjerno grijanom disku uz broj okretaja  $n$ .

Uvrštavajući prethodne izraze u jednadžbu (6-27) dobiva se:

$$(\sigma_{t,n} - D) \left(\frac{n^*}{n}\right)^2 = (\Delta - \Delta_T) \left(\frac{E_0}{2r_0}\right) - \sigma_{t,T}$$

od kuda proizlazi:

$$n^* = n \sqrt{\frac{(\Delta - \Delta_T) \left(\frac{E_0}{2r_0}\right) - \sigma_{t,T}}{\sigma_{t,n} - D}} \quad (6-28)$$

Ako je temperatura diska konstantna po polumjeru i može se zanemariti razlika između pomaka diska i vratila zbog temperature jednadžba (6-28) poprima oblik:

$$n^* = n \sqrt{\frac{\Delta \cdot E}{2r_0(\sigma_{t,n} - D)}} \quad (6-29)$$

Rubni uvjet dan jednadžbom (6-26) i ovisnosti dane jednadžbom (6-28) i jednadžbom (6-29) omogućavaju rješavanje različitih zadataka koji su vezani uz navlačenje diska na vratilo s prednaprezanjem:

- proračun rotirajućeg diska uz zadano kontaktno naprezanje između diska i vratila;
- proračun rotirajućeg diska uz zadano prednaprezanje;
- proračun rotirajućeg diska uz zadani broj okretaja oslobađanja;
- računanje naprezanja u mirujućem disku zbog navlačenja na vratilo s prednaprezanjem.

Primjerice, za posljednji slučaj rubni uvjet dan jednadžbom (6-26) kod  $n = 0$  poprima oblik:

$$\frac{2r_0}{E_0} (\sigma_{t,0}^m - C \cdot \sigma_{r,0}^m) = \Delta - \Delta_T \quad (6-30)$$

gdje  $\sigma_{t,0}^m$  i  $\sigma_{r,0}^m$  - naprezanja na unutarnjem polumjeru mirujućeg diska, izazvana njegovim navlačenjem na vratilo s preklapom i temperaturnim poljem.

## 6.5. Uvjeti diskontinuiteta

Diskovi parnih turbina imaju u pravilu stepenastu promjenu debljine profila, npr. kod prijelaza tijela diska na glavinu, sl.6.5.a. Zbog toga je za proračun diska potrebno osim diferencijalnih jednadžbi i rubnih uvjeta poznavati još i uvjete diskontinuiteta na mjestu stepenastog prijelaza od jedne debljine profila na drugu.

Analizirat će se u općenitom slučaju stepenasta promjena profila diska kod prijelaza od  $i$ -tog na  $(i + 1)$  dio, sl.6.5.b. Kod sastavljanja uvjeta diskontinuiteta pretpostavlja se da su naprezanja i deformacije kako u  $i$ -tom tako i u  $i + 1$  dijelu konstantni po debljini. To će biti u slučaju, ako se aksijalne dimenzije analiziranih dijelova na mjestu njihovog spajanja ne razlikuju bitno jedna od druge. U protivnom slučaju u jednom od dijelova radijalni pomaci u aksijalnom smjeru neće biti konstantni i u njemu će se javiti trodimenzionalno stanje naprezanja. Ovdje će se smatrati da pomaci po debljini diska na svim dijelovima ostaju konstantni.

Neka na mjestu gdje se spajaju dva dijela postoji skok temperature s  $T_i$  na  $T_{i+1}$ . Koeficijenti linearnog toplinskog rastezanja materijala kod tih su temperatura označeni s  $\alpha_i = \alpha(T_i)$  i  $\alpha_{i+1} = \alpha(T_{i+1})$ , a moduli elastičnosti  $E_i = E(T_i)$  i  $E_{i+1} = E(T_{i+1})$ .

Na mjestu prijelaza od  $i$ -tog na  $(i + 1)$  element izdvaja se segment omeđen s dvije meridijalne ravnine pod kutom  $d\varphi$  i dvije cilindrične plohe s polumjerima  $r_i - dr/2$  i  $r_i + dr/2$ . Sile koje djeluju na izdvojeni element prikazane su na sl.6.5.b i imaju vrijednosti:

$$\begin{aligned} dC &= \rho \cdot \omega^2 \cdot r_i^2 \cdot dF d\varphi \\ dN_{r,i} &= \sigma_{r,i} \cdot h_i \left( r_i - \frac{dr}{2} \right) d\varphi \\ dN_{r,i+1} &= \sigma_{r,i+1} \cdot h_{i+1} \left( r_i + \frac{dr}{2} \right) d\varphi \\ dN_t &= \sigma_{t,i} dF_i + \sigma_{t,i+1} dF_{i+1} \end{aligned}$$

gdje  $dF = dF_i + dF_{i+1}$ .

Uvjet ravnoteže segmenta uz projekciju sila na radijalni smjer glasi:

$$\sigma_{r,i} \cdot h_i \left( r_i - \frac{dr}{2} \right) - \sigma_{r,i+1} \cdot h_{i+1} \left( r_i + \frac{dr}{2} \right) + \sigma_{t,i} dF_i + \sigma_{t,i+1} dF_{i+1} - \rho \cdot \omega^2 \cdot r_i^2 \cdot dF = 0$$

Neka  $dr \rightarrow 0$ . Tada će također i  $dF$  težiti ka 0. Kao rezultat se dobiva:

$$\sigma_{r,i} \cdot h_i = \sigma_{r,i+1} \cdot h_{i+1}$$

otkuda slijedi:

$$\sigma_{r,i+1} = \frac{h_i}{h_{i+1}} \cdot \sigma_{r,i} \quad (6-31.a)$$

Uvjet dan jednadžbom (6-31.a) je jedan od uvjeta diskontinuiteta koji povezuje radijalna naprezanja. Za dobivanje drugog uvjeta, koji povezuje tangencijalna naprezanja, analizirat će se radijalni pomaci  $i$ -tog i  $i + 1$  elementa za  $r = r_i$ :

$$\begin{aligned} u_i &= r_i \left[ \frac{(\sigma_{t,i} - \nu \cdot \sigma_{r,i})}{E_i + \alpha_i \cdot T_i} \right] \\ u_{i+1} &= r_i \left[ \frac{(\sigma_{t,i+1} - \nu \cdot \sigma_{r,i+1})}{E_{i+1} + \alpha_{i+1} \cdot T_{i+1}} \right] \end{aligned}$$

Pošto ti pomaci trebaju biti međusobno jednaki i uzimajući  $E_i = E_{i+1} = (E_i + E_{i+1})/2 = E_{i,i+1}$  može se napisati:

$$(\sigma_{t,i} - \nu \cdot \sigma_{r,i}) + E_{i,i+1} \cdot \alpha_i \cdot T_i = (\sigma_{t,i+1} - \nu \cdot \sigma_{r,i+1}) + E_{i,i+1} \cdot \alpha_{i+1} \cdot T_{i+1}$$

otkuda slijedi:

$$\sigma_{t,i+1} = \sigma_{t,i} + \nu(\sigma_{r,i+1} - \sigma_{r,i}) - E_{i,i+1}(\alpha_{i+1} \cdot T_{i+1} - \alpha_i \cdot T_i) \quad (6-31.b)$$

To je i drugi uvjet diskontinuiteta koji povezuje tangencijalna naprezanja. Uvjeti dani jednadžbom (6-31.a) i jednadžbom (6-31.b) mogu se napisati i u drugom obliku ako se uvede oznaka:

$$\Delta\sigma_{r,i:i+1} = \sigma_{r,i+1} - \sigma_{r,i} - \left(\frac{h_i}{h_{i+1}} - 1\right) \cdot \sigma_{r,i} \quad (6-32)$$

Tada uvjeti dani s jednadžbom (6-31.a) i jednadžbom (6-31.b) poprimaju oblik:

$$\sigma_{r,i+1} = \sigma_{r,i} + \Delta\sigma_{r,i:i+1} \quad (6-33.a)$$

$$\sigma_{t,i+1} = \sigma_{t,i} + \nu \cdot \Delta\sigma_{r,i:i+1} - E_{i,i+1}(\alpha_{i+1} \cdot T_{i+1} - \alpha_i \cdot T_i) \quad (6-33.b)$$

Uvjeti diskontinuiteta za slučaj prijelaza s glavine diska na njegovo tijelo uz pretpostavku da su temperature glavine i tijela diska međusobno jednake,  $T_g = T_d$ , izgledaju, sl.6.5.a:

$$\sigma_{r,d} = \frac{h_g}{h_d} \cdot \sigma_{r,g} \quad (6-34.a)$$

$$\sigma_{t,d} = \sigma_{t,g} + \nu \cdot (\sigma_{r,d} - \sigma_{r,g}) \quad (6-34.b)$$

gdje  $\sigma_{r,g}$ ,  $\sigma_{r,d}$  - radijalna naprezanja u glavini i u tijelu diska na polumjeru  $r = r_g$ ;  
 $\sigma_{t,g}$ ,  $\sigma_{t,d}$  - tangencijalna naprezanja u glavini i u tijelu diska na polumjeru  $r = r_g$ .

## 6.6. Disk jednake debljine

Za disk jednake (konstantne) debljine, sl.6.6,  $h = konst.$  U tom slučaju uz konstantne parametre elastičnosti, tj.  $E = konst.$  i  $\nu = konst.$  jednadžba (6-5) poprima oblik:

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{1}{r^2} \cdot u = -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot r + (1 + \nu) \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \quad (6-35.a)$$

ili:

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r \cdot u) \right] = -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot r + (1 + \nu) \frac{d(\alpha \cdot T)}{dr} \quad (6-35.b)$$

što nije teško provjeriti diferenciranjem.

Uzastopnim se integriranjem dobiva:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (r \cdot u) &= -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot \frac{r^2}{2} + (1 + \nu) \cdot \alpha \cdot T + 2C_1 \\ u &= -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot \frac{r^3}{8} + \frac{(1 + \nu)}{r} \cdot \int_{r_0}^r (r \cdot \alpha \cdot T) dr + C_1 \cdot r + \frac{C_2}{r} \end{aligned} \quad (6-36)$$

gdje  $C_1$  i  $C_2$  - konstante integracije.



Uvrstivši jednadžbu (6-36) u jednadžbu (6-4.a) i jednadžbu (6-4.b) za naprezanja dobiva se:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 - \frac{E}{r^2} \int_{r_0}^r (r \cdot \alpha \cdot T) dr \quad (6-37.a)$$

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} - \frac{1 + 3\nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 + \frac{E}{r^2} \int_{r_0}^r (r \cdot \alpha \cdot T) dr - E \cdot \alpha \cdot T \quad (6-37.b)$$

gdje su  $A = E \cdot C_1 / (1 - \nu)$  i  $B = E \cdot C_2 / (1 + \nu)$ .

Konstante  $A$  i  $B$  određuju se iz rubnih uvjeta na unutarnjem i vanjskom polumjeru diska.

Prvo će se analizirati rotirajući ravnomjerno grijani disk ( $T = konst.$ ). Kod takvog diska kako je već prethodno rečeno temperaturna naprezanja ne postoje i u jednadžbi (6-37.a) i jednadžbi (6-37.b) pribrojnici koji sadrže temperaturu otpadaju.

Neka su radijalna naprezanja na unutarnjem polumjeru diska ( $r = r_0$ )  $\sigma_{r,0}$ , a na vanjskom ( $r = r_a$ )  $\sigma_{r,a}$ . Tada se konstante  $A$  i  $B$  određuju iz sljedećih jednadžbi:

$$\sigma_{r,0} = A - \frac{B}{r_0^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_0^2$$

$$\sigma_{r,a} = A - \frac{B}{r_a^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2$$

pa je:

$$A = \sigma_{r,0} + (\sigma_{r,a} - \sigma_{r,0}) \frac{1}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2\right]$$

$$B = (\sigma_{r,a} - \sigma_{r,0}) \frac{r_0^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_0^2 \cdot r_a^2$$

Uvrstivši jednadžbe za  $A$  i  $B$  u jednadžbu (6-37.a) i jednadžbu (6-37.b) dobivaju se izrazi za naprezanja u rotirajućem ravnomjerno grijanom disku s centralnim provrtom:

$$\sigma_r = \sigma_{r,0} + (\sigma_{r,a} - \sigma_{r,0}) \frac{1 - \left(\frac{r_0}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 - \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 - \left(\frac{r}{r_a}\right)^2\right] \quad (6-38.a)$$

$$\sigma_t = \sigma_{r,0} + (\sigma_{r,a} - \sigma_{r,0}) \frac{1 + \left(\frac{r_0}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2 + \left(\frac{r_0}{r}\right)^2 - \left(\frac{1 + 3\nu}{3 + \nu}\right) \left(\frac{r}{r_a}\right)^2\right] \quad (6-38.b)$$

Za puni disk bez provrta konstanta  $B$  je jednaka nuli, pošto bi u protivnom slučaju naprezanja u centru diska imala beskonačnu vrijednost, što je fizikalno nemoguće. Uvrštavajući u jednadžbu (6-37.a) i jednadžbu (6-37.b)  $B = 0$  i zanemarivajući članove zbog temperature dobiva se:

$$\sigma_r^* = A - \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

$$\sigma_t^* = A - \frac{1 + 3\nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2$$

Konstanta  $A$  se određuje iz uvjeta na vanjskom polumjeru:

$$A = \sigma_{r,a} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2$$

pa se naprezanja u rotirajućem ravnomjerno grijanom disku određuju po jednadžbama :

$$\sigma_r^* = \sigma_{r,a} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_a} \right)^2 \right] \quad (6-39.a)$$

$$\sigma_t^* = \sigma_{r,a} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \right) \left( \frac{r}{r_a} \right)^2 \right] \quad (6-39.b)$$

Usporediti će se naprezanja u disku s centralnim provrtom i u punom disku. Neka se pretpostavi da su radijalna naprezanja na unutarnjem polumjeru diska s provrtom jednaka nuli,  $\sigma_{r,a} = 0$ . Najveća su naprezanja u svakoj točki duž polumjera toga a i kod drugih diskova tangencijalna. Maksimalne vrijednosti ta naprezanja dostižu na unutarnjem polumjeru,  $r = r_0$ , kod diska s centralnim provrtom i u centru,  $r = 0$ , za puni disk. Iz jednadžbe (6-38.a), jednadžbe (6-38.b), jednadžbe (6-39.a) i jednadžbe (6-39.b) dobiva se:

$$\sigma_{t,0} = 2 \left\{ \frac{\sigma_{r,a}}{1 - \left( \frac{r_0}{r_a} \right)^2} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \cdot \left[ 1 - \frac{1 - \nu}{3 + \nu} \left( \frac{r_0}{r_a} \right)^2 \right] \right\}$$

$$\sigma_{t,0}^* = \sigma_{r,a} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2$$

otkuda je vidljivo da je  $\sigma_{t,0} > 2\sigma_{t,0}^*$ .

Neka je polumjer  $r_0$  unutarnjeg provrta malen u usporedbi s vanjskim polumjerom  $r_a$ . Ako se zanemari član  $(r_0/r_a)^2$ , to izraz za maksimalna naprezanja na unutarnjem polumjeru,  $r = r_0$ , diska s provrtom ima oblik:

$$\sigma_{t,0} = 2 \left( \sigma_{r,a} + \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2 \right)$$

tj. u tom slučaju je  $\sigma_{t,0} = 2\sigma_t^*$ .

Na taj način, postojanje kod diska centralnog provrta već jako malog polumjera povećava tangencijalno (maksimalno) naprezanje na unutarnjem polumjeru više nego za dva puta u usporedbi s njegovom vrijednosti kod punog diska.

Uvrštavajući u jednadžbu (6-38.a) i jednadžbu (6-38.b) te jednadžbu (6-39.a) i jednadžbu (6-39.b)  $\sigma_{r,0} = 0$  i  $\sigma_{r,a} = 0$  dobivaju se jednadžbe za naprezanja u rotirajućem disku (sa i bez centralnog provrta) uz odsustvo sila na unutarnjem i vanjskom polumjeru. Raspodjela naprezanja duž polumjera je dana na sl.6.7. Na apscisi je nanesen omjer  $r/r_a$ , a na ordinati  $\sigma_r/\sigma$  i  $\sigma_t/\sigma$ , gdje je:

$$\sigma = \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_a^2$$

Krivulje su konstruirane za diskove s različitim relativnim polumjerima centralnog provrta  $R_0 = r_0/r_a$ . Kako se vidi iz krivulja centralni provrt čak malog promjera (u usporedbi s vanjskim promjerom diska) izaziva koncentraciju naprezanja (s koeficijentom koncentracije jednakim približno dva) u području neposredno do provrta. S udaljšavanjem od provrta naprezanja opadaju i približavaju se vrijednostima za puni disk (za male vrijednosti  $R_0$ ).

Tangencijalna naprezanja na unutarnjem polumjeru diska (maksimalna - krivulja *mn*) povećavaju se ne za više od 20% kod promjene relativnog polumjera provrta  $R_0$  od jako male veličine do jedinice. Za  $R_0 = (r_0/r_a) \rightarrow 0$  radijalna naprezanja u skladu s jednađbom (6-38.a) i jednađbom (6-38.b) također će težiti nuli, a tangencijalna naprezanjima u slobodno rotirajućem prstenu čija je vrijednost dana jednađbom:

$$\sigma_0 = \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \quad (6-40)$$

Sada će se analizirati mirujući ( $\omega = 0$ ) neravnomjerno grijani disk. Jednađba (6-37.a) i jednađba (6-37.b) za naprezanja u tom slučaju imaju oblik:

$$\sigma_r = A - \frac{B}{r^2} - E \cdot J_T(r) \quad (6-41.a)$$

$$\sigma_t = A + \frac{B}{r^2} + E \cdot J_T(r) - E \cdot \alpha \cdot T \quad (6-41.b)$$

gdje je:

$$J_T(r) = \frac{1}{r^2} \int_{r_0}^r (r \cdot \alpha \cdot T) dr$$

Dalje će se pretpostaviti da su radijalna naprezanja na unutarnjem i vanjskom polumjeru jednaka nuli. Tada se proizvoljne konstante  $A$  i  $B$  određuju iz uvjeta:

$$A - \frac{B}{r_0^2} = 0$$

$$A - \frac{B}{r_a^2} - E \cdot J_T(r_a) = 0$$

otkuda se dobiva:

$$A = \frac{1}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} \cdot E \cdot J_T(r_a)$$

$$A = \frac{r_0^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} \cdot E \cdot J_T(r_a)$$

Uvrstivši izraze za  $A$  i  $B$  u jednađbu (6-41.a) i jednađbu (6-41.b) dobivaju se jednađbe za temperaturna naprezanja u mirujućem neravnomjerno grijanom disku:

$$\sigma_{r,T} = E \left[ \frac{1 - \left(\frac{r_0}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} \cdot J_T(r_a) - J_T(r) \right] \quad (6-42.a)$$

$$\sigma_{t,T} = E \left[ \frac{1 + \left(\frac{r_0}{r}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_a}\right)^2} \cdot J_T(r_a) + J_T(r) \right] - E \cdot \alpha \cdot T(r) \quad (6-42.b)$$

Ako je disk pun, tada se kao i u prethodnim slučajevima iz fizikalnih razloga stavlja da je konstanta  $B$  jednaka 0. Druga se konstanta  $A$  određuje iz uvjeta na vanjskom polumjeru diska:

$$A = E \cdot J_T(r_a)$$

Jednadžbe za temperaturna naprezanja u punom disku imat će oblik:

$$\sigma_{r,T} = E[J_T(r_a) - J_T(r)] \quad (6-43.a)$$

$$\sigma_{t,T} = E[J_T(r_a) - J_T(r)] - E \cdot \alpha \cdot T(r) \quad (6-43.b)$$

Dalje će biti dane jednadžbe za računanje integrala  $J_T(r)$  za neke pojedinačne slučajeve promjene temperature po polumjeru diska.

Koeficijent linearnog toplinskog rastezanja uzet je konstantnim po polumjeru,  $\alpha = konst.$  Temperatura po polumjeru diska neka se mijenja po linearnom zakonu:

$$T(r) = T_0 + (T_a - T_0) \frac{r - r_0}{r_a - r_0} \quad (6-44)$$

Nakon uvođenja oznake  $R = r/r_0$  uz  $r_0 \leq r \leq r_a$ ,  $1 \leq R \leq R_a$  dobiva se:

$$T(R) = T_0 + (T_a - T_0) \frac{R - 1}{R_a - 1}$$

gdje je  $T_0 = T(r_0)$  i  $T_a = T(r_a)$ . Nakon integriranja se dobiva:

$$J_T = \frac{\alpha \cdot T_0}{2} \left(1 - \frac{1}{R^2}\right) \left[1 + \frac{T_a - T_0}{T_0} \frac{1}{R_a - 1} \left(\frac{2R^3 - 1}{3R^2 - 1} - 1\right)\right] \quad (6-45)$$

Ako se temperatura po polumjeru diska mijenja po logaritamskom zakonu:

$$T(r) = T_0 + (T_a - T_0) \frac{\ln(r - r_0)}{\ln(r_a - r_0)} \quad (6-46)$$

ili:

$$T(R) = T_0 + (T_a - T_0) \frac{\ln R}{\ln R_a}$$

Nakon integriranja se dobiva:

$$J_T = \frac{\alpha \cdot T_0}{2} \left(1 - \frac{1}{R^2}\right) \left[1 + \frac{T_a - T_0}{T_0} \frac{1}{\ln R_a} \left(\frac{R^2}{R^2 - 1} \ln R - \frac{1}{2}\right)\right] \quad (6-47)$$

Ako se temperatura po polumjeru punog diska mijenja po kvadratnom zakonu:

$$T(r) = T_0 + (T_a - T_0) \frac{r^2}{r_a^2} \quad (6-48)$$

u tom slučaju:

$$J_T = \frac{\alpha \cdot T_0}{2} \left[1 + \frac{1}{2} \frac{T_a - T_0}{T_0} \left(\frac{r}{r_a}\right)^2\right] \quad (6-49)$$

Računajući vrijednosti integrala  $J_T(r)$  uz zadani zakon promjene temperature i koristeći jednadžbu (6-42.a) i jednadžbu (6-42.b) ili jednadžbu (6-43.a) i jednadžbu (6-43.b) može se odrediti temperaturno naprezanje u bilo kojoj točki diska s provrtom ili bez njega.

Za praktičnu upotrebu svrsishodno je imati jednadžbe za naprezanja  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  u ovisnosti o naprezanjima na bilo kojem polumjeru diska. Neka je za  $r = r_1$ , sl.6.6:

$$\sigma_r = \sigma_{r,1} \quad ; \quad \sigma_t = \sigma_{t,1} \quad (6-50)$$

Tada za određivanje konstanti  $A$  i  $B$  u skladu s jednadžbom (6-37.a) i jednadžbom (6-37.b) stoje na raspolaganju jednadžbe:

$$\begin{aligned} \sigma_{r,1} &= A - \frac{B}{r_1^2} - \frac{3 + \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_1^2 - E \cdot J_T(r_1) \\ \sigma_{t,1} &= A + \frac{B}{r_1^2} - \frac{1 - 3\nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_1^2 + E \cdot J_T(r_1) - E \cdot \alpha \cdot T(r_1) \end{aligned}$$

otkuda se dobiva:

$$A = \frac{1}{2} (\sigma_{r,1} + \sigma_{t,1}) + \frac{1 + \nu}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_1^2 + \frac{1}{2} E \cdot \alpha \cdot T(r_1) \quad (6-51.a)$$

$$B = -\frac{r_1^2}{2} (\sigma_{r,1} - \sigma_{t,1}) - \frac{1 - \nu}{8} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r_1^4 - E \cdot r_1^2 \cdot J_T(r_1) + \frac{r_1^2}{2} E \cdot \alpha \cdot T(r) \quad (6-51.b)$$

Uvrštavajući jednadžbu (6-51.a) i jednadžbu (6-51.b) u jednadžbu (6-37.a) i jednadžbu (6-37.b) na kraju se dobiva:

$$\sigma_r = (1 - \lambda) \sigma_{r,1} + \lambda \sigma_{t,1} + \beta \Omega(r_1) + \theta_1(r_1) \quad (6-52.a)$$

$$\sigma_t = \lambda \sigma_{r,1} + (1 - \lambda) \sigma_{t,1} + \delta \Omega(r_1) + \theta_2(r_1) \quad (6-52.b)$$

gdje su:

$$\lambda = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{1}{\left(\frac{r}{r_1}\right)^2} \right]$$

$$\Omega(r_1) = \rho \cdot \omega^2 \cdot r_1^2$$

$$\beta = \frac{1+\nu}{4} + \frac{1-\nu}{8} \frac{1}{\left(\frac{r}{r_1}\right)^2} - \frac{3+\nu}{8} \left(\frac{r}{r_1}\right)^2$$

$$\delta = \frac{1+\nu}{4} - \frac{1-\nu}{8} \frac{1}{\left(\frac{r}{r_1}\right)^2} - \frac{1+3\nu}{8} \left(\frac{r}{r_1}\right)^2$$

$$\theta_1(r_1) = E \left\{ \lambda \cdot \alpha \cdot T(r_1) + \left[ \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 J_T(r_1) - J_T(r) \right] \right\}$$

$$\theta_2(r_1) = E \left\{ (1-\lambda) \cdot \alpha \cdot T(r_1) - \alpha \cdot T(r) - \left[ \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 J_T(r_1) - J_T(r) \right] \right\}$$

Na sl.6.8 do sl.6.10 dane su krivulje ovisnosti  $\lambda$ ,  $\beta$ ,  $\delta$  o  $r/r_1$  za  $\nu = 0,3$ .

Kao primjer bit će izvedene jednačbe za određivanje naprezanja u rotirajućem, neravnomjerno grijanom disku konstantne debljine, navučenom na vratilo s prednaprezanjem. Neka je na vanjskom polumjeru diska za  $r = r_a$ ,  $\sigma_r = \sigma_{r,a}$ . Preklop s kojim je disk navučen na vratilo ima vrijednost  $\Delta$ . Temperatura vratila je konstantna po polumjeru i iznosi  $T_v$ . Temperatura diska je zadana funkcijom  $T = T(r)$ , čija vrijednost za  $r = r_a$  je  $T = T_a$ , a za  $r = r_0$ ,  $T = T_0$ . Za rješenje zadatka koriste se jednačba (6-52.a) i jednačba (6-52.b) u kojima se uzima  $r_1 = r_a$ ,  $\sigma_{r,1} = \sigma_{r,a}$  i  $\sigma_{t,1} = \sigma_{t,a}$ . Tada su naprezanja na bilo kojem polumjeru diska:

$$\sigma_r = (1-\lambda)\sigma_{r,a} + \lambda\sigma_{t,a} + \beta\Omega(r_a) + \theta_1(r_a) \quad (6-53.a)$$

$$\sigma_t = \lambda\sigma_{r,a} + (1-\lambda)\sigma_{t,a} + \delta\Omega(r_a) + \theta_2(r_a) \quad (6-53.b)$$

U tim je jednačbama vrijednost naprezanja  $\sigma_{r,a}$  zadana, dok se nepoznata vrijednost naprezanja  $\sigma_{t,a}$  određuje iz uvjeta na unutarnjem polumjeru, jednačba (6-26), za disk navučen na vratilo s prednaprezanjem.

Na unutarnjem polumjeru,  $r = r_0$ , su:

$$\sigma_{r,0} = (1-\lambda)\sigma_{r,a} + \lambda\sigma_{t,a} + \beta\Omega(r_a) + \theta_1(r_a)$$

$$\sigma_{t,0} = \lambda\sigma_{r,a} + (1-\lambda)\sigma_{t,a} + \delta\Omega(r_a) + \theta_2(r_a)$$

gdje se  $\lambda$ ,  $\beta$  i  $\delta$  određuju iz krivulja danih na sl.6.8 do sl.6.10 za  $r/r_1 = r_0/r_a$ :

$$\theta_1(r_a) = E \left[ \lambda \cdot \alpha \cdot T_a + \left(\frac{r_a}{r_0}\right)^2 J_T(r_a) \right]$$

$$\theta_2(r_a) = E \left[ (1-\lambda) \cdot \alpha \cdot T_a - \alpha \cdot T_0 - \left(\frac{r_a}{r_0}\right)^2 J_T(r_a) \right]$$

$$J_T(r_0) = 0$$

Uvrštavajući  $\sigma_{r,0}$  i  $\sigma_{t,0}$  u uvjet dan jednadžbom (6-26), dobiva se jednadžba u kojoj je nepoznanica veličina  $\sigma_{t,n}$ , otkuda na kraju proizilazi:

$$\sigma_{t,a} = \frac{\frac{E(\Delta - \Delta_T)}{(2r_0)} + D - (\delta - C\beta) \cdot \Omega(r_a) - [\theta_2(r_a) - C\theta_1(r_a)]}{1 - \lambda(1 + C)} - \frac{\lambda - C(1 - \lambda)}{1 - \lambda(1 + C)} \sigma_{r,a}$$

Izračunavši  $\sigma_{t,a}$  mogu se izračunati naprezanja na bilo kojem polumjeru diska prema jednadžbi (6-53.a) i jednadžbi (6-53.b).

## 6.7. Konični disk

Analizirat će se rotirajući ravnomjerno grijani disk koničnog profila, sl.6.11 . Jednadžba profila tijela diska može se predstaviti u obliku:

$$h = \frac{R - r}{R} h_0$$

gdje  $R$  - polumjer punog konusa ( $h = 0$ ), a  $h_0$  je debljina diska za  $r = r_0$ .

Ako se pređe na relativnu koordinatu  $t = r/R$  za  $0 \leq r \leq R$  i  $0 \leq t \leq 1$  tada je  $h = (1 - t)h_0$ .

Uvodeći novu traženu funkciju  $X = u/t$  i zamijenivši u jednadžbi (6-5)  $h$  s njegovom vrijednosti, te također pretpostavljajući  $T = konst.$ , dobiva se:

$$X'' + \frac{4t - 3}{t(t - 1)} X' + \frac{1 - \nu}{t(t - 1)} X = -\rho \cdot \omega^2 \frac{1 - \nu^2}{E} R^3 \quad (6-54)$$

Homogena jednadžba jednadžbe (6-54) je hipergeometrijska diferencijalna jednadžba. Njeni se integrali  $X_1$  i  $X_2$  izražavaju u obliku beskonačnih redova i za praktično korištenje mogu biti dani u obliku krivulja ili tablica. Partikularni integral jednadžbe (6-54) traži se u obliku:

$$X^* = at^2 + bt + c$$

Uvrstivši u jednadžbu i izjednačivši koeficijente uz iste potencije  $t$  na desnoj i lijevoj strani, pronalaze se  $a$ ,  $b$  i  $c$ . Kao rezultat se dobiva:

$$X^* = \frac{(1 - \nu^2)}{(11 + \nu)} \frac{1}{E} \rho \cdot \omega^2 \cdot R^3 \left[ t^2 - \frac{3 + \nu}{5 + \nu} t - \frac{3(3 + \nu)}{(5 + \nu)(1 + \nu)} \right]$$

Opći integral jednadžbe (6-54) imat će oblik:

$$X = A'^{X_1} + B'^{X_2} + X^*$$

gdje su  $A'$  i  $B'$  konstante integracije. Poznavajući  $X$ , pronalazi se  $u = tX$  i dalje po jednadžbi (6-4.a) i jednadžbi (6-4.b) naprezanja. Posljednja se mogu dati u obliku:

$$\sigma_r = Ap_1 + Bp_2 + \Omega_k p_c \quad (6-55.a)$$

$$\sigma_t = Aq_1 + Bq_2 + \Omega_k q_c \quad (6-55.b)$$

gdje su  $A$  i  $B$  proizvoljne konstante koje se određuju iz rubnih uvjeta;  $p_1$  i  $q_1$  su rješenja koja odgovaraju integralu  $u_1 = t X_1$ , a  $p_2$  i  $q_2$  integralu  $u_2 = t X_2$  i  $\Omega_k = \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2$ .

Rješenja  $p_c$  i  $q_c$ , koja odgovaraju partikularnom integralu  $u^* = t X^*$  određuju se iz relacija:

$$p_c = \frac{df(t)}{dt} + \nu \frac{f(t)}{t}; \quad q_c = \frac{f(t)}{t} + \nu \frac{df(t)}{dt}$$

gdje je:

$$f(t) = -\frac{t}{11 + \nu} \left[ t^2 - \frac{3 + \nu}{5 + \nu} t - \frac{3(3 + \nu)}{(5 + \nu)(1 + \nu)} \right]$$

Rješenja  $p_1$  i  $q_1$ ,  $p_2$  i  $q_2$  izražavaju se u obliku beskonačnih redova. Njihove brojčane vrijednosti mogu biti dane (uz zadani Poissonov koeficijent  $\nu$ ) u obliku krivulja ih tabelarna u ovisnosti o  $t = r/R$ . U tablici 6.1 su dane brojčane vrijednosti za  $p_1$  i  $q_1$ ,  $p_2$  i  $q_2$  a također i  $p_c$  i  $q_c$  u ovisnosti  $t = r/R$  za  $\nu = 0,3$ .

Rješenja  $p_1$  i  $q_1$  imaju beskonačne vrijednosti na vanjskom polumjeru konusa ( $r = R$ ,  $t = 1$ ), a  $p_2$  i  $q_2$  na osi diska ( $r = 0$ ,  $t = 0$ ). U skladu s tim, za disk s punim konusom treba staviti  $A = 0$ , a konstantu  $B$  odrediti iz rubnih uvjeta na unutarnjem polumjeru. Za konični disk bez centralnog provrta potrebno je staviti da je konstanta  $B$  jednaka nuli, a  $A$  se određuje iz rubnih uvjeta na vanjskom polumjeru. Za disk s punim konusom i bez centralnog provrta konstante  $A$  i  $B$  su jednake nuli.

Kod diskova parnih turbina konični dio ima centralni provrt, a na vanjskom je polumjeru ograničen s cilindričnom površinom. U tom se slučaju  $A$  i  $B$  određuju iz rubnih uvjeta na unutarnjem i vanjskom polumjeru koničnog diska. Ako je na nekom polumjeru  $r = r_1$ , sl.6.11, zadano radijalno i tangencijalno naprezanje  $\sigma_r = \sigma_{r,1}$  i  $\sigma_t = \sigma_{t,1}$ , tada se konstante  $A$  i  $B$  mogu izraziti preko tih naprezanja. Odredivši kod  $t_1 = r_1/R$  vrijednosti  $p_1 = p'_1, \dots, q_c = q'_c$  i uvrstivši te vrijednosti, a također i vrijednosti zadanih naprezanja u jednažbi (6-55.a) i jednažbi (6-55.b) određuju se  $A$  i  $B$ :

$$A = \frac{q_2'(\sigma_{r,1} - p_c' \cdot \Omega_k) - p_2'(\sigma_{t,1} - q_c' \Omega_k)}{p_1' \cdot q_2' - p_2' \cdot q_1'} \quad (6-56.a)$$

$$B = \frac{p_1'(\sigma_{t,1} - q_c' \cdot \Omega_k) - q_1'(\sigma_{r,1} - p_c' \Omega_k)}{p_1' \cdot q_2' - p_2' \cdot q_1'} \quad (6-56.b)$$

## 6.8. Disk s eksponencijalnim profilom tijela i disk jednake čvrstoće

Analiza eksponencijalnih profila provest će se prvo na profilu diska jednake čvrstoće, koji se izdvaja od ostalih zbog praktičnih razloga koje taj profil ima. Pretpostavlja se da su radijalna i tangencijalna naprezanja u disku konstantna (neovisna o polumjeru) i međusobno jednaka:

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_0$$

Treba odrediti profil koji zadovoljava taj uvjet. Uvrštavajući u jednažbu (6-1.a)  $\sigma_r = \sigma_t = \sigma_0$  dobiva se:

$$\frac{dh}{dr} + \frac{1}{\sigma_0} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot h \cdot r = 0$$

Ta jednažba dozvoljava razdvajanje varijabli:



$$\frac{dh}{h} = -\rho \cdot \frac{\omega^2}{\sigma_0} \cdot r \, dr$$

Integrirajući se dobiva:

$$\ln h = -\frac{\rho \cdot \omega^2}{2\sigma_0} \cdot r^2 + A$$

Konstanta integracije  $A$  određuje se iz uvjeta na vanjskom polumjeru:  $r = r_a$ ,  $h = h_a$  otkuda slijedi:

$$A = \ln h_a + \frac{\rho \cdot \omega^2}{2\sigma_0} \cdot r_a^2$$

Uvrštavajući vrijednost za konstantu  $A$  u prethodno dobiveno rješenje na kraju se dobiva:

$$h = h_a \exp\left[\frac{\rho \cdot \omega^2}{2\sigma_0} (r_a^2 - r^2)\right] \quad (6-57)$$

Na taj je način dobiven izraz za profil diska jednake čvrstoće, sl.6.12, kod kojeg su radijalna i tangencijalna naprezanja konstantna i međusobno jednaka. Dobiveni profil je samo specijalni slučaj eksponencijalnih profila. Analizirat će se eksponencijalni profili u općenitijem obliku, koje definira jednadžba:

$$h = h_a (r_a/r)^{(k^2+1)/(k-\nu)} \exp[c(r_a^{3-k} - r^{3-k})] \quad (6-58)$$

gdje  $h_a$  - debljina diska za  $r = r_a$ ;

$$c = \frac{a}{b(k+\nu)(3-k)}; \quad a = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \rho \cdot \omega^2$$

$b, k$  - konstante, pri čemu je  $k \neq 3$ .

Za  $k = 3$  profil diska je hiperboličan:

$$h = h_a \left(\frac{r_a}{r}\right)^{\frac{(8b+a)}{b(3+\nu)}}$$

Rješenje diferencijalne jednadžbe (6-5) uz konstantnu temperaturu ( $T = konst.$ ) i uz debljinu profila, zadanu s jednadžbom (6-58) može se predstaviti u obliku:

$$u = A \cdot u_1 + B \cdot u_2 + b \cdot r^k \quad (6-59)$$

gdje  $u_1$  i  $u_2$  - partikularni integrali jednadžbe (6-5) bez slobodnog člana;

$b \cdot r^k$  - partikularni integral jednadžbe (6-5) sa slobodnim članom.

Rješenja  $u_1$  i  $u_2$  daju se u obliku beskonačnih redova, koji su hipergeometrijske funkcije te za praktičnu primjenu zahtijevaju proračunske tablice.

Pošto u disku jednake čvrstoće naprezanja u svim točkama trebaju biti jednaka, to sile koje se javljaju na unutarnjoj i vanjskoj cilindričnoj površini, koje ograničavaju profil tijela diska, trebaju biti jednake konstantnom vlačnom naprezanju  $\sigma_0$ . Na unutarnjoj površini rotirajućeg diska vlačne su sile praktički neostvarive. Zbog toga diskovi s profilom tijela jednake čvrstoće trebaju biti izvedeni bez centralnog provrta. Zato se takvi diskovi zavaruju u rotor ili spajaju s prirubicama i vijcima.

Na vanjskom polumjeru diska treba zadovoljiti uvjet dan jednačbom (6-7) ili jednačbom (6-8). Poznajući centrifugalnu silu svih rotorskih lopatica i oboda diska i zadajući vrijednost  $h_a$ , pronalazi se iz jednog od tih uvjeta:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{r,a'}}{1 + F_n/(h_a \cdot r_a)} \quad \text{ili} \quad \sigma_0 = \sigma_{r,a'}$$

gdje je  $\sigma'_{r,a} = (C_{ob} + C_l)/(2\pi \cdot h_a \cdot r_a)$ .

Nakon toga se pomoću jednačbe (6-57) može izračunati debljina diska na bilo kojem polumjeru. Uvrštavajući  $r = 0$  iz jednačbe (6-57) se dobiva:

$$\ln \frac{h_0}{h_a} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2\sigma_0} \cdot r_a^2 = \frac{\rho}{2\sigma_0} \cdot u_a^2$$

gdje je  $h_0$  debljina diska za  $r = 0$ , a  $u_a = \omega \cdot r_a$  obodna brzina na obodu diska za  $r = r_a$ .

Debljina diska u centru jako brzo raste s povećanjem obodne brzine na obodu. Ta činjenica ograničava primjenu diskova s profilom jednake čvrstoće. U praksi se kod zavarenih rotora primjenjuju diskovi, koji su bliski diskovima jednake čvrstoće, no s jednostavnijim profilom. U centralnom dijelu debljina diska je obično konstantna, a prijelaz na obod se izvodi s koničnim profilom.

Kod profiliranja visokopterećenih diskova s centralnim provrtom, za izjednačavanje naprezanja duž polumjera, tijelo diska se izvodi konično, a u centralnom se dijelu debljina povećava s glavinom. Praktički kod stvarnih konstrukcija nije moguće duž polumjera ostvariti jednaku čvrstoću, ni kod diskova s provrtom ni bez provrta.

## 6.9. Približne metode proračuna diskova

Iz svega prethodnog slijedi da su ili sustav diferencijalnih jednačbi (6-1.a) i (6-1.b) ili diferencijalna jednačba (6-5) za tanke diskove rješivi u zatvorenom obliku samo uz konstantne parametre elastičnosti i za profile određenog geometrijskog oblika, od kojih su neki prethodno analizirani. U ostalim je slučajevima potrebno ili zadavati raspodjelu naprezanja i odrediti odgovarajući profil diska, ili primijeniti približne metode rješavanja jednačbe za zadani proizvoljni profil.

Zadatak profiliranja diska prema zadanim naprezanjima nije zauzeo u turbogradnji značajnije mjesto, pošto se obično zadaju dimenzije diska koje proizlaze iz konstruktivnih osobitosti protočnog dijela turbine i tehnoloških zahtjeva njihove izrade, a tek potom se provodi proračun provjere čvrstoće. Na taj se način, zadatak približnih metoda sastoji u računanju naprezanja u disku zadanih dimenzija i oblika. Za rješenje tog zadatka predložen je čitav niz približnih metoda, od kojih se najčešće koristi *metoda dva proračuna*, koja predstavlja metodu početnih parametara, temeljenu na korištenju zatvorenih rješenja za pojedini profil, i metoda uzastopnih približenja, koja se sastoji u numeričkom integriranju sustava osnovnih diferencijalnih jednačbi.

Za proračun "debelih" diskova široko se primjenjuju univerzalne numeričke metode, kao što je npr. *metoda konačnih elemenata*. Za proračun monoblok kovanih i zavarenih rotora zbog prirode zadatka numeričke metode ostaju kao jedine, te daju najvjerniju sliku njihovog napregnutog stanja.

### 6.9.1. Metoda dva proračuna

Metoda dva proračuna se temelji na korištenju zatvorenih rješenja, dobivenih za određeni profil diska. Kod korištenja proračunske sheme disk se dijeli po polumjeru na nekoliko dijelova, s tim da svaki dio predstavlja sada disk jednake debljine, konični ili nekog drugog profila, koji dopušta zatvoreno rješenje osnovne diferencijalne jednačbe (6-5). Kod proračuna se na granicama između pojedinih dijelova zadovoljavaju uvjeti diskontinuiteta dani s jednačbom (6-33.a) i jednačbom (6-33.b), te rubni uvjeti na vanjskom i unutarnjem polumjeru. U granicama svakog od dijelova rješenje diferencijalnih jednačbi sadrži dvije proizvoljne konstante, te u skladu s tim, kod dijeljenja diska na  $i$

dijelova potrebno je odrediti  $2i$  konstanti. Za njihovo određivanje postoje dva rubna uvjeta i  $2(i - 1)$  uvjeta diskontinuiteta. Pošto je rješavanje sustava jednačbi za određivanje proizvoljnih konstanti jako teško, to se za računanje naprezanja u disku primjenjuje specijalni algoritam koji se naziva *metoda dva proračuna*. Ta metoda će se analizirati na primjeru proračuna diska koji ima glavinu konstantne debljine i tijelo koničnog oblika, sl.6.13. Postojanje oboda se uzima u obzir preko rubnog uvjeta, jednačba (6-7). Također će se pretpostaviti da je disk jednoliko zagrijan i da se vrti s određenim brojem okretaja.

Naprezanja u glavini mogu se izračunati po jednačbi (6-52.a) i jednačbi (6-52.b) za profil jednake debljine. U tijelu diska ( $r_g \leq r \leq r_a$ , sl.6.13) naprezanja se računaju po jednačbi (6-55.a) i jednačbi (6-55.b), dobivenima za konični profil, kod kojih se konstante  $A$  i  $B$  računaju prema jednačbi (6-56.a) i jednačbi (6-56.b). Proračun se može voditi od unutarnjeg polumjera (od glavine) k vanjskom polumjeru (obodu) ili obrnuto. Analizirat će se proračun diska od glavine prema obodu diska. Proračun naprezanja provodi se pomoću dva proračuna. U prvom se slučaju računaju naprezanja u rotirajućem disku ( $\omega \neq 0$ ). Na unutarnjem se polumjeru glavine uzimaju radijalna naprezanja koja su jednaka zadanim. Kao što je već rečeno, za diskove sa slobodnim centralnim provrtom kod  $r = r_0$ ,  $\sigma_r = \sigma_{r,0} = 0$ ; za diskove koji su navučeni na vratilo s prednaprežanjem, za  $r = r_0$ ,  $\sigma_r = -p$ , gdje je  $p$  tlak između diska i vratila.

Također se zadaje tangencijalno naprežanje na unutarnjem polumjeru glavine. Na taj način za  $r = r_0$ ,  $\sigma^{(1)}_{r,0} = \sigma_{r,0}$ , a  $\sigma^{(1)}_{t,0}$  je jednako bilo kojem broju. Poznajući za glavinu naprežanja  $\sigma^{(1)}_{r,0}$  i  $\sigma^{(1)}_{t,0}$  na unutarnjem polumjeru, mogu se odrediti po jednačbi (6-52.a) i jednačbi (6-52.b) naprežanja  $\sigma^{(1)}_{r,g}$  i  $\sigma^{(1)}_{t,g}$  na vanjskom polumjeru ( $r = r_g$ ):

$$\sigma^{(1)}_{r,g} = (1 - \lambda)\sigma^{(1)}_{r,0} + \lambda \cdot \sigma^{(1)}_{t,0} + \beta \cdot \Omega(r_0)$$

$$\sigma^{(1)}_{t,g} = \lambda \cdot \sigma^{(1)}_{r,0} + (1 - \lambda)\sigma^{(1)}_{t,0} + \delta \cdot \Omega(r_0)$$

gdje  $\Omega(r_0) = \rho \cdot \omega^2 / r_0^2$ , a  $\lambda$ ,  $\beta$  i  $\delta$  određuju se prema krivuljama (sl.6.8 do sl.6.10) u ovisnosti od  $r_g/r_0$  ili po jednačbi (6-52.a) i jednačbi (6-52.b). Iz uvjeta diskontinuiteta, jednačba (6-34.a) i jednačba (6-34.b), određuju se naprežanja na unutarnjem polumjeru tijela diska ( $r = r_g$ ):

$$\sigma^{(1)}_{r,d} = A \cdot p_1 + B \cdot p_2 + \Omega_k \cdot p_c$$

$$\sigma^{(1)}_{t,d} = A \cdot q_1 + B \cdot q_2 + \Omega_k \cdot q_c$$

Prema jednačbi (6-55.a) i jednačbi (6-55.b) računaju se naprežanja na vanjskom polumjeru koničnog tijela ( $r = r_a$ ):

$$\sigma^{(1)}_{r,a} = A \cdot p_1 + B \cdot p_2 + \Omega_k \cdot p_c$$

$$\sigma^{(1)}_{t,a} = A \cdot q_1 + B \cdot q_2 + \Omega_k \cdot q_c$$

gdje se  $p_1, \dots, q_c$  određuju iz tablice 6.1 u ovisnosti o  $r_a/R$ ;  $A$  i  $B$  se računaju prema jednačbi (6-56.a) i jednačbi (6-56.b) pomoću  $p'_1, \dots, q'_c$ , koji se određuju iz tablice 6.1 u ovisnosti o  $r_g/R$ .

U drugom se proračunu analizira mirujući disk ( $\omega = 0$ ). Na unutarnjem se polumjeru glavine radijalna naprežanja uzimaju jednaka nuli, a tangencijalna bilo kojem broju različitom od nule, tj. na  $r = r_0$ ,  $\sigma^{(2)}_{r,0}$ , a  $\sigma^{(2)}_{t,0}$  je jednako bilo kojem broju različitom od nule. Analogno prethodnom određuju se naprežanja na vanjskom polumjeru tijela diska ( $r = r_a$ ):  $\sigma^{(2)}_{r,a}$  i  $\sigma^{(2)}_{t,a}$ . Pišu se jednačbe:

$$\sigma_r = \sigma^{(1)}_r + k \cdot \sigma^{(2)}_r \quad (6-60.a)$$

$$\sigma_t = \sigma^{(1)}_t + k \cdot \sigma^{(2)}_t \quad (6-60.b)$$

gdje su s indeksom (1) označena naprezanja koja su dobivena kod prvog proračuna ( $\omega \neq 0$ ), a s indeksom (2) u drugom ( $\omega = 0$ );  $k$  je konstanta koju treba odrediti.

Jednadžba (6-60.a) i jednadžba (6-60.b) su rješenja diferencijalnih jednadžbi za rotirajući disk. Kod toga na unutarnjem polumjeru diska ( $r = r_a$ )  $\sigma_r = \sigma_{r,0}$ , tj. ovdje je zadovoljen rubni uvjet. Pošto  $\sigma^{(1)}_r$  i  $\sigma^{(2)}_r$ , a također i  $\sigma^{(1)}_t$  i  $\sigma^{(2)}_t$  zadovoljavaju uvjete na mjestu spoja tijela diska s glavinom, to također iste uvjete zadovoljavaju i  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$ . Za cjelokupno rješenje zadatka potrebno je još zadovoljiti uvjet na vanjskom polumjeru diska.

Rubni uvjet na vanjskom polumjeru ( $r = r_a$ ) tijela diska zadovoljava se izborom odgovarajuće vrijednosti  $k$ . Iz jednadžbe (6-60.a) i jednadžbe (6-60.b) za  $r = r_a$  dobiva se:

$$\sigma_{r,a} = \sigma^{(1)}_{r,a} + k \cdot \sigma^{(2)}_{r,a}$$

$$\sigma_{t,a} = \sigma^{(1)}_{t,a} + k \cdot \sigma^{(2)}_{t,a}$$

Uvrstivši prethodne vrijednosti u granični uvjet dan jednadžbom (6-7), dobiva se jednadžba za određivanje  $k$ :

$$\sigma^{(1)}_{r,a} + k \cdot \sigma^{(2)}_{r,a} = \sigma'_{r,a} - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} (\sigma^{(1)}_{t,a} + k \cdot \sigma^{(2)}_{t,a})$$

Odredivši  $k$ , može se izračunati naprezanje u bilo kojoj točki diska po jednadžbi (6-60.a) i jednadžbi (6-60.b).

Sada će se analizirati proračun diska od oboda k glavini. Analogno prethodnom, proračun naprezanja se provodi metodom dva proračuna. U prvom se proračunu računaju naprezanja u rotirajućem disku. Na vanjskom polumjeru tijela diska ( $r = r_a$ ) zadaje se proizvoljna vrijednost  $\sigma^{(1)}_{t,a}$ , a iz rubnog se uvjeta danog jednadžbom (6-7) izračuna:

$$\sigma^{(1)}_{r,a} = \sigma'_{r,a} - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \sigma^{(1)}_{t,a} \quad (6-61)$$

Također se može obrnuto zadati proizvoljna vrijednost  $\sigma^{(1)}_{r,a}$  i iz jednadžbe (6-7) izračunati  $\sigma^{(1)}_{t,a}$ . Poznavajući vrijednosti naprezanja  $\sigma^{(1)}_{r,a}$  i  $\sigma^{(1)}_{t,a}$  na vanjskom polumjeru koničnog tijela diska, po jednadžbi (6-55.a) i jednadžbi (6-55.b) određuju se naprezanja  $\sigma^{(1)}_{r,d}$  i  $\sigma^{(1)}_{t,d}$  na mjestu prijelaza tijela na glavinu ( $r = r_g$ ):

$$\sigma^{(1)}_{r,d} = A \cdot p_1 + B \cdot p_2 + \Omega_k \cdot p_c$$

$$\sigma^{(1)}_{t,d} = A \cdot q_1 + B \cdot q_2 + \Omega_k \cdot q_c$$

gdje se  $p_1, \dots, q_c$  određuju iz tablice 6.1 u ovisnosti o  $r_g/R$ ;  $A$  i  $B$  se računaju prema jednadžbi (6-56.a) i jednadžbi (6-56.b) pomoću  $p_1', \dots, q_c'$ , koji se određuju iz tablice 6.1 u ovisnosti o  $r_a/R$ .

Naprezanja na vanjskom polumjeru glavine određuju se iz uvjeta diskontinuiteta, jednadžba (6-34):

$$\sigma^{(1)}_{r,g} = (h_d/h_g) \cdot \sigma^{(1)}_{r,d}$$

$$\sigma^{(1)}_{t,g} = \sigma^{(1)}_{t,d} + \nu \cdot \left( \frac{h_d}{h_g} - 1 \right) \cdot \sigma^{(1)}_{r,d}$$

Prema jednadžbi (6-52.a) i jednadžbi (6-52.b) računaju se naprezanja na unutarnjem polumjeru glavine ( $r = r_0$ ):

$$\sigma_{r,0}^{(1)} = (1 - \lambda) \cdot \sigma_{r,g}^{(1)} + \lambda \cdot \sigma_{t,g}^{(1)} + \beta \cdot \Omega(r_g)$$

$$\sigma_{t,0}^{(1)} = \lambda \cdot \sigma_{r,g}^{(1)} + (1 - \lambda) \cdot \sigma_{t,g}^{(1)} + \delta \cdot \Omega(r_g)$$

gdje  $\Omega(r_g) = \rho \cdot \omega^2 / r_g^2$ , a  $\lambda$ ,  $\beta$  i  $\delta$  se određuju prema krivuljama na sl.6.8 do sl.6.10 u ovisnosti o  $r_0/r_g$  ili po jednadžbi (6-52.a) i jednadžbi (6-52.b).

U drugom se proračunu analizira mirujući disk ( $\omega = 0$ ). Na vanjskom polumjeru tijela diska ( $r = r_a$ ) zadaje se proizvoljna vrijednost (različita od nule)  $\sigma_{t,a}^{(2)}$  (ili  $\sigma_{r,a}^{(2)}$ ). Iz rubnog uvjeta danog jednadžbom (6-9) određuje se  $\sigma_{r,a}^{(2)}$  (ili  $\sigma_{t,a}^{(2)}$ ):

$$\sigma_{r,a}^{(2)} = -\frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \sigma_{t,a}^{(2)} \quad (6-62)$$

Provodeći proračun diska slično kao i u prethodnom slučaju, određuju se na unutarnjem polumjeru glavine ( $r = r_0$ ) naprezanja  $\sigma_{r,0}^{(2)}$  i  $\sigma_{t,0}^{(2)}$ . Pišu se jednadžbe:

$$\sigma_r = \sigma_r^{(1)} + k \cdot \sigma_r^{(2)} \quad (6-63.a)$$

$$\sigma_t = \sigma_t^{(1)} + k \cdot \sigma_t^{(2)} \quad (6-63.b)$$

Prethodne dvije jednadžbe su rješenja diferencijalnih jednadžbi za rotirajući disk. Pošto  $\sigma_{r,a}^{(1)}$  i  $\sigma_{t,a}^{(1)}$  zadovoljavaju rubni uvjet dan jednadžbom (6-61), a  $\sigma_{r,a}^{(2)}$  i  $\sigma_{t,a}^{(2)}$  uvjet dan jednadžbom (6-62) to:

$$\sigma_{r,a} = \sigma_{r,a}^{(1)} + k \cdot \sigma_{r,a}^{(2)} \quad (6-64.a)$$

$$\sigma_{t,a} = \sigma_{t,a}^{(1)} + k \cdot \sigma_{t,a}^{(2)} \quad (6-64.b)$$

također zadovoljavaju rubni uvjet na vanjskom polumjeru diska. Nije teško pokazati da  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  zadovoljavaju i uvjete diskontinuiteta na mjestu prijelaza tijela diska na glavinu.

Konstanta  $k$  se određuje iz rubnog uvjeta na unutarnjem polumjeru diska ( $r = r_0$ ), gdje je:

$$\sigma_{r,0} = \sigma_{r,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{r,0}^{(2)} \quad (6-65.a)$$

$$\sigma_{t,0} = \sigma_{t,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{t,0}^{(2)} \quad (6-65.b)$$

Analizirat će se neki pojedinačni slučajevi rubnih uvjeta na unutarnjem polumjeru diska.

1. Na unutarnjoj površini centralnog provrta zadano je tlačno naprezanje između diska i vratila kod proračunskog broja okretaja koje je jednako  $-p$ . U tom slučaju je na  $r = r_0$ ,  $\sigma_{r,0} = -p$ . Tada:

$$\sigma_{r,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{r,0}^{(2)} = -p$$

otkuda:

$$k = (-p - \sigma_{r,0}^{(1)}) / \sigma_{r,0}^{(2)} \quad (6-66)$$

Uz  $p = 0$  dolazi do slučaja slobodno rotirajućeg diska, za koji vrijedi:

$$\sigma_{r,0} = 0; \quad k = -\sigma_{r,0}^{(1)}/\sigma_{r,0}^{(2)} \quad (6-67)$$

Poznavajući  $k$  može se odrediti prema jednačbi (6-63.a) i jednačbi (6-63.b) naprezanje u bilo kojoj točki diska, a po jednačbi (6-26) preklop s kojim disk treba navući na vratilo:

$$\Delta = 2r_0(\sigma_{t,0} + C \cdot p - D)/E \quad (6-68)$$

Ovdje je pretpostavljeno da je disk ravnomjerno zagrijan te da se razlike između temperaturnih deformacija diska i vratila mogu zanemariti. Dalje se određuje broj okretaja oslobađanja diska po jednačbi (6-29):

$$n^* = n \sqrt{\frac{E \cdot \Delta}{2r_0(\sigma_{t,n} - D)}} \quad (6-69)$$

za što se prethodno treba odrediti naprezanja na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg diska  $\sigma_{t,n} = \sigma_{t,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{t,0}^{(2)}$ , određivši za to konstantu po jednačbi (6-67).

2. Zadano prednaprezanje između diska i vratila. Za određivanje konstante  $k$  koristi se jednačba (6-68). Uvrštavajući jednačbu (6-65.a) i jednačbu (6-65.b) u taj uvjet dobiva se jednačba za  $k$ :

$$\sigma_{t,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{t,0}^{(2)} - C(\sigma_{r,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{r,0}^{(2)}) - D = E \cdot \Delta / (2r_0)$$

otkuda:

$$k = \frac{E \cdot \frac{\Delta}{2r_0} + D + C \cdot \sigma_{r,0}^{(1)} + \sigma_{t,0}^{(1)}}{\sigma_{t,0}^{(2)} - C \cdot \sigma_{r,0}^{(2)}} \quad (6-70)$$

Poznavajući  $k$ , može se odrediti naprezanje u bilo kojoj točki diska i dalje broj okretaja oslobađanja po jednačbi (6-69), s tim da se prethodno odredi  $k$  po jednačbi (6-67) i naprezanje na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg diska  $\sigma_{t,n} = \sigma_{t,0}^{(1)} + k \cdot \sigma_{t,0}^{(2)}$ .

3. Zadan je broj okretaja oslobađanja  $n^*$ . U tom je slučaju potrebno prethodno izračunati naprezanja na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg diska  $\sigma_{t,n}$ , kao što je to prethodno pokazano. Koristeći jednačbu (6-69) određuje se preklop:

$$\Delta = \frac{2r_0(\sigma_{t,n} - D)}{E} \left(\frac{n^*}{n}\right)^2 \quad (6-71)$$

Poznavajući vrijednost preklopa, prema jednačbi (6-70) izračuna se  $k$ , a po jednačbi (6-63.a) i jednačbi (6-63.b) naprezanja u bilo kojoj točki.

4. Na kraju će se dati jednačbe za računanje naprezanja u mirujućem disku zbog navlačenja s preklopom na vratilo. Rubni je uvjet u tom slučaju:

$$\Delta = \frac{2r_0}{E} (\sigma_{t,0}^{(n)} - C \cdot \sigma_{r,0}^{(n)}) \quad (6-72)$$

Koriste se samo rezultati proračuna nerotirajućeg diska ( $\omega = 0$ ):  $\sigma_r^{(2)}$  i  $\sigma_t^{(2)}$ . Pišu se jednačbe:

$$\sigma_r^{(n)} = k \cdot \sigma_r^{(2)}; \quad \sigma_t^{(n)} = k \cdot \sigma_t^{(2)} \quad (6-73)$$

Naprezanja  $\sigma_r^{(n)}$  i  $\sigma_t^{(n)}$  zadovoljavaju rubni uvjet na vanjskom polumjeru i uvjete diskontinuiteta. Uvrstivši jednadžbu (6-73) u rubni uvjet dan jednadžbom (6-72), dobiva se jednadžba s obzirom na  $k$ , iz koje se može odrediti:

$$k = \frac{E \cdot \Delta}{2r_0(\sigma_{t,0}^{(2)} - C \cdot \sigma_{r,0}^{(2)})} \quad (6-74)$$

Na kraju se može po jednadžbi (6-73) izračunati naprezanja u bilo kojoj točki nerotirajućeg diska. Na taj se način, kao rezultat dva proračuna mogu odrediti naprezanja koja djeluju u disku. Ako tijelo diska ima profil različit od koničnog, kao što je prethodno analizirani, već nekakav drugačiji, to kod proračuna na danom dijelu treba koristiti jednadžbe koje odgovaraju tom profilu.

Ako je tijelo diska oblikovano s bilo kakvom krivuljom, to predstavljajući profil diska u obliku niza koničnih profila (s polumjerima punih konusa  $R_1$  do  $R_4$  ili profila jednake debljine s diskontinuitetima u debljini između njih (sl.6.14 i sl.6.15), s opisanom se metodom može izvesti proračun diska bilo kojeg proizvoljnog profila. Kod toga na mjestima spoja pojedinih dijelova treba zadovoljiti uvjete diskontinuiteta, a na vanjskom i unutarnjem polumjeru odgovarajuće rubne uvjete.

### 6.9.2. Metoda uzastopnih približenja

Rješenje zadatka za disk proizvoljnog profila uz uzimanje u obzir neravnomjernog zagrijavanja i uz promjenjive parametre elastičnosti može se dobiti samo približno, npr. *metodom uzastopnih približenja*. U tom je slučaju efikasniji način rješavanja zadatka korištenjem sustava diferencijalnih jednadžbi (6-1.a) i (6-1.b). Ako se jednadžba (6-1.b) napiše u obliku:

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{r \cdot \sigma_t}{E} \right) + \frac{\nu}{r} \left( \frac{r \cdot \sigma_t}{E} \right) = \frac{d}{dr} \left( \nu \cdot \frac{r \cdot \sigma_r}{E} \right) + \frac{\sigma_r}{E} - r \cdot \frac{d(\alpha \cdot T)}{E}$$

To je linearna diferencijalna jednadžba prvog reda, koja se u skraćenom obliku može zapisati kao:

$$\frac{dy}{dr} + p(r)y = f(r) \quad (6-75)$$

gdje su:

$$y = \frac{r \cdot \sigma_t}{E}; \quad p(r) = \frac{\nu}{r}$$

$$f(r) = \frac{d}{dr} \left( \nu \cdot \frac{r \cdot \sigma_r}{E} \right) + \frac{\sigma_r}{E} - r \cdot \frac{d(\alpha \cdot T)}{E}$$

Opći integral jednadžbe (6-75) ima oblik:

$$y = \exp \left[ - \int_{r_0}^r p(r) dr \right] \left\{ \int_{r_0}^r f(r) \exp \left[ \int_{r_0}^r p(r) dr \right] dr + C \right\}$$

gdje  $C$  - konstanta integracije.

Pretpostavlja se da je Poissonov koeficijent  $\nu = konst.$  i ne ovisi o temperaturi:

$$\exp \left[ \int_{r_0}^r p(r) dr \right] = \exp \left( v \int_{r_0}^r r^{-1} dr \right) = \exp[v \cdot (\ln r - \ln r_0)] = \left( \frac{r}{r_0} \right)^v$$

Zamjenjujući u općem integralu  $y(r)$ ,  $p(r)$  i  $f(r)$  s njihovim vrijednostima, te nakon određenih transformacija:

$$\sigma_t = v \cdot \sigma_r + \frac{(1-v^2)E}{r^{1+v}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r}{E} \cdot r^v dr + \theta(r) + A \cdot \frac{E}{r^{1+v}} \quad (6-76)$$

gdje su:

$$\theta(r) = \frac{(1+v)E}{r^{1+v}} \int_{r_0}^r \alpha \cdot T \cdot r^v dr - E \cdot \alpha \cdot T$$

$$A = C - \frac{v}{E_0} \cdot r_0^{1+v} \cdot \sigma_{r,0} + (\alpha \cdot T)_0 \cdot r_0^{1+v}$$

$$(\alpha \cdot T)_0 = \alpha(r_0) \cdot T(r_0); \quad E_0 = E(r_0)$$

Jednadžba (6-1.a) može se napisati u obliku:

$$\frac{d(h \cdot \sigma_r)}{dr} = \frac{\sigma_t - \sigma_r}{r} \cdot h - \rho \cdot \omega^2 \cdot h \cdot r$$

iz koje se integracijom dobiva:

$$\sigma_r = \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h}{r} (\sigma_t - \sigma_r) dr - \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{h} \int_{r_0}^r h \cdot r dr + \frac{h_0}{h} \cdot \sigma_{r,0}$$

gdje  $\sigma_{r,0}$ - nepoznato naprezanje na unutarnjem polumjeru diska.

Koristeći jednadžbu (6-76) može se napisati jednadžba za razliku naprezanja:

$$\sigma_t - \sigma_r = -(1-v)\sigma_r + \frac{(1-v^2)E}{r^{1+v}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r}{E} \cdot r^v dr + \theta(r) + A \cdot \frac{E}{r^{1+v}}$$

Uvrštavajući tu razliku u jednadžbu za  $\sigma_r$  dobiva se:

$$\begin{aligned} \sigma_r = \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h}{r} \left[ \frac{(1-v^2)E}{r^{1+v}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r}{E} \cdot r^v dr - (1-v)\sigma_r \right] dr + \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h}{r} \cdot \theta(r) dr - \\ - \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{h} \int_{r_0}^r h \cdot r dr + A \cdot \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h \cdot E}{r^{2+v}} dr + \frac{h_0}{h} \cdot \sigma_{r,0} \end{aligned} \quad (6-77)$$

Jednadžba (6-76) i jednadžba (6-77) predstavljaju sustav od dvije linearne nehomogene integralne jednadžbe, čije se rješenje može dobiti metodom uzastopnih približenja. Prije nego što će se izložiti bit



metode uzastopnih približenja, izvest će se određene transformacije dobivenog sustava. Ako se uvedu oznake:

$$N(r) = \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h}{r} \left[ \frac{(1-\nu^2)E}{r^{1+\nu}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r}{E} \cdot r^\nu dr - (1-\nu)\sigma_r \right] dr \quad (6-78.a)$$

$$M(r) = \frac{(1-\nu^2)E}{r^{1+\nu}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r}{E} \cdot r^\nu dr + \nu \cdot \sigma_r \quad (6-78.b)$$

$$K(r) = \frac{1}{h} \left[ \int_{r_0}^r \frac{h}{r} \cdot \theta(r) dr - \rho \cdot \omega^2 \int_{r_0}^r h \cdot r dr \right] \quad (6-78.c)$$

$$I(r) = \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h \cdot E}{r^{2+\nu}} dr \quad (6-78.d)$$

Tada se sustav jednažbi (6-76) i (6-77) može napisati u obliku:

$$\sigma_r = N(r) + K(r) + A \cdot I(r) + \frac{h_0}{h} \cdot \sigma_{r,0} \quad (6-79.a)$$

$$\sigma_t = M(r) + \theta(r) + A \cdot \frac{E}{r^{1+\nu}} \quad (6-79.b)$$

Konstante  $A$  i  $\sigma_{r,0}$  trebaju se odrediti iz rubnih uvjeta na vanjskom i unutarnjem polumjeru diska.

Iz uvjeta na vanjskom polumjeru diska ( $r = r_a$ ):

$$N(r_a) + K(r_a) + A \cdot I(r_a) + \frac{h_0}{h_a} \cdot \sigma_{r,0} = \sigma'_{r,a} - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \left[ M(r_a) + \theta(r_a) + A \cdot \frac{E_a}{r_a^{1+\nu}} \right]$$

gdje je:

$$E_a = E(r_a)$$

Od tuda se dobiva:

$$A = A' - A'' \cdot \sigma_{r,0}$$

$$A' = \frac{\left[ \sigma'_{r,a} - K(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \theta(r_a) \right] - N(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot M(r_a)}{I(r_a) + \frac{F_n \cdot E_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}} \quad (6-80.a)$$

$$A'' = \frac{h_0/h_a}{I(r_a) + \frac{F_0/F_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}} \quad (6-80.b)$$

Konstanta  $\sigma_{r,0}$  određuje se iz rubnog uvjeta na unutarnjem polumjeru diska. Analizirat će se neki pojedinačni slučajevi rubnih uvjeta na unutarnjem polumjeru ( $r = r_0$ ).

1. Na unutarnjem je polumjeru zadano kontaktno tlačno naprezanje između diska i vratila kod proračunskog broja okretaja, koje ima vrijednost  $-p$ . U tom slučaju u skladu s jednadžbom (6-78.a), jednadžbom (6-78.b), jednadžbom (6-78.c) i jednadžbom (6-78.d):

$$N(r_0) = K(r_0) = I(r_0) = 0$$

a prema jednadžbi (6-79.a) i jednadžbi (6-79.b) dobiva se:

$$\sigma_{r,0} = -p \quad (6-81.a)$$

Za pojedinačni slučaj uz  $r = 0$  (slobodno rotirajući disk) vrijedi:

$$\sigma_{r,0} = 0 \quad (6-81.b)$$

Izračunavši po jednadžbi (6-79.a) i jednadžbi (6-79.b) naprezanja u disku, može se odrediti potrebni preklap prema jednadžbi (6-26):

$$\Delta = \frac{2r_0(\sigma_{t,0} - C \cdot \sigma_{r,0} - D)}{E_0} + \Delta_T$$

Po jednadžbi (6-28) računa se broj okretaja oslobađanja koji odgovara prethodno izračunatom preklapu. Za to je prethodno potrebno izračunati naprezanje na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg ravnomjerno zagrijanog diska kod radnog broja okretaja  $\sigma_{t,n}$  i temperaturna naprezanja u slobodnom mirujućem disku  $\sigma_{t,T}$ .

Prilikom računanja  $\sigma_{t,n}$  treba staviti  $T(r) = 0$ . Temperaturna naprezanja  $\sigma_{t,T}$  računaju se kod  $\omega = 0$ . Na unutarnjem polumjeru u tom drugom slučaju treba zadovoljiti uvjet dan jednadžbom (6-81.b).

2. Zadan preklap  $A$  između diska i vratila. U tom se slučaju na unutarnjem polumjeru koristi uvjet dan jednadžbom (6-26). Uzimajući u obzir da je za  $r = r_0$ :

$$N(r_0) = K(r_0) = I(r_0) = 0; \quad M(r_0) = \nu \cdot \sigma_{r,0}$$

$$\theta(r_0) = -E(r_0) \cdot \alpha(r_0) \cdot T(r_0) = -(E \cdot \alpha \cdot T)_0$$

Iz jednadžbe (6-26) dobiva se:

$$\nu \cdot \sigma_{r,0} - (E \cdot \alpha \cdot T)_0 + (A' - A'' \cdot \sigma_{r,0}) \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right) - C \cdot \sigma_{r,0} - D = (\Delta - \Delta_T) \left( \frac{E_0}{2r_0} \right)$$

i na kraju:

$$\sigma_{r,0} = \frac{(\Delta - \Delta_T) \left( \frac{E_0}{2r_0} \right) + D + (E \cdot \alpha \cdot T)_0 - A' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)}{\nu - C - A'' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)} \quad (6-82)$$

Broj okretaja oslobađanja u skladu sa zadanim preklpom može se odrediti po jednadžbi (6-28).

3. Uz zadani broj okretaja oslobađanja  $n^*$  prethodno treba odrediti naprezanja  $\sigma_{t,n}$  na unutarnjem polumjeru slobodno rotirajućeg ravnomjerno zagrijanog diska uz radni broj okretaja i temperaturna naprezanja  $\sigma_{t,T}$  na istom polumjeru u slobodnom mirujućem disku uz zadani zakon promjene temperature. Zatim, koristeći jednadžbu (6-28), određuje se preklp koji odgovara zadanom broju okretaja oslobađanja:

$$\Delta = \frac{2r_0(\sigma_{t,n} - D)}{E_0} \left( \frac{n^*}{n} \right)^2 + \frac{2r_0}{E_0} \cdot \sigma_{t,T} + \Delta_T \quad (6-83)$$

Dalje se naprezanja računaju na način kako je to pokazano kod proračuna diska uz zadani preklp.

4. Za računanje naprezanja u mirujućem disku, izazvanih njegovim navlačenjem na vratilo i zadanim temperaturnim poljem, potrebno je u proračunske jednadžbe staviti  $\omega = 0$ . Osim toga će u jednadžbi (6-80.a) naprezanja zbog centrifugalne sile oboda i lopatica  $\sigma_{r,a}$  biti jednaka nuli.

5. Za ravni disk u skladu s uvjetom danim s jednadžbom (6-12) za  $r = 0$ ,  $\sigma_{r,0} = \sigma_{t,0}$ . Isto tako za  $r = 0$  proračunska jednadžba (6-79.a) i jednadžba (6-79.b) imat će neodređenost tipa 0/0. Da bi se to izbjeglo, analizirat će se disk s fiktivnim provrtom malog polumjera  $r_0 \leq 0,01r_a$ , po čijoj je konturi zadovoljen uvjet dan jednadžbom (6-12). Tada u skladu s tim uvjetom u centru diska je:

$$\sigma_{r,0} = \nu \cdot \sigma_{r,0} - (E \cdot \alpha \cdot T)_0 + (A' - A'' \cdot \sigma_{r,0}) \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)$$

otkuda slijedi:

$$\sigma_{r,0} = \frac{A' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right) - (E \cdot \alpha \cdot T)_0}{1 - \nu + A'' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)} \quad (6-84)$$

Analizirat će se metoda uzastopnih približenja, za što će se jednadžba (6-78.a) i jednadžba (6-78.b) napisati u obliku:

$$\sigma_r^{(k)} = N_{k-1}(r) + A_{k-1} \cdot I(r) + \frac{h_0}{h} \cdot \sigma_{r,0}^{(k-1)} + K(r) \quad (6-85.a)$$

$$\sigma_t^{(k)} = M_{k-1}(r) + A_{k-1} \cdot \frac{E}{r^{1+\nu}} + \theta(r) \quad (6-85.b)$$

gdje su:

$$N_{k-1}(r) = \frac{1}{h} \int_{r_0}^r \frac{h}{r} \cdot \left[ \frac{(1-\nu^2)E}{r^{1+\nu}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r^{(k-1)}}{E} \cdot r^\nu dr - (1-\nu)\sigma_r^{(k-1)} \right] dr \quad (6-86.a)$$

$$M_{k-1}(r) = \frac{(1-\nu^2)E}{r^{1+\nu}} \int_{r_0}^r \frac{\sigma_r^{(k-1)}}{E} \cdot r^\nu dr - \nu \cdot \sigma_r^{(k-1)} \quad (6-86.b)$$

$$A_{k-1} = A'_{k-1} - A''_{k-1} \cdot \sigma_{r,0}^{(k-1)} \quad (6-87)$$

$$A'_{k-1} = \frac{\left[ \sigma'_{r,a} - K(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \theta(r_a) \right] - N_{k-1}(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot M_{k-1}(r_a)}{I(r_a) + \frac{F_n \cdot E_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}}$$

$$A'' = \frac{h_0/h_a}{I(r_a) + \frac{F_n \cdot E_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}}$$

a) za disk sa zadanim tlačnim naprežanjem na površini centralnog provrta:

$$\sigma_{r,0}^{(k-1)} = -p = konst. \quad (6-88)$$

b) za disk sa zadanim preklpom:

$$\sigma_{r,0}^{(k-1)} = \frac{(\Delta - \Delta_T) \left( \frac{E_0}{2r_0} \right) + D + (E \cdot \alpha \cdot T)_0 - A'_{k-1} \cdot \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)}{\nu - C - A'' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)} \quad (6-89)$$

c) za ravni disk:

$$\sigma_{r,0}^{(k-1)} = \frac{A'_{k-1} \cdot \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right) - (E \cdot \alpha \cdot T)_0}{1 - \nu + A'' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)} \quad (6-90)$$

Analizirat će se proračun naprežanja u disku uz zadano tlačno naprežanje na površini centralnog provrta  $\sigma_{r,0} = -p$ . Kao početna aproksimacija uzima se  $\sigma_r^{(0)} = 0$ . Tada po jednažbi (6-86.a) i jednažbi (6-86.b) je  $N_0(r) = M_0(r) = 0$ , a konstanta  $A_0$  računa se po jednažbi (6-87) i ima vrijednost:

$$A_0 = \frac{\left[ \sigma'_{r,a} - K(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \theta(r_a) \right]}{I(r_a) + \frac{F_n \cdot E_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}}$$

Prema jednadžbi (6-85.a) i jednadžbi (6-85.b) određuje se prvo približenje za naprezanja  $\sigma_r^{(1)}$  i  $\sigma_t^{(1)}$ . U sljedećem se približenju prema jednadžbi (6-86.a) i jednadžbi (6-86.b) računa  $N_1(r)$  i  $M_1(r)$ ; konstanta  $A_1$  određuje se po jednadžbi (6-87), a po jednadžbi (6-85.a) i jednadžbi (6-85.b) naprezanja u drugom približenju,  $\sigma_r^{(2)}$  i  $\sigma_t^{(2)}$ , itd. Proračun se provodi sve dok se ne ispuni uvjet postavljen na točnost proračuna, npr.:

$$\left| \frac{\sigma_r^{(k)} - \sigma_r^{(k-1)}}{\sigma_r^{(k-1)}} \right| \cdot 100\% \leq \delta\% \quad (6-91)$$

ili:

$$\left| \frac{\sigma_i^{(k)} - \sigma_i^{(k-1)}}{\sigma_i^{(k-1)}} \right| \cdot 100\% \leq \delta\% \quad (6-92)$$

gdje je  $\sigma_i$  intenzitet naprezanja:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t}$$

a  $\delta$  pogreška računanja koja obično ne prelazi 1%.

Ako se naprezanja u disku određuju uz zadani preklap, to se kao i u prethodnom proračunu u prvom približenju pretpostavlja  $\sigma_r^{(0)} = 0$ . Tada je u skladu s jednadžbom (6-86.a) i jednadžbom (6-86.b),  $N_0(r) = M_0(r) = 0$ , a konstanta  $A$  računa se po jednadžbi (6-87):

$$A_0 = \frac{\left[ \sigma'_{r,a} - K(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot \theta(r_a) \right]}{I(r_a) + \frac{F_n \cdot E_a}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}}$$

te konstanta  $\sigma_{r,0}^{(0)}$  po jednadžbi (6-89):

$$\sigma_{r,0}^{(0)} = \frac{(\Delta - \Delta_T) \left( \frac{E}{2r_0} \right) + D + (E \cdot \alpha \cdot T)_0 - A'_0 \cdot \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)}{\nu - C - A'' \left( \frac{E_0}{r_0^{1+\nu}} \right)}$$

Po jednadžbi (6-85.a) i jednadžbi (6-85.b) određuju se naprezanja u prvom približenju  $\sigma_r^{(1)}$  i  $\sigma_t^{(1)}$ . U sljedećem se približenju po jednadžbi (6-86.a) i jednadžbi (6-86.b) računaju  $N_1(r)$  i  $M_1(r)$ , a po jednadžbi (6-87) i jednadžbi (6-89) konstanta  $A_1$  i naprezanje na unutarnjem polumjeru  $\sigma_{r,0}^{(1)}$ . Po jednadžbi (6-85.a) i jednadžbi (6-85.b) pronalaze se naprezanja  $\sigma_r^{(2)}$  i  $\sigma_t^{(2)}$  u drugom približenju itd., sve dok se ne postigne tražena točnost. Na analogan se način računaju naprezanja i u ravnom disku.

Provedeni proračuni pokazuju brzu konvergenciju prikazane metode uzastopnih približenja. Integrali kod proračuna diska računaju se numeričkim metodama. Zbog toga se disk po polumjeru dijeli na niz dijelova s interpolacijom po njima širine profila  $h(r)$ , temperature  $T(r)$ , modula elastičnosti  $E(r)$  i koeficijenta toplinskog rastezanja  $\alpha(r)$ . Usporedba rezultata proračuna diskova dobivenih metodom dva proračuna i metodom uzastopnih približenja pokazuje da se oni praktički podudaraju.

## 6.10. Proračun čvrstoće turbinskih bubnjeva

U slučaju ako je debljina bubnja mala u usporedbi s njegovim promjerom, bubanj se proračunava kao slobodno rotirajući prsten male debljine. Iz bubnja se izdvaja element dužine  $y$ , koji je omeđen s dvije radijalne ravnine koje međusobno zatvaraju mali kut  $d\varphi$ , sl.6.16. Kod vrtnje bubnja na element djeluje centrifugalna sila zbog njegove vlastite mase  $dm$ :

$$dC = dm r \cdot \omega^2 = \rho \cdot r d\varphi \delta \cdot y \cdot r \cdot \omega^2$$

Tangencijalna naprezanja  $\sigma_t$  koja izaziva ta sila na površinama  $y \cdot \delta$  daju resultantne sile (uz pretpostavku ravnomjerne raspodjele naprezanja):

$$N' = y \cdot \delta \cdot \sigma_t'$$

Iz uvjeta ravnoteže:

$$dC = N' \sin \frac{d\varphi}{2} = N' d\varphi$$

otkuda

$$\rho d\varphi y \cdot \delta \cdot r^2 \cdot \omega^2 = y \cdot \delta \cdot \sigma_t' d\varphi \quad \text{ili} \quad \sigma_t' = \rho(r \cdot \omega)^2 = \rho \cdot U^2 \quad (6-93)$$

Kako se vidi naprezanje u bubnju ovisi o gustoći materijala i kvadratu obodne brzine. Za čelik:  $\sigma_t' \approx 0,008U^2$ , MN/m<sup>2</sup> ako se obodna brzina uvrsti u m/s. Tako npr.:

$$u = 100; 150; 200; 250 \text{ m/s}$$

$$\sigma_t' = 80; 180; 320; 500 \text{ MN/m}^2$$

Iz prethodnog slijedi, da je obodna brzina reda 200 m/s granična za konstrukciju rotora u obliku bubnja za materijale s granicom tečenja  $\sigma_{0,2} = 650 \text{ MN/m}^2$  (ako je koeficijent sigurnosti s obzirom na granicu tečenja izabran da je dva). Uz to naprezanje potrebno je uzeti u obzir još dodatno naprezanje, koje izaziva centrifugalna sila lopatica ugrađenih na bubanj. Neka na jedinicu cilindrične površine bubnja na polumjeru  $r$  djeluje centrifugalna sila lopatica veličine:

$$\sigma_{r,a} = \frac{C_l}{2\pi \cdot r \cdot y}$$

gdje  $C_l$  - centrifugalna sila lopatica s nogama i međukomadima na dijelu bubnja  $y$ . Na izdvojeni element djeluje sila:

$$dC_l = r d\varphi y \cdot \sigma_{r,a}$$

Ta sila izaziva naprezanje  $\sigma_t''$  koje uvjetuje, kao i prethodnom slučaju, tangencijalne sile:

$$N'' = y \cdot \delta \cdot \sigma_t''$$

Kod toga:

$$dC_l = 2N'' \sin \frac{d\varphi}{2} = N'' d\varphi \quad \text{ili} \quad r d\varphi y \cdot \sigma_{r,a} = y \cdot \delta \cdot \sigma_t'' d\varphi$$

otkuda :

$$\sigma_t'' = \frac{r}{\delta} \cdot \sigma_{r,a} \quad (6-94)$$

Ukupno naprezanje u bubnju je:

$$\sigma_t = \sigma_t' + \sigma_t'' = \rho \cdot U^2 + \frac{r}{\delta} \cdot \sigma_{r,a} \quad (6-95)$$

Centrifugalna sila lopatica dodatno povisuje naprezanja u bubnju pa zbog toga ograničava na još nižu vrijednost obodnu brzinu nego je to bilo prethodno navedeno. Bubnjevi sa značajnom debljinom stijenke s obzirom na polumjer bubnja trebaju se proračunavati prema jednadžbama za disk konstantne debljine.

### 6.11. Prostorno stanje naprezanja u diskovima

Kod izvoda osnovnih jednadžbi za tanki disk pretpostavljalo se, da su deformacije i naprezanja jednoliko raspodijeljeni u aksijalnom smjeru po njegovoj debljini. No diskovi kod parnih turbina u pravilu imaju glavinu čija dimenzija u aksijalnom smjeru značajno premašuje debljinu tijela. U tom slučaju naprezanja i deformacije u glavini u aksijalnom smjeru bit će raspodijeljeni nejednoliko. Isto tako radijalni pomaci na unutarnjem polumjeru glavine na njenim krajevima bit će značajno manji nego pomaci u srednjem dijelu, sl.6.17. Slična nejednolikost se javlja i kod raspodjele naprezanja. Iz krivulja prikazanih na sl.6.17 vidi se da tangencijalna naprezanja imaju maksimalne vrijednosti u srednjem dijelu glavine i bitno se smanjuju prema krajevima. Osim toga, navedena neravnomjernost radijalnih pomaka u disku dovodi do pojave aksijalnih naprezanja, koja na unutarnjem polumjeru glavine mogu poprimiti značajne vrijednosti. Bitna nejednolikost raspodjele naprezanja po širini diska javlja se u području spoja glavine s tijelom. Ovdje se neće ostvariti uvjet koji je dobiven kod analize tankih diskova, koji se sastoji u tome da su radijalna naprezanja na mjestu prijelaza s glavine na tijelo obrnuto proporcionalna njihovim aksijalnim dimenzijama. Veliki utjecaj na stanje naprezanja u tom području ima koncentracija naprezanja.

Na taj se način, kod turbinskih diskova uz značajnu širinu glavine stanje naprezanja i deformacija razlikuje od ravninskog i predstavlja troosno simetrično stanje naprezanja.

Rješenje osnosimetričnog zadatka teorije elastičnosti za turbinske diskove može se dobiti samo približnim numeričkim metodama, kao npr. što su *metoda konačnih razlika*, *varijacijska metoda*, *metoda konačnih elemenata* i druge. Najefikasnija i najuniverzalnija i široko korištena u posljednje vrijeme je metoda konačnih elemenata. Ideja te metode se sastoji u numeričkoj minimalizaciji energetske funkcionala, koji je obično opisan pomacima za razmatrano područje uz uzimanje u obzir vanjskog opterećenja, temperaturnog polja, promjenjivih parametara elastičnosti uz odgovarajuće rubne uvjete. U općenitom slučaju energetski funkcional se može zapisati u obliku:

$$\Pi = W - A \quad (6-96)$$

gdje  $W$  - potencijalna energija elastično deformiranog tijela, a  $A$  rad vanjskih sila.

Realizacija metode konačnih elemenata uključuje tri osnovne etape. U prvoj etapi izabire se shema konačnih elemenata uz zadavanje njihovog oblika, potrebnog za diskretizaciju proračunskog područja, i funkcija, koje aproksimiraju tražene pomake unutar konačnih elemenata. Izbor sheme konačnog elementa definira strukturu matrice krutosti i točnost proračuna uz dovoljnu gustoću mreže. Konačni elementi, koji se primjenjuju kod rješavanja osnosimetričnih zadataka, imaju prstenasti oblik s proizvoljnim trokutastim ili četvrtastim presjekom uz obično linearni zakon aproksimacije nepoznanica u dva smjera.

U drugoj se etapi provodi izbor metode za rješavanje sustava algebarskih jednadžbi. Obično se u tu svrhu primjenjuju direktne i iteracijske metode. Najčešće se koriste *Gaussova metoda*, *metoda konjugiranih gradijenata* te *relaksacijske metode*. Efikasnost jedne ili druge metode ovisi o strukturi matrice krutosti, dobivene u prvoj etapi realizacije metode konačnih elemenata.

U trećoj (posljednjoj) etapi provodi se računanje deformacija i naprezanja u točkama analiziranog područja. Naprezanja se mogu izračunati neposredno u čvorovima područja koje pokriva mreža ili u središtima konačnih elemenata.

U današnje je vrijeme za rješavanje zadataka teorije elastičnosti razrađen čitav niz različitih algoritama i programa koji realiziraju metodu konačnih elemenata na elektroničkim računalima. Algoritam kojim su realizirani proračuni diskovna metodom konačnih elemenata dani u ovom poglavlju, zasnovan je na primjeni momentne sheme konačnog elementa. Dobivena simetrična matrica krutosti omogućava rješenje sustava algebarskih jednadžbi tzv. *modificiranom metodom Gaussa*. Diskretizacija osnosimetričnog tijela postiže se primjenom prstenastih konačnih elemenata, koji imaju u presjeku oblik proizvoljnih četverokuta. Kod modeliranja krivocrtnih kontura mogu se koristiti krivocrtni četverokuti. Krivocrtno stranice takvih četverokuta aproksimiraju se parabolama ili splajnovima. Program koji realizira taj algoritam omogućava potpunu automatizaciju prilikom zadavanja ulaznih podataka, formiranje i rješavanje sustava jednadžbi, način obrade međurezultata kao i konačnih rezultata.

Kod diskretizacije područja, kojeg zauzima konstrukcija, prvo se provodi njegovo razbijanje na manji broj podpodručja standardnog oblika (fragmente), unutar kojih daljnje dijeljenje na konačne elemente obavlja samo računalo po unaprijed zadanom algoritmu za svaki tip fragmenta. Istovremeno se računaju topološke, metričke i fizikalno-mehaničke karakteristike svakog elementa. Na sl.6.17 prikazan je presjek diska, koji je podijeljen na pet fragmenata (označenih brojevima), unutar kojih je unesena proračunska mreža zadane gustoće. Ideja dijeljenja konstrukcije u fragmente omogućava bitno povećanje mogućnosti metode konačnih elemenata glede automatizacije operacija kod sveukupnog ili lokalnog zgušnjavanja mreže s odvojenim i neovisnim proračunom područja konstrukcije, gdje se javlja koncentracija, a sve to uz varijantu dinamičkog korištenja memorije računala. Rezultati proračuna daju se u obliku pomaka u čvorovima proračunske mreže, a naprezanja se računaju u centru svakog konačnog elementa. Za povećanje točnosti prilikom računanja naprezanja po konturi analiziranog područja predviđeno je odvojeno područje uz granicu s gušćom mrežom.

Dalje će biti analizirane određene osobitosti trodimenzionalnog napregnutog stanja turbinskih diskova, koje se pojavljuju iz analize provedenih proračuna. Proračuni su provedeni za ravnomjerno zagrijani slobodno rotirajući disk, koji ima glavinu i tijelo konstantne debljine.

Poznato je da ako aksijalna dimenzija glavine bitno prelazi debljinu tijela, to će naprezanja po širini glavine biti nejednoliko raspodijeljena. Tangencijalna naprezanja, koja obično određuju čvrstoću diska, imaju u tom slučaju maksimalnu vrijednost u srednjem dijelu glavine a minimalnu po krajevima. Stupanj nejednolikosti raspodjele naprezanja ovisi u osnovnom o dva parametra: relativnoj širini glavine ( $H/h$ ) i relativnoj visini  $[(r_g - r_0)/h]$  - sl.6.18.

Na sl.6.18 dane su krivulje koje definiraju stupanj nejednolikosti tangencijalnih naprezanja u ovisnosti o navedenim parametrima. Kao što se vidi iz krivulja, kod relativno velike širine glavine ( $H/h \geq 3$ ) i njene male visine  $[(r_g - r_0)/h \leq 1,0]$  naprezanja na krajevima mogu biti za više od 20% niža od naprezanja u srednjem dijelu. Kod velike visine glavine  $[(r_g - r_0)/h \geq 3]$  neravnomjernost raspodjele naprezanja praktički iščezava. Proračuni pokazuju da se s porastom širine i visine glavine maksimalna tangencijalna naprezanja u disku snižavaju. Stupanj tog sniženja spram naprezanja na unutarnjem polumjeru diska konstantne debljine ( $H/h = 1$ ) prikazan je krivuljama na sl.6.19. Iz krivulja slijedi, da povećanje dimenzija glavine može bitno sniziti maksimalna tangencijalna naprezanja u disku. Povećanje visine glavine dovodi do određenog smanjenja tangencijalnih naprezanja sve dok parametar  $[(r_g - r_0)/h < 1,0]$ . Kod daljnjeg povećanja visine glavine naprezanja ostaju praktički konstantna i na kraju se mogu čak i povećati.

Isto tako, da bi se sudilo o čvrstoći diska prema njegovom napregnutom stanju, potrebno je analizirati ekvivalentno naprezanje, za koje može biti uzet intenzitet naprezanja, koji se na površini unutarnjeg provrta slobodno rotirajućeg diska može izračunati prema jednadžbi:



$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_z^2 - \sigma_t \cdot \sigma_z}$$

gdje  $\sigma_t$  - tangencijalno naprezanje;  
 $\sigma_z$  - aksijalno naprezanje.

Na sl.6.19 dane su krivulje promjene maksimalnih vrijednosti intenziteta naprezanja na unutarnjem polumjeru glavine u ovisnosti o njenim geometrijskim parametrima. Vrijednosti intenziteta naprezanja su uspoređene s tangencijalnim naprezanjem na unutarnjem polumjeru diska konstantne debljine ( $H/h = 1$ ), kod kojeg je maksimalna vrijednost intenziteta naprezanja jednaka tom tangencijalnom naprezanju ( $\sigma_r = 0$ ). Kao što se vidi iz krivulja, kod diskova s relativno malom visinom glavine [ $(r_g - r_o)/h \leq 1,0$ ] smanjenje ekvivalentnog naprezanja kod povećanja širine glavine odvijat će se sve dok parametar  $H/h < 2$  do 2,5. Daljnje povećanje širine glavine ne dovodi do smanjenja intenziteta naprezanja, a jasno ni do povećanja čvrstoće diska zbog povećanja aksijalnih tlačnih naprezanja. Za diskove s velikom relativnom visinom glavine [ $1 < (r_g - r_o)/h$ ] može se postići još određeno smanjenje ekvivalentnog naprezanja pomoću povećanja širine glavine, pošto će u tom slučaju porast aksijalnih tlačnih naprezanja biti manje značajan. Dane krivulje omogućavaju orijentacionu ocjenu granice svrsishodnosti povećanja dimenzija glavine prilikom projektiranja diskova.

S porastom aksijalne dimenzije glavine radijalni pomaci po njenoj širini također će biti nejednoliki: maksimalni u srednjem dijelu a minimalni na krajevima. Pomaci na krajevima glavine mogu biti bitno manji od onih u sredini, za koje se mogu prihvatiti pomaci izračunati po shemi za tanki disk. Omjer minimalnih pomaka prema srednjima u ovisnosti o parametrima glavine dani su u obliku krivulja na sl.6.20. Iz krivulja se vidi da uz relativno široku glavinu (parametar  $H/h > 3$ ) s malom visinom [ $(r_g - r_o)/h = 0,5$  do 1,0] srednji pomaci mogu premašiti minimalne za više od 25%. Ta činjenica ukazuje, da broj okretaja oslobađanja, određen prema shemi za tanki disk, može se pokazati znatno nižim u usporedbi sa stvarnim. Pošto su radijalni pomaci i naprezanja u slobodno rotirajućem ravnomjerno grijanom disku direktno proporcionalni kvadratu broja okretaja rotora, to uz točnost do radijalnih pomaka vratila može se napisati:

$$n_{st}^* = n^* \sqrt{u^{(T)}/u_{min}} \quad (6-97)$$

gdje  $n_{st}^*$  - stvarni broj okretaja oslobađanja.

Na sl.6.20 su dane krivulje relativnih vrijednosti stvarnog broja okretaja oslobađanja u ovisnosti o širini i visini glavine. Vidljivo je, da za disk s relativno širokom glavinom ( $H/h \geq 2,5$ ) stvarni broj okretaja oslobađanja može premašiti izračunati prema shemi za tanki disk za 10 do 15%.

## 6.12. Proračun monoblok kovanih rotora i temperaturne polje rotora

Kod proračuna čvrstoće monoblok kovanog rotora, on se može analizirati kao rotirajući cilindar velike dužine s naglim promjenama presjeka. Diskovi se mogu smatrati kao određeni izdanci na čijem vanjskom polumjeru djeluju radijalna naprezanja, uvjetovana centrifugalnim silama oboda i lopatica. Osim diskova rotor može imati različite izdanke za brtve te ureze. Na površini centralnog provrta rotora ne postoji naprezanje.

Dugo se vremena za proračun monoblok kovanih rotora široko koristila približna metoda. Ta metoda se temelji na zamjeni monoblok kovanog rotora s debelim cilindrom konstantnog promjera, koji je opterećen na pojedinim odvojenim prstenastim dijelovima s određenim opterećenjem, sl.6.21. Ta opterećenja predstavljaju radijalna naprezanja, koja se javljaju na mjestu spoja tijela diska s površinom vratila. Za određivanje naprezanja u debelom cilindru može se koristiti približno rješenje dobiveno za cilindar sa skokovitom promjenom opterećenja.

Sastavljajući linearnu kombinaciju rješenja od dvije skokovite promjene opterećenja različitih predznaka intenziteta  $p$  i  $-p$ , može se odrediti naprezanje zbog opterećenja koje djeluje na ograničenom dijelu, sl.6.22. Tangencijalno se naprezanje na unutarnjem polumjeru cilindra u bilo kojoj točki s koordinatom  $z$  može izračunati po jednadžbi:

$$\sigma_t^{(p)}(z) = \lambda(\xi) \cdot \sigma_{t,l} \quad (6-98)$$

gdje je:

$$\sigma_{t,l} = \frac{2p}{1 - \left(\frac{r_0}{r_v}\right)^2}$$

tangencijalno naprezanje na unutarnjem polumjeru beskonačno dugog debelog cilindra s ravnomjernim površinskim opterećenjem, te:

$$\lambda(\xi) = \lambda(\xi_1) - \lambda(\xi_2)$$

gdje  $\lambda(\xi_1)$  i  $\lambda(\xi_2)$  - određuju se po dijagramu na sl.6.23 u ovisnosti o  $\xi_1 = \xi + \beta$  i  $\xi_2 = \xi - \beta$  uz  $\xi = z/r_v$  i  $\beta = h_d/(2r_v)$

Ako monoblok kovani rotor ima  $n$  diskova, to tangencijalno naprezanje na unutarnjem polumjeru cilindra treba smatrati kao djelovanje prstenastog opterećenja svakog  $i$ -tog diska i zbrojiti po svim diskovima. Proračuni pokazuju, da ako točka, u kojoj se određuje naprezanje, nalazi se od  $i$ -tog diska na udaljenosti, koja je jednaka vanjskom promjeru cilindra ili ga premašuje ( $\geq 2r_u$ ), to se utjecaj toga i narednog diska u toj točki može zanemariti. Ako se uzmu u obzir naprezanja u rotirajućem debelom cilindru zbog vlastite centrifugalne sile, to ukupno naprezanje na unutarnjem polumjeru rotora može se odrediti po jednadžbi:

$$\sigma_t(z) = \sum_n \sigma_t^{(p)}(z) + \sigma_t^{(n)} \quad (6-99)$$

gdje je:

$$\sigma_t^{(n)} = \left[ (1 - \nu) + (3 + \nu) \left(\frac{r_0}{r_v}\right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_v^2}{4}$$

Sada se zadatak sastoji u određivanju nepoznate radijalne sile  $p$  na mjestu spoja tijela diska s površinom vratila. Ta se sila može odrediti iz uvjeta ravnoteže radijalnih pomaka debelog cilindra i tijela diska za  $r = r_v$ :

$$u_d(r_v) = u_v(r_v) \quad (6-100)$$

Radijalni pomak na vanjskom polumjeru debelog rotirajućeg cilindra, opterećenog prstenastim opterećenjem intenziteta  $p$ , može se odrediti po jednadžbi:

$$u_v = \frac{r_v}{E} [(C - \nu) \cdot \chi \cdot p + D] \quad (6-101)$$

gdje je:

$$C = \frac{1 + \left(\frac{r_0}{r_v}\right)^2}{1 - \left(\frac{r_0}{r_v}\right)^2}$$

$$D = \left[ (1 - \nu) + (3 + \nu) \left(\frac{r_0}{r_v}\right)^2 \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_v^2}{4}$$

$\chi$  je koeficijent koji se određuje pomoću dijagrama na sl.6.24 u ovisnosti o omjeru  $R = r_0/r_v$  i  $\beta = h_d/(2r_v)$ . Kod toga se dodirna naprezanja na mjestu spoja tijela diska i cilindra zanemaruju.

Ako monoblok rotor ima  $n$  diskova, to će radijalni pomaci ispod  $i$ -tog diska ovisiti o opterećenju koje stvaraju susjedni diskovi. Uzimanje u obzir tog utjecaja značajno komplicira proračun. Proračuni pokazuju, da ako se zanemari utjecaj susjednih diskova kod određivanja pomaka, to vrijednosti tangencijalnih naprezanja na površini provrta rotora neće biti veće od 10%. Pridodajući to povišenje koeficijentu sigurnosti, dalje će se proračunavati nepoznata sila  $p$  bez uzimanja u obzir utjecaja susjednih diskova prema jednadžbi (6-101). Radijalni pomaci tijela diska za  $r = r_v$  određuju se po jednadžbi:

$$u_v = \frac{r_v}{E} (\sigma_{t,d} - \nu \cdot \sigma_{r,d}) \quad (6-102)$$

gdje  $\sigma_{r,d}$  i  $\sigma_{t,d}$  - radijalno i tangencijalno naprezanje u tijelu diska za  $r = r_v$ .

Ako se naprezanja u disku računaju npr. pomoću metode dva proračuna to je:

$$\sigma_{t,d} = \sigma_{t,d}^I + k \cdot \sigma_{t,d}^{II} \quad (6-103.a)$$

$$\sigma_{r,d} = \sigma_{r,d}^I + k \cdot \sigma_{r,d}^{II} = p \quad (6-103.b)$$

Iz uvjeta danog jednadžbom (6-100) dobiva se jednadžba za određivanje konstante  $k$ :

$$(\sigma_{t,d}^I - \nu \cdot \sigma_{r,d}^I) + k(\sigma_{t,d}^{II} - \nu \cdot \sigma_{r,d}^{II}) = (C - \nu) \cdot \chi \cdot \sigma_{r,d}^I + D + k(C - \nu) \cdot \chi \cdot \sigma_{r,d}^{II}$$

otkuda slijedi:

$$k = \frac{(\sigma_{t,d}^I - \nu \cdot \sigma_{r,d}^I) - (C - \nu) \cdot \chi \cdot \sigma_{r,d}^I - D}{(C - \nu) \cdot \chi \cdot \sigma_{r,d}^{II} - (\sigma_{t,d}^{II} - \nu \cdot \sigma_{r,d}^{II})} \quad (6-104)$$

Poznavajući  $k$ , prema jednadžbi (6-103.a) i jednadžbi (6-103.b) može se izračunati tražena radijalna sila na mjestu spoja diska i vratila. Odredivši radijalnu silu zbog djelovanja svakog diska na površinu vratila prema jednadžbi (6-98) i jednadžbi (6-99), mogu se odrediti tangencijalna naprezanja na površini centralnog provrta monoblok rotora.

Ako se naprezanja u tijelu diska određuju metodom uzastopnih približenja, tada se jednadžbe za radijalno i tangencijalno naprezanje mogu napisati u obliku:

$$\sigma_r^{(k)} = N_{k-1}(r) + A_{k-1} \cdot I(r) + \frac{h_d}{h} \cdot p_{k-1} + K(r) \quad (6-105.a)$$

$$\sigma_t^{(k)} = M_{k-1}(r) + A_{k-1} \cdot \frac{1}{r^{1+\nu}} \quad (6-105.b)$$

gdje:

$$N_{k-1}(r) = \frac{1}{h} \int_{r_v}^r \frac{h}{r} \cdot \left[ \frac{(1-\nu^2)}{r^{1+\nu}} \int_{r_v}^r \sigma_r^{(k-1)} \cdot r^\nu dr - (1-\nu)\sigma_r^{(k-1)} \right] dr \quad (6-106.a)$$

$$M_{k-1}(r) = \frac{(1-\nu^2)}{r^{1+\nu}} \int_{r_v}^r \sigma_r^{(k-1)} \cdot r^\nu dr - \nu \cdot \sigma_r^{(k-1)} \quad (6-106.b)$$

$$K(r) = -\rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{1}{h} \int_{r_v}^r h \cdot r dr \quad (6-106.c)$$

$$I(r) = \frac{1}{h} \int_{r_v}^r \frac{h}{r^{2+\nu}} dr \quad (6-106.d)$$

U tim su jednadžbama zanemareni članovi koji odgovaraju temperaturnim naprežanjima, pošto je korišteno rješenje za debeli cilindar s prstenastim površinskim naprežanjem dobiveno bez uzimanja u obzir temperaturnog polja.

Konstanta  $A_{k-1}$  određuje se iz uvjeta na vanjskom polumjeru diska:

$$A_{k-1} = \frac{[\sigma'_{r,a} - K(r_a)] - N_{k-1}(r_a) - \frac{F_n}{h_a \cdot r_a} \cdot M_{k-1}(r_a) - \frac{h_d}{h_a} \cdot p_{k-1}}{I(r_a) + \frac{F_n}{h_a \cdot r_a^{2+\nu}}} \quad (6-107)$$

U skladu s jednadžbom (6-105.a) i jednadžbom (6-105.b) te jednadžbom (6-102) radijalni pomak diska za  $r = r_v$ :

$$u_d = \frac{A_{k-1}}{E \cdot r_v^\nu}$$

Tada uvjet dan jednadžbom (6-100) poprima oblik:

$$\frac{A_{k-1}}{r_v^{1+\nu}} = (C - \nu) \cdot \chi \cdot p_k + D$$

otkuda:

$$p_k = \frac{A_{k-1} - D \cdot r_v^{1+\nu}}{(C - \nu) \cdot \chi \cdot r_v^{1+\nu}} \quad (6-108)$$

Kao početno nulto približenje stavlja se  $\sigma_r^{(0)} = 0$ , uključujući i naprežanje na polumjeru  $r = r_v$ , tj.  $p_0 = 0$ . Tada u skladu s jednadžbama (6-106.a) do (6-106.d),  $N_0(r) = M_0(r) = 0$ . Po jednadžbi (6-107) određuje se konstanta  $A_0$  i dalje po jednadžbi (6-105.a) i jednadžbi (6-105.b) naprežanja  $\sigma_r^{(1)}$  i  $\sigma_t^{(1)}$  u prvom približenju. U sljedećem približenju po jednadžbi (6-106.a) do jednadžbe (6-106.d) računaju se  $N_1(r)$  i  $M_1(r)$ ; po jednadžbi (6-108)  $p_1$ , a jednadžbi (6-107) konstanta  $A_1$ . Po jednadžbi

(6-105.a) i jednadžbi (6-105.b) računaju se naprezanja  $\sigma_r^{(2)}$  i  $\sigma_t^{(2)}$  u drugom približenju, itd. Točnost proračuna može se ocjenjivati prema vrijednosti traženog opterećenja:

$$\left| \frac{p_k - p_{k-1}}{p_k} \right| \cdot 100\% \leq \delta\% \quad (6-109)$$

Izračunavši na taj način intenzitet radijalnog opterećenja na mjestima spoja vratila sa svakim diskom, može se odrediti tangencijalno naprezanje na površini centralnog provrta monoblok kovanog rotora.

Izložena približna metoda proračuna relativno je jednostavna i lako se realizira na računalu. Isto tako ona ne omogućava uzimanje u obzir mnogih geometrijskih faktora kovanog monoblok rotora, kao što je npr. promjena vanjskog promjera vratila, te ne daje potpunu informaciju o napregnutom stanju rotora. Tako ostaju neizračunata aksijalna naprezanja, koja uz centralni provrt rotora mogu doseći relativno visoke vrijednosti te tako značajno utjecati na veličinu ekvivalentnog naprezanja. Isto tako veliki nedostatak približne metode je taj da ne uzima u obzir temperaturna naprezanja, koja mogu biti značajna za rotore visokog i srednjeg tlaka.

Temperaturno polje, kao i njime izazvana naprezanja su kod tipičnih konstrukcija turbina manje više osnosimetrična, izuzev ako nije došlo do nekih neuobičajenih postupaka i smetnji kod rada kao što su: isključen mehanizam za okretanje rotora kod nedovoljno ohlađene turbine, dovođenje brtvene pare na mirujući rotor, zagrijavanje i deformacija rotora kod jednostranog zapinjanja u protočnom dijelu, itd.

Temperaturno polje rotora je karakterizirano velikom neravnomjernosti u aksijalnom smjeru, koja je najveća prilikom stacionarnog režima i određena je razlikom temperature pare, koja oplakuje rotor u području dovođenja pare, i ulja u ležajima. Temperaturna naprezanja, koja su izazvana tom promjenom srednje temperature po presjecima vratila su 10 do 20 MN/m<sup>2</sup>. Kod drugih režima karakter raspodjele temperature rotora u aksijalnom smjeru za većinu turbina bitno se ne mijenja, tek kod dovođenja pare u brtve hladne turbine biti će drugačija.

Što se tiče promjene temperature po polumjeru kod stacionarnog režima, obično je po cijeloj dužini rotora u granicama 10 do 15°C, uz izuzetak područja kod vanjskih brtvi. U području vanjskih brtvi razlika temperatura po polumjeru rotora može biti značajno veća pošto je zbog visoke vrijednosti koeficijenta prijelaza topline u brtvi temperatura površine rotora blizu temperature pare, a u blizini površine centralnog provrta rotor je puno hladniji zbog odvođenja topline u aksijalnom smjeru prema području dovođenja brtvene pare i prema ležajima.

Na sl.6.25 prikazano je temperaturno polje rotora srednjeg tlaka turbine snage 300 MW kod nominalnog protoka pare. U području stapa za rasterećenje razlika temperature po polumjeru je 120 do 140°C a u području brtvi 60 do 70°C. Po uzdužnom presjeku rotora u području dovođenja brtvene pare javlja se temperaturna razlika suprotnog predznaka (hladnija površina centralnog provrta). Najveći se temperaturni gradijenti u radijalnom smjeru javljaju u rotoru kod režima upuštanja, i u pravilu kod visokotemperaturnih dijelova rotora: u području dovođenja pare, regulacijskog stupnja, prednje labirintne brtve.

U različitim fazama upuštanja razlike temperatura (a samim time i naprezanja) mogu mijenjati predznak. Tako za upuštanje iz toplog i u potpunosti neohlađenog stanja je karakteristično određeno hlađenje rotora u početnoj fazi upuštanja zbog sniženja temperature pare u dovodnim parovodima, a također i zbog prigušivanja u ventilima i prerade toplinskog pada u regulacijskom stupnju, sl.6.26. Kod toga za jednoprotočna kućišta, kod kojih se temperaturno polje rotora kod hlađenja mijenja tako da se maksimalna temperatura premješta od prvih stupnjeva prema posljednjim kao što se vidi na sl.6.27, utjecaj početnog hlađenja je u tim stupnjevima osobito velik. Kako se vidi iz sl.6.26, za rotor visokog tlaka negativne vrijednosti temperaturnih razlika mogu se javljati još i na etapi prijelaza na nominalni tlak iza generatora pare, kada se zbog zatvorenosti ventila visokog tlaka snižava temperatura pare u regulacijskom stupnju.

Za sve druge etape upuštanja karakterističan je porast temperature pare u protočnom dijelu i pozitivni gradijent temperature (tj. temperatura površine vratila je viša od temperature površine centralnog

provrtu). Na sl.6.28 prikazano je temperaturno polje rotora visokog tlaka u području prednje brtve i prvih stupnjeva kod jedne od etapa upuštanja iz toplog stanja (pri snazi od 100 MW).

Najsloženije se temperaturno polje prilikom upuštanja javlja u području vanjskih brtvi. Ovdje veliku ulogu igra aksijalni toplinski tok, a također i smanjenje temperature grijuće pare zbog prijelaza topline između progrijavanog rotora i pare koja struji kroz brtvu. Na sl.6.29 shematski je prikazano temperaturno polje u području prednje labirintne brtve, pri protoku pare koji odgovara praznom hodu turbine, i temperaturi pare na ulazu u brtvu koja se razlikuje od početne temperature metala za 100°C. Najintenzivnije se zagrijava dio rotora u blizini dovođenja pare u brtvu, gdje se odmah nakon dovođenja pare javlja visoka aksijalna neravnomjernost temperaturnog polja. Kod dugotrajnog podizanja temperature pare na ulazu u brtvu tokom upuštanja, utjecaj hlađenja pare kod njenog strujanja duž progrijavanog rotora osobito je značajan. Maksimalna razlika temperatura po polumjeru rotora u ulaznom presjeku je bitno veća nego bez uzimanja u obzir hlađenja pare u brtvi. Kod toga se može dogoditi da izlazni dio brtve, koji je u početnoj etapi bio loše progrijan, se kasnije počinje naglo progrijavati zbog smanjenja efekta hlađenja pare s porastom protoka pare kroz brtvu tijekom opterećivanja turbine. Ništa se manje složeno temperaturno polje javlja i kod stražnje vanjske brtve gdje je oblik vratila također različit od glatkog vratila.

Za dijelove rotora u području međustupanjskih brtvi na temperaturno polje rotora ima utjecaj kako aksijalni toplinski tok tako i utjecaj diskova kao i hlađenje pare u međustupanjskim brtvama. Utjecaj diskova je najznačajniji za rotore srednjeg tlaka gdje je njihova debljina jednaka, a ponekad i veća od debljine dijafragmi. U tom slučaju površina brtve, gdje dolazi do najintenzivnijeg prijelaza topline, je relativno mala i samim time je malen intenzitet progrijavanja vratila. Slično utječe i hlađenje pare u zazoru, zbog kojeg temperatura pare u brtvi može biti značajno niža, nego iza rotorskih lopatica prethodnog stupnja, osobito kod nagle promjene temperature pare na ulazu u zazor.

Na sl.6.30 prikazano je temperaturno polje hlađenog rotora parne turbine snage 100 MW u obliku bubnja, dobiveno modeliranjem pomoću elektrolitičkih modela. Prikazana su tri režima: a) nominalni režim s uključenim sustavom za hlađenje; b) 40% opterećenje uz dovođenje pare za hlađenje samo u prostor prvog stupnja; c) 40% opterećenje uz isključeni sustav za hlađenje. Rezultati u potpunosti potvrđuju svrsishodnost uvođenja hlađenja.

Raspodjela temperature po dužini rotora sa sl.6.30 prikazana je na sl.6.31 (temperatura površine rotora i krajeva vratila do prvih oduzimanja iz brtvi). Na sl.6.31.a krivulje 1 i 2 odgovaraju modeliranju pojedinih stupnjeva odvojeno, a 3 i 4 modeliranju rotora kao cjeline. Na sl.6.31.b dana je raspodjela temperature kod djelomičnog opterećenja, s tim da krivulja 5 predstavlja rad bez hlađenja, a krivulja 6 rad uz hlađenje. Uočava se visoka temperatura vratila sa strane dovođenja pare. Čak i uz uključeno hlađenje prvog stupnja temperatura vratila je oko 60°C viša nego kod nominalnog opterećenja. To se objašnjava s jedne strane manjim smanjenjem temperature pare kod prigušivanja u brtvi (početni je tlak niži), a s druge smanjenjem intenziteta prijelaza topline zbog manje gustoće pare. Kad se para za hlađenje dovodi u prostor prvog stupnja, dolazi do još većeg povećanja temperature zbog ustrojavanja u brtvu prigušene pare nakon sapnica s temperaturom koja je jako blizu temperature pare ispred sapnica. Na taj način, ako nije predviđeno na neki način smanjenje parametara pare ispred turbine, to povećanje opterećenja preko 40% uz djelomično isključen ili čak u potpunosti isključen sustav za hlađenje nije dopušteno.

Najpotpuniju informaciju o napregnutom stanju monoblok rotora daju numeričke metode rješenja osnosimetričnih zadataka za tijelo složenog geometrijskog oblika. Kao što je već rečeno, najefikasnija i najuniverzalnija od tih metoda je metoda konačnih elemenata. Struktura algoritma i programa za računalo, razrađenih za rješavanje osnosimetričnih zadataka i koji su korišteni za proračun turbinskih diskova, također su pogodni i za proračun monoblok rotora, jedino što je obujam proračuna znatno veći. Kod diskretizacije područja, koje predstavlja dijametralni presjek rotora, prvo se provodi kao i kod proračuna diskova, njegovo dijeljenje na manji broj podpodručja standardnog oblika (fragmenata) uz zadavanje koordinata čvornih točaka tih fragmenata u osnovnom koordinatnom sustavu, sl.6.32. Daljnje dijeljenje fragmenata na konačne elemente i računanje koordinata čvornih točaka izvodi računalo po prethodno zadanom algoritmu. Programi omogućavaju određivanje stanja naprezanja u područjima koncentracije naprezanja, kao što su mjesta prijelaza s vratila na diskove, stupnjevita

promjena promjera, prstenasti izdanci ili kanali. Rezultati proračuna u obliku pomaka i naprezanja daju se istovremeno za čvorove mreže kao i u centru elemenata. Na sl.6.32 je kao primjer prikazan presjek monoblok rotora, podijeljen na niz standardnih fragmenata te s mrežom koja je ucrtana u svaki od njih. Također su dane krivulje relativnih naprezanja za centralni provrt rotora, po polumjeru jednog od diskova i u osnovici diska. Zbog usporedbe dana je i krivulja tangencijalnih naprezanja, izračunata za centralni provrt rotora po prethodno izloženoj približnoj metodi. Ako se usporede rezultati može se vidjeti da je maksimalno tangencijalno naprezanje, izračunato po približnoj metodi, 10% veće od maksimalnog naprezanja dobivenog proračunom pomoću metode konačnih elemenata.

### 6.13. Proračun zavarenih rotora

Prilikom ocjene čvrstoće zavarenog rotora potrebno je odrediti naprezanja koja se javljaju u diskovima kao i u prirubnicama između njih preko kojih su zavareni u jednu cjelinu. Stanje naprezanja u prirubnicama je određeno djelovanjem centrifugalnih sila njihove vlastite mase, a također i razlikom radijalnih pomaka diskova koje spajaju. Razlika u radijalnim pomacima diskova dovodi do pojave savojnih momenata i smičnih sila, koji djeluju na krajevima prirubnica na mjestima spoja s diskovima. Naprezanja u centralnim dijelovima diskova u osnovnom su određena centrifugalnom silom zbog vlastite mase i centrifugalnom silom rotorskih lopatica. Naprezanja, koja se javljaju zbog elastičnog međudjelovanja s prirubnicama imaju lokalni karakter, no isto tako mogu postići značajne vrijednosti.

Proračun čvrstoće zavarenog rotora predstavlja dosta složen zadatak. Kod približnih metoda proračuna, pretpostavlja se da se zavareni rotor sastoji od odvojenih diskova koji su međusobno povezani kratkim tankostijenim cilindrima. Radijalni pomaci diska i tankostijenih cilindara na mjestu njihovog spoja na polumjeru koji odgovara polumjeru srednje površine rotora uzimaju se da su jednaki. Osim toga, kut zakreta krajnjih presjeka površine rotora uzima se također da je jednak nuli.

Usporedba s eksperimentalnim podacima i rezultatima proračuna pomoću metode konačnih elemenata, pokazala je da stanje naprezanja u prirubnicama određeno pomoću približne metode slabo odgovara stvarnom. To se odnosi kako na razinu djelujućih naprezanja tako i na karakter njihove raspodjele. To se objašnjava činjenicom da prihvaćena proračunska shema ne uvažava elastičnu podatljivost spoja prirubnice i diska.

Druga približna metoda proračuna zavarenih rotora koristi ideju proračuna monoblok kovanih rotora koja je prethodno izložena. Realna konstrukcija zavarenog rotora svodi se na proračunsku shemu koja uključuje cilindre konstantnog presjeka, čija je debljina jednaka debljini prirubnica te diskove koji su opterećeni centrifugalnim silama oboda i lopatica, a također i radijalnim silama, koje se javljaju na mjestima spoja diska i cilindara, sl.6.33. U tom se slučaju cilindri smatraju debelostijenim. Nepoznate radijalne sile  $p_1$  i  $p_2$  određuju se iz uvjeta jednakosti srednjih radijalnih pomaka vanjskih i unutarnjih površina cilindra i diskova na mjestu spoja. Kod toga se dodirna naprezanja na mjestu spoja zanemaruju. Nakon određivanja nepoznatih radijalnih sila  $p_1$  i  $p_2$  mogu se odrediti naprezanja u svim elementima rotora (u diskovima i cilindrima), na način, kako je to objašnjeno u prethodnom poglavlju.

Ta metoda posjeduje veću točnost nego prethodna, no isto tako naprezanja, određena na mjestima spoja diskova s prirubnicama, gdje ona imaju maksimalne vrijednosti, bitno se razlikuju od stvarnih. Zbog toga se kod projektiranja zavarenog rotora naprezanja u diskovima trebaju orijentaciono ocijeniti putem njihovog proračuna bez uzimanja u obzir utjecaja prirubnica i drugih diskova. Kod toga diskove treba tako profilirati, da su s jedne strane, njihovi radijalni pomaci po polumjeru na kojem se nalaze prirubnice približno međusobno jednaki, a s druge strane također i jednaki radijalnim pomacima slobodno rotirajućih prirubnica. Radijalni pomaci slobodno rotirajućih prirubnica mogu se približno ocijeniti po jednadžbi za tanki rotirajući prsten:

$$u_p = \omega^2 \cdot \rho \cdot \frac{R^3}{E} \quad (6-110)$$

gdje  $R$  - polumjer na kojem se nalazi prirubnica.

Tada na polumjeru gdje se nalazi prirubnica mora biti zadovoljen uvjet:

$$u_d = u_p \quad (6-111)$$

ili:

$$\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r = \omega^2 \cdot \rho \cdot R^2 \quad (6-112)$$

gdje  $u_d$  - radijalni pomak diska na polumjeru  $R$ ,

$\sigma_r, \sigma_t$  - radijalno i tangencijalno naprezanje na istom polumjeru.

Ako je uvjet dan jednadžbom (6-112) ispunjen, tada u prirubnici neće doći do pojave savojnih naprezanja, već će postojati samo tangencijalna naprezanja, koja su po veličini blizu naprezanjima u tankom rotirajućem prstenu:

$$\sigma_0 = \omega^2 \cdot \rho \cdot R^2 \quad (6-113)$$

U tom će slučaju utjecaj prirubnica na stanje naprezanja diskova također biti minimalan.

Diskovi zavarenih rotora obično se izvode s tijelom jednake debljine. U ponekim slučajevima teži se približiti profilu diska jednake čvrstoće i time realizirati uvjet dan jednadžbom (6-112). Isto tako, to u praksi nije uvijek moguće postići, te će stanje naprezanja zavarenog rotora, osobito na mjestima spoja prirubnica s diskovima, biti relativno složeno. Najpotpuniju sliku o stanju naprezanja zavarenog rotora mogu dati proračuni izvedeni pomoću metode konačnih elemenata.

Za proračun zavarenih rotora koristi se numeričko rješenje osnosimetričnog zadatka iz teorije elastičnosti. Struktura algoritma i programa proračuna na računalo ostaje ista kao i kod proračuna kovanog monoblok rotora. Isto tako je predstavka proračunske sheme zavarenog rotora u diskretiziranom obliku zbog složenosti konstrukcije kompliciranija. Koristeći ideju o dijeljenju na fragmente, značajni dio operacija kod konstruiranja mreže može obaviti samo računalo automatski, no prethodno dijeljenje proračunskog područja na fragmente i njihovo međusobno spajanje zahtijevaju određenu umješnost. Na sl.6.34 kao primjer je dan dio zavarenog rotora, za čiju je diskretizaciju bilo potrebno 20 fragmenata, koji imaju različite tipove standardnih geometrijskih oblika. Na istoj su slici također prikazani pomoću krivulja relativnih naprezanja i neki od proračuna zavarenog rotora. Dane su krivulje relativnog naprezanja po osima diskova, po polumjeru najopterećenijeg diska i po konturi jedne od prirubnica. Krivulje potvrđuju tvrdnju o složenosti stanja naprezanja zavarenog rotora, osobito u području spoja prirubnica i diskova, gdje se uočava značajna koncentracija naprezanja.

#### 6.14. Proračun diskova i rotora uz uzimanje u obzir plastičnosti i puzanja pomoću metode promjenjivih parametara elastičnosti

Rješenje prikladnih zadataka uz uzimanje u obzir plastičnosti i puzanja materijala povezano je sa značajnim teškoćama. Točno se rješenje može dobiti samo za neke jednostavnije slučajeve. Zbog toga većina prikladnih zadataka se rješava pomoću različitih približnih metoda. Najefikasnije su varijacijske metode, kao i metode koje se temelje na redukciji fizikalno nelinearnih problema, koji se javljaju kao posljedica plastičnih deformacija ili deformacija puzanja, na linearne s promjenjivim parametrima elastičnosti ili dodatnim deformacijama.

Više riječi bit će o tzv. *metodi s promjenjivim parametrima elastičnosti* uz primjenu deformacijske teorije plastičnosti ili puzanja. U osnovi metode su ugrađene postavke fizikalnih jednadžbi deformacijske teorije plastičnosti u obliku proširenog Hookovog zakona, u kojima parametri elastičnosti za razliku od običnih parametara elastičnosti ovise o stanju naprezanja i deformacija u točki. Rješenje zadatka teorije elastičnosti svodi se u općem slučaju na integriranje sustava diferencijalnih jednadžbi koje obuhvaćaju: tri jednadžbe ravnoteže, šest jednadžbi kompatibilnosti deformacija, koje povezuju relativne deformacije s pomacima i šest fizikalnih jednadžbi proširenog



Hookovog zakona. Integriranje jednadžbi se provodi na temelju rubnih uvjeta, koji se zadaju kao naprezanja ili pomaci.

Od tri navedene grupe jednadžbi, prve dvije, jednadžbe ravnoteže i jednadžbe kompatibilnosti deformacija, su ispravne kako za elastično tako i neelastično stanje. Za oba stanja ostaju nepromijenjeni rubni uvjeti. Različite su samo fizikalne jednadžbe treće grupe. Isto tako, ako se te jednadžbe za neelastično stanje tijela predstave u obliku proširenog Hookovog zakona, to će se formalno sa stanovišta matematičke postavke zadatak deformacijske teorije plastičnosti ili puzanja podudarati sa zadatakom teorije elastičnosti s promjenjivim parametrima  $i$ , u skladu s tim, rješenje zadatka elastičnosti može se koristiti za rješenje zadatka plastičnosti ili puzanja. U posljednjem su slučaju, isto tako nepoznati promjenjivi parametri elastičnosti, pošto i sami ovise o traženim vrijednostima deformacija ili naprezanja. Zbog toga se proračun izvodi iterativnim postupkom.

Izložena metoda s promjenjivim parametrima elastičnosti biti će pokazana na primjeru rješavanja elastično-plastičnog zadatka kod rotirajućeg neravnomjerno grijanog diska proizvoljnog profila. Jednadžbe proširenog Hookovog zakona imaju tada oblik:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E^*} [\sigma_r - \nu^* \cdot \sigma_t] + \varepsilon_T \quad (6-114.a)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E^*} [\sigma_t - \nu^* \cdot \sigma_r] + \varepsilon_T \quad (6-114.b)$$

gdje su promjenjivi parametri elastičnosti:

$$E^* = \frac{\frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}{1 + \frac{1 - 2\nu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}} \quad (6-114.c)$$

$$\nu^* = \frac{\frac{1}{2} - \frac{1 - 2\nu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}}{1 + \frac{1 - 2\nu}{3E} \cdot \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}} \quad (6-114.d)$$

U prvoj iteraciji se kao početne vrijednosti uzimaju  $E^{*(0)} = E$  i  $\nu^{*(0)} = \nu$ , tj. promjenjivi parametri elastičnosti su jednaki vrijednostima modula elastičnosti i Poissonovog koeficijenta za zadanu temperaturu koja se mijenja po polumjeru. Prema nekoj od metoda proračuna diska uz uzimanje u obzir rubnih uvjeta određuju se vrijednosti naprezanja  $\sigma_r^{(0)}$  i  $\sigma_t^{(0)}$  i intenziteta naprezanja  $\sigma_i'^{(0)}$  za elastično područje u svakoj proračunskoj točki diska. Intenzitet naprezanja se računa po jednadžbi:

$$\sigma_i' = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t} \quad (6-115)$$

Dalje se određuje intenzitet deformacije u prvom približenju:

$$\varepsilon_i^{(1)} = \sigma_i'^{(0)} / E^{*(0)} = \sigma_i'^{(0)} / E$$

Prema dijagramu deformiranja određuje se odgovarajuća vrijednost intenziteta naprezanja  $\sigma_i'^{(0)}$  u prvom približenju, sl.6.35. Dijagram deformiranja može se također zadati i tablično.

Prema vrijednostima intenziteta  $\sigma_i^{(1)}$  i  $\varepsilon_i^{(1)}$ , koristeći jednadžbu (6-114.c) i jednadžbu (6-114.d), računaju se promjenjivi parametri elastičnosti  $E^{*(1)}$  i  $\nu^{*(1)}$  u prvom približenju. Zatim se ponavlja proračun diska po jednadžbama za elastično područje uz nove vrijednosti parametara. Kao rezultat se

dobivaju naprezanja  $\sigma_r^{(1)}$  i  $\sigma_t^{(1)}$  u prvom približenju. Računa se intenzitet naprezanja  $\sigma_i'^{(1)}$  prema jednadžbi (6-115) i intenzitet deformacije u drugom približenju:

$$\varepsilon_i^{(2)} = \sigma_i'^{(1)} / E^{*(1)}$$

Prema dijagramu deformiranja određuju se odgovarajuće vrijednosti intenziteta naprezanja  $\sigma_i^{(2)}$ , sl.6.35, a prema jednadžbi (6-114.c) i jednadžbi (6-114.d) nove vrijednosti promjenjivih parametara elastičnosti  $E^{*(2)}$  i  $\nu^{*(2)}$ . Obavivši ponovni proračun, dobivaju se naprezanja  $\sigma_r^{(2)}$  i  $\sigma_t^{(2)}$  u drugom približenju.

Iterativni postupak potrebno je provoditi sve do tada dok naprezanja ili modul  $E^*$  u nekoj narednoj iteraciji ne postanu po vrijednosti međusobno bliski svojim vrijednostima iz prethodne iteracije. Točnost proračuna može se zadati u obliku omjera:

$$\left| \frac{E_{(j)}^* - E_{(j-1)}^*}{E_{(j)}^*} \right| \leq \delta$$

gdje  $j$  - redni broj približenja;  
 $\delta$  - zadana točnost proračuna.

Proračuni pokazuju da je konvergencija metode jako brza. Obično se potrebna točnost postiže već u trećem približenju.

U slučaju da se materijal smatra nestlačivim, što je u potpunosti točno kod proračuna tankih diskova, to se jednadžba (6-114.c) i jednadžba (6-114.d) pojednostavljuju i promjenjivi parametri elastičnosti postaju:

$$E^* = \frac{\sigma_i}{\varepsilon_i}; \quad \nu^* = 0,5 \quad (6-116)$$

Princip metode promjenjivih parametara u potpunosti se očuva i kod proračuna diskova u uvjetima puzanja uz primjenu deformacijske teorije. Ako se pri tome koristi teorija starenja u obliku analitičke ovisnosti, to se u svakom približenju proračun intenziteta provodi po jednadžbi:

$$\sigma_{i(j)} = \left[ \frac{\varepsilon_{i(j)}}{\Omega(t)} \right]^{1/m}$$

gdje se intenzitet deformacija određuje kao i prethodno:

$$\varepsilon_{i(j)} = \frac{\sigma_{i(j-1)}}{E_{(j-1)}^*}$$

Dalje se po jednadžbi (6-114.c) i jednadžbi (6-114.d) ili jednadžbi (6-116) određuju promjenjivi parametri elastičnosti  $E_{(j)}^*$  i  $\nu_{(j)}^*$  i proračun se nastavlja po prethodno izloženom algoritmu. Metoda promjenjivih parametara elastičnosti zajedno s metodom uzastopnih približenja predstavljaju algoritam koji se može lako programirati na računalu.

Na sl.6.36 dane su krivulje raspodjele naprezanja po polumjeru diska u uvjetima elastičnosti i stacionarnog puzanja. Disk je izrađen od čelika za rotor *R2M* (oznaka prema GOST-u), ravnomjerno je zagrijan na temperaturu 530°C te ima broj okretaja 3.000 u minuti. Dimenzije diska, a također opterećenje na vanjskom i unutarnjem polumjeru prikazani su na slici. Analizirajući krivulje, može se zaključiti da kod puzanja dolazi do bitne preraspodjele naprezanja. Tako se npr. na unutarnjem polumjeru maksimalno tangencijalno naprezanje snižava za oko 25% .

Metoda promjenjivih parametara elastičnosti primjenjiva je i zajedno s numeričkim metodama, kao što je varijacijska metoda ili metoda konačnih elemenata. U tom slučaju je potrebno, da je numeričko rješenje zadatka iz područja elastičnosti dobiveno uz uzimanje promjenjivog modula elastičnosti  $E$  i Poissonovog koeficijenta  $\nu$ . U tom slučaju rješavanje fizikalno nelinearnog zadatka ne predstavlja principijelne poteškoće.

Te metode su u potpunosti efikasne za proračun debelih diskova, monoblok kovanih i zavarenih rotora. Za to se može koristiti rješenje osnosimetričnog zadatka teorije elastičnosti metodom konačnih elemenata, dobiveno uz uzimanje promjenjivih parametara elastičnosti. Tada se fizikalne jednadžbe koje predstavljaju Hookov zakon mogu prikazati u obliku:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E^*} [(1 + \nu^*) \cdot \sigma_r - 3\nu^* \cdot \sigma_0] + \varepsilon_T \quad (6-117.a)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E^*} [(1 + \nu^*) \cdot \sigma_t - 3\nu^* \cdot \sigma_0] + \varepsilon_T \quad (6-117.b)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E^*} [(1 + \nu^*) \cdot \sigma_z - 3\nu^* \cdot \sigma_0] + \varepsilon_T \quad (6-117.c)$$

$$\gamma_{rz} = \frac{2(1 + \nu^*)}{E^*} \cdot \tau_{rz} \quad (6-117.d)$$

gdje  $E^*$  i  $\nu^*$  - promjenjivi parametri elastičnosti koji se određuju prema jednadžbi (6-114c) i jednadžbi (6-114.d) ili jednadžbi (6-116).

U tom se slučaju algoritam proračuna prema metodi promjenjivih parametara elastičnosti ne razlikuje od prethodno izloženog. Kao početno približenje također se uzimaju naprezanja  $\sigma_r^{(0)}$ ,  $\sigma_t^{(0)}$ ,  $\sigma_z^{(0)}$  i  $\tau_{rz}^{(0)}$  dobivena kod elastičnog proračuna kada je  $E^{*(0)} = E$  i  $\nu^{*(0)} = \nu$ . Na temelju dobivenih naprezanja u svakom se elementu računa intenzitet naprezanja  $\sigma_i'^{(0)}$ , u ovom slučaju po jednadžbi:

$$\sigma_i' = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + 6\tau_{rz}^2} \quad (6-118)$$

Dalje se određuje intenzitet deformacije  $\varepsilon_i^{(1)}$  i po generaliziranoj krivulji deformacija određuju se odgovarajuće vrijednosti intenziteta naprezanja  $\sigma_i^{(1)}$ . Izračunavši nove vrijednosti promjenjivih parametara elastičnosti u svakom konačnom elementu, provodi se proračun sljedećeg približenja, itd. Kod proračuna u uvjetima puzanja veza između intenziteta naprezanja i deformacija, kao i prethodno, zadaje se izohornom krivuljom za fiksni vremenski trenutak.

### 6.15. Koncentracija naprezanja u diskovima s ekscentričnim provrtom u uvjetima puzanja

Napregnuto je stanje u turbinskom disku s ekscentričnim provrtom blisko napregnutom stanju u beskonačnoj ravnini s kružnim provrtom, koja se rasteže u dvije međusobno okomite ravnine. Koncentracija naprezanja u elastičnom području u takvoj ravnini određuje se po jednadžbi:

$$k = 3 - \sigma_2/\sigma_1 \text{ uz } \sigma_1 \geq \sigma_2 \quad (6-119)$$

gdje  $\sigma_1$  i  $\sigma_2$  - glavna naprezanja, koja djeluju na beskonačnu ravninu u dva međusobno okomita smjera.

Ako se uzmu  $\sigma_1 = \max(\sigma_r, \sigma_t)$  i  $\sigma_2 = \min(\sigma_r, \sigma_t)$ , gdje su  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  radijalna i tangencijalna naprezanja u disku u području smještaja ekscentričnog provrta, računata uz pretpostavku nepostojanja tog provrta, to se jednadžbi (6-119) može primijeniti i za ocjenu koncentracije naprezanja u disku. Ta se jednadžba također može koristiti i u slučaju, ako ne postoji međusobni utjecaj provrta na veličinu koeficijenta koncentracije. Za uzimanje u obzir međusobnog utjecaja provrta može se koristiti jednadžba:

$$k = 3 - \sigma_2/\sigma_1 - d/l \text{ uz } \sigma_1 \geq \sigma_2 \quad (6-120)$$

gdje  $d$  - promjer ekscentričnog provrta;

$l$  - najkraća udaljenost između kontura provrta.

Kod velikog promjera ekscentričnog provrta, a također i uz visoki koeficijent koncentracije naprezanja treba uzeti u obzir i oslabljenje presjeka:

$$k = (3 - \sigma_2/\sigma_1 - d/l)/(1 - \alpha) \quad (6-121)$$

gdje  $\alpha = F_{\text{provrt}} - F_{\text{puni}}$  - koeficijent oslabljenja presjeka;

$F_{\text{provrt}}$  - površina provrta u opasnom (dijametralnom ili cilindričnom) presjeku diska;

$F_{\text{puni}}$  - površina istog presjeka bez uzimanja u obzir provrta.

Da bi se ocijenila koncentracija naprezanja u disku u uvjetima puzanja postupa se na sljedeći način. Pretpostavlja se da se na konturi slobodnog provrta ostvaruje jednoosno napregnuto stanje. Tada se može napisati:

$$\sigma_{1\max}^c \cdot \varepsilon_{1\max}^c = k^2 \cdot \sigma_1^c \cdot \varepsilon_1^c \quad (6-122)$$

gdje  $\sigma_{1\max}^c$  i  $\varepsilon_{1\max}^c$  - maksimalne vrijednosti naprezanja i deformacija po konturi ekscentričnog provrta u uvjetima puzanja;

$\sigma_1^c$  i  $\varepsilon_1^c$  - najveće vrijednosti nominalnih naprezanja i deformacija (tangencijalnih ili radijalnih), izračunate u disku u uvjetima puzanja uz nepostojanje provrta.

Izračunavši desnu stranu jednadžbe (6-112), po izohornim krivuljama, preuređenima u  $\sigma - \sigma_\varepsilon$  koordinatni sustav, određuju se vrijednosti maksimalnog naprezanja po konturi ekscentričnog provrta. Usporedba proračunatih vrijednosti maksimalnih naprezanja po izloženoj metodi s rezultatima eksperimentalnih ispitivanja provedenih na pločama s kružnim provrtom uz različite omjere glavnih naprezanja  $\sigma_2/\sigma_1$  pokazuje da razlika ne prelazi 10%. Na analogan način mogu se odrediti maksimalna naprezanja po konturi ekscentričnog provrta i u uvjetima elastično-plastičnih deformacija.

## 6.16. Materijali za izradu turbinskih diskova i bubnjeva i izbor dozvoljenog naprezanja

Rotor turbine je uz rotorske lopatice najopterećeniji dio turbine. Lom rotora predstavlja ozbiljnu havariju koja je često povezana s potpunom havarijom cijele turbine. Zbog toga izbor materijala za turbinske diskove i bubnjeve, kao i njegova kontrola, trebaju se obaviti s posebnom pažnjom.

Materijali za diskove, bubnjeve, monoblok i zavarene rotore trebaju imati:

- visoka mehanička svojstva, posebice: relativno produženje, relativnu kontrakciju i udarnu žilavost;
- za visokotemperaturne turbinske stupnjeve dovoljno visoku trajnu čvrstoću i granicu puzanja;
- također kod visokotemperaturnih turbinskih stupnjeva trebaju imati visoki koeficijent provođenja topline te nizak koeficijent toplinskog rastezanja što snižava temperaturna naprezanja;
- čistoću i homogenost sastava;
- nepostojanje unutarnjih grešaka;

- f) minimalna unutarnja naprezanja;
- g) dobru mehaničku obradivost.

Za jako opterećene diskove niskotlačnih stupnjeva parnih turbina, koji su navučeni na vratilo, primjenjuje se 3% niklom legirani čelik (oznaka prema GOST-u: *34HM3M*, tablica 6.2). Kod parnih turbina manjih snaga, a također i nižih temperatura, zadovoljava čelik *45* (oznaka prema GOST-u). Za diskove s tankim tijelom i s glavinom relativno male širine preporuča se čelik *34HM* (oznaka prema GOST-u). Od toga se čelika također izrađuju diskovi i elementi zavarenih rotora. Monoblok kovani rotori parnih turbina, koji rade u području povišenih temperatura obično se izrađuju od (oznake prema GOST-u): čelika *R2* (do temperature od 540°C), *EI415* (do temperature 560°C) i *EI802* (do temperature 570°C). Od tih čelika mogu se također izrađivati i navučeni diskovi stupnjeva visokog tlaka parnih i plinskih turbina. Za temperature preko 570°C primjenjuju se čelici austenitnog tipa (oznake prema GOST-u): *EI405* (do 600°C), *EI726* i *EI612* (do 650°C) te *EI612K* (do 700°C).

Poteškoća koja se javlja kod upotrebe austenitnih čelika je u tome da oni imaju nizak koeficijent provođenja topline te visoki koeficijent toplinskog rastezanja. Zbog toga se kod plinskih turbina primjenjuju kompozitni diskovi. Hlađenje diskova plinskih turbina omogućava primjenu manje kvalitetnih čelika (oznake prema GOST-u): *34HM*, *R2* ili *EI415*. Mehanička svojstva čelika, navedena u tablici 6.2, bitno ovise o toplinskoj obradi. Različiti postupci toplinske obrade daju mogućnost povećanja čvrstoće uz istovremeno smanjenje plastične deformacije, i obrnuto. Zahtjev za homogenosti materijala za diskove i rotore objašnjava se visokim napreznjima u bilo kojem dijelu diska. Zbog toga mehanička svojstva materijala trebaju biti jednaka u svim dijelovima diska, pa i u onima koji se dobivaju iz centralnog dijela odljevka. U tom se području javlja rastresitost materijala zbog kontrakcije tokom hlađenja, sakupljaju se nemetalne uključine te pojavljuje povećana koncentracija sumpora i fosfora. Zbog toga se prilikom preuzimanja otkivka probe za mehanička ispitivanja izrezuju iz centralnog dijela diska a unutarnja površina glavine podvrgava se naročito pažljivom ispitivanju.

Unutarnja naprezanja, koja se javljaju kod skidanja površinskog sloja i nepravilne toplinske obrade, mogu izazvati lom diska čak i u postupku njegove izrade. Tehnički uvjeti dozvoljavaju za diskove parnih turbina sljedeće veličine unutarnjih naprezanja: do 30 MN/m<sup>2</sup> kod promjera diska do 500 mm, do 40 MN/m<sup>2</sup> kod promjera do 1.000 mm i do 50 MN/m<sup>2</sup> kod promjera preko 1.000 mm. Unutarnja naprezanja se snimaju popuštanjem otkivka uz polagano hlađenje. Dobra mehanička obradivost materijala karakterizirana je, s jedne strane tvrdoćom materijala, koja treba omogućiti njegovu laku obradu rezanjem, i s druge strane mogućnost postizanja čistih glatkih površina bez hrapavosti i riseva koji mogu izazvati koncentraciju naprezanja.

Kao i kod proračuna rotorskih lopatica, kriterij čvrstoće elemenata rotora je granica tečenja  $\sigma_{0,2}^t$ : kod temperatura ispod 430°C za perlitne čelike i kod temperatura ispod 480 do 520°C za austenitne čelike. Kod viših temperatura materijala paralelno s tim kriterijem treba uzimati u obzir i granicu trajne čvrstoće  $\sigma_{tr}$  za 100.000 sati i granicu puzanja  $\sigma_{pl}$  za deformacije od 1% za 100.000 sati. Na taj se način, za dopušteno naprezanje u elementima rotora, koji rade uz umjerene temperature, uzima:

$$\sigma_{doz} = \sigma_{0,2}^t / K_T$$

gdje se koeficijent sigurnosti  $K_T$  preporuča 1,8 za navučene diskove, 2,3 za diskove zavarenih rotora, 3 kod zavarenih rotora u području zavara i 2,2 za monoblok kovane rotore. Za sve slučajeve  $\sigma_{0,2}^t$  treba biti uzeta kod radne temperature. U temperaturnom području, gdje treba uzeti u obzir i puzanje materijala (orijentaciono kod  $t \geq 500^\circ\text{C}$ ), osim prethodno navedene veličine dopuštenog naprezanja treba odrediti:

$$\sigma_{dop} = \sigma_{tr} / K_{tr} \quad \text{i} \quad \sigma_{dop} = \sigma_{pl} / K_{pl}$$

gdje  $K_{tr} = 1,65$ , a  $K_{pl} = 1,25$ . Kod toga se koeficijent sigurnosti  $K_T$  preporuča uzeti 2.2.

## 7. VIBRACIJE TURBINSKIH LOPATICA

### 7.1. Osnovni pojmovi

Turbinska lopatica aksijalnog turbostroja predstavlja elastični štap koji može vibrirati i otklanjati se na obje strane od svog neutralnog položaja. Vibracije mogu biti različitog tipa, ovisno o sili koje ih izazivaju.

Ako npr. na lopaticu kratkovremeno djeluje sila, koja će izvesti lopaticu iz položaja ravnoteže, to će lopatica pod djelovanjem sila elastičnosti izvoditi slobodne ili vlastite vibracije. Frekvencija tih vibracija je u potpunosti određena za danu geometriju lopatice i ovisi samo o njenim dimenzijama, načinu učvršćenja i elastičnosti materijala lopatice.

Zahvaljujući otporu sredine i unutarnjem trenju u materijalu lopatice amplituda vlastitih vibracija se nakon djelovanja sile, koja je izazvala vibracije, smanjuje, tj. vibracije su prigušene: nakon nekog vremena nakon pobude vibracija lopatica dolazi u stanje mirovanja. Frekvencija vlastitih vibracija i kod njihovog prigušivanja ostaje nepromijenjena, isto kao i kod metronoma gdje intenzitet zvuka nakon udarca opada no visina tona (frekvencija tona) se ne mijenja.

Ako na lopaticu periodički djeluje određena vanjska sila, to će ona izazvati prisilne vibracije lopatice, čija je frekvencija jednaka frekvenciji djelovanja poremećajne sile. Sada amplituda vibracija ovisi o amplitudi poremećajne sile, njenoj frekvenciji, frekvenciji vlastitih vibracija lopatice kao i o njenoj geometriji, načinu pričvršćenja i materijalu lopatice. U teoriji vibracija se izvodi ovisnost između amplitude prisilnih vibracija i progiba štapa pod djelovanjem poremećajne sile ako je ona nadomještena sa statičkom.

Veličina tzv. koeficijenta pojačanja (ili dinamičnosti)  $\beta$ , koji predstavlja omjer amplitude prisilnih vibracija i statičkog progiba, prikazana je na sl.7.1 i to u ovisnosti o  $\alpha$  koji predstavlja omjer između frekvencija poremećajne sile i vlastitih vibracija lopatica, a također i u ovisnosti o koeficijentu prigušenja ili otpora  $\chi$ . Taj koeficijent ovisi o veličini sile otpora spram vibracija.

Iz sl.7.1 je vidljivo da kod omjera frekvencija, koji je blizu jedan, amplituda prisilnih vibracija naglo raste, to intenzivnije što je niži koeficijent prigušenja. Kod  $\alpha = 1$  nastupa pojava rezonancije, kod koje progib lopatice kod nepostojanja sile otpora može doseći beskonačno veliku vrijednost, tj. lopatica će se slomiti. Prisutnost sile otpora i prigušni karakter prisilnih vibracija prouzrokuje određeno odstupanje maksimuma amplitude od veličine  $\alpha = 1$ ; isto tako ta razlika nije velika, pa se obično smatra da je kod rezonancije  $\alpha = 1$ . Iz sl.7.1 mogu se izvesti sljedeći zaključci:

- Amplituda prisilnih vibracija može doseći opasne vrijednosti ne samo kod rezonancije, nego i kod omjera frekvencija  $\alpha_1$  koji približno leži u granicama od 0,75 do 1.25;
- Mala poremećajna sila, koja uvjetuje malu veličinu statičkog progiba, može izazvati vibracije sa značajnom amplitudom ako je frekvencija tih vibracija blizu rezonancije;
- Amplituda vibracija s frekvencijama koje su daleko od rezonantnih, malo ovisi o veličini sile otpora;
- Na veličinu amplitude vibracija prilikom rezonancije bitno utiče koeficijent prigušenja. Poželjna je što veća njegova vrijednost.

Lopatice turbine mogu vibrirati kako s obzirom na minimalnu tako i na maksimalnu os inercije. U prvom slučaju lopatice vibriraju približno u ravnini diska, a u drugom u ravnini gotovo okomitoj na ravninu diska. U skladu s tim razlikuju se savojne tangencijalne i aksijalne vibracije lopatica. Posljednje su povezane s vibracijama diska i trebaju se analizirati kao vibracije sustava diska s lopaticama. Osim savojnih moguće su također i torzijske vibracije lopatica oko njihove uzdužne osi. Vibracije toga tipa mogu se očekivati prije svega kod lopatica većih visina. U praksi se one rjeđe pojavljuju od savojnih vibracija pa će o njima biti manje riječi. Vibracije lopatica su i najčešći uzrok havarija parnih turbina. Samo pažljivo proučavanje teorije vibracija, njen prilog u proračunu lopatica i eksperimentalna provjera vibracijskih karakteristika lopatica sprječava pojavu havarija toga tipa.

## 7.2. Uzroci vibracija turbinskih lopatica

Lopaticice mogu vibrirati zbog različitih uzroka. No svi se ti uzroci svode na djelovanje periodičke sile koja pobuđuje vibracije.

Sapnice prvog regulacijskog stupnja sastoje se od niza segmenata koji, su pregradama odvojeni jedan od drugog. Dok rotorska lopatica prolazi ispred sapničkog segmenta nalazi se pod djelovanjem sile pare, a dok prolazi ispred pregrade rasterećuje se od djelovanja te sile. Ako se broj sapničkih segmenata označi sa  $z$ , a broj okretaja turbine u sekundi sa  $n$ , to lopatica dobiva  $z \cdot n$  impulsa u sekundi. Slične impulse pobude na vibriranje, no slabijeg intenziteta, lopatica dobiva prilikom prolaska iza rubova statorskih lopatica gdje ukupni tlak toka pare koji izlazi iz statorskih lopatica opada. Ako je ukupni broj statorskih lopatica  $z_1$  tada će broj impulsa u sekundi biti jednak  $z_1 \cdot n$ .

Kroz razdjelnu ravninu između gornje i donje polovice dijafragme kod njene nepotpune nepropusnosti može doći do značajnog lokalnog prostrujavanja pare i promjene tlaka, što ponovo dovodi do promjene veličine sile pare na lopaticu. Frekvencija poremećajnih impulsa pri tome ima veličinu  $2 \cdot n$ .

Strujni presjeci pojedinih statorskih i rotorskih lopatica zbog netočnosti izrade (osobito kod dijafragmi s ulivenim lopaticama) obično nisu međusobno jednaki. To uvjetuje različite protoke pare kroz pojedine kanale, promjenu reaktivnosti po srednjem promjeru, a samim time i promjene sile pare na rotorske lopaticice. Frekvencija pobudnih impulsa pri tome ima veličinu  $i \cdot n$ , gdje je  $i$  cijeli broj. To bi bili čisto aerodinamički uzroci vibracija, koji se javljaju bez obzira na elastičnost dijelova na koje radni fluid djeluje, dok bi drugi bile uzbudne sile koje se mogu javiti kao međusobna veza aerodinamičkih i elastičnih sila, odnosno deformacija.

Ova druga pojava naziva se flaterom, koji je prvo bio zapažen kod avionskih krila (klasični flater), gdje zbog vezanih savojnih i torzijskih vibracija krila (promjena kuta nastrojavanja) dolazi do uvećanja energije uzbude. U slučaju kada je porast energije uzbude veći od porasta potencijalne energije vibriranja krila (lopaticice) javlja se flater. Porast energije uzbude ovisi o brzini nastrojavanja fluida, tj. za pojavu flatera potrebna je određena kritična brzina strujanja, koja ovisi o gustoći fluida i o krutosti krila. Kod lopatica turbostrojeva ta je pojava rijetka budući da su lopaticice relativno krute, što bi dalo visoku frekvenciju vibriranja, za što ne vrijede zakoni klasičnog flatera.

Kod turbostrojeva je moguća pojava flatera rešetke budući su lopaticice smještene u gušće ili rjeđe rešetke. Kod rešetke je moguć ili samo savojni ili samo torzijski flater zbog međusobnog djelovanja lopatica preko medija koji struji i iz kojeg se može uzimati energija, što dovodi do samouzbudnih vibracija čija amplituda raste do granice gdje je uzbudna energija jednaka prigušnoj.

Kod kompresora je zapaženo odvajanje struje medija od lopatica, koje se širi određenom brzinom (polovica broja okretaja) od lopaticice do lopaticice ("rotirajući prekid strujanja"). Pri tome mogu nastati samouzbudne vibracije tipa flater zbog djelovanja odvajanja na aerodinamičke sile lopatica, koje imaju smjer suprotan od slučaja normalnog strujanja, što izaziva flater rešetke. S druge strane odvajanje strujanja dovodi do nestacionarnih uzbudnih sila koje izazivaju vibracije lopatica i koje postoje bez obzira na to da li je lopatica kruta ili deformabilna.

Četvrti se oblik flatera javlja u rešetkama kod kojih strujanje prelazi brzinu zvuka, te dolazi do naglih promjena gustoće medija. U ostale uzroke vibracija mogu se svrstati mehanički izvori vibracija, te vibracije koje se prenose s rotora i diska. Mehanički izvor vibracija rotorskih lopatica postoji pri vibriranju diskova koji nose lopaticice te samog vratila. Vibracije rotora mogu biti savojne i torzijske, no kod lopatica mogu izazvati samo savojne vibracije. Rotorske lopaticice vibriraju pod djelovanjem harmonika broja okretaja diska. Pri vibracijama diska vibriraju i lopaticice, a kod vibracija diska s čvornim dijametrima (koje se često pojavljuju) mogu se pobuditi torzijske vibracije lopatica, naročito uz više oblike vibriranja diska. Na sl.7.2 dan je shematski prikaz mogućih uzbuda lopatica turbostrojeva.

Kod podudaranja frekvencija pobudnih impulsa s vlastitom frekvencijom lopatica (ili paketa) očekuje se rezonancija, koja se ispoljava naglim porastom amplitude vibracija i može dovesti u krajnjem slučaju do loma lopaticice.

Na sl.7.3.a krivulja *I* prikazuje oscilogram slobodnih prigušenih vibracija lopatica; krivulja *II* prikazuje oscilogram rezonantnih vibracija gdje je frekvencija pobudnih impulsa jednaka vlastitoj frekvenciji. Amplituda vibracija naglo raste, no ipak do određene granice koja je karakterizirana time da se energija djelujućih impulsa na lopaticu prigušuje trenjem čestica materijala lopatice. U slučaju kada je frekvencija vlastitih vibracija  $\nu$  višekratnik frekvencije pobudne sile, vibracije su također opasne. Ako se npr. pretpostavi da je:

$$\nu = 2 \cdot n$$

Primivši impuls, lopatica počinje vibrirati. Vibracije su prigušene, no na kraju druge periode vibriranja, koja se podudara s početkom drugog okretaja vratila, lopatica dobiva novi impuls, koji povisuje amplitudu vibracija, sl.7.3.b. Amplituda ne dostiže tu veličinu koja je na sl.7.3.a uz višekratnik  $i = 1$ , no ipak je još uvijek opasna. Isto se događa i za:

$$\nu = 4 \cdot n$$

gdje su vibracije lopatica prigušene za vrijeme četiri ciklusa koji slijede iza pobudnog impulsa. Impuls koji djeluje na lopaticu na kraju četvrtog ciklusa, ponovo povisuje amplitudu vibracija i čini je opasnom, sl.7.3.c. Iz odgovarajućih krivulja *II* na sl.7.3.a, sl.7.3.b i sl.7.3.c vidi se da se s povećanjem višekratnika maksimalna amplituda vibracija snižava. Treba naglasiti, da se u prethodnim analizama za vlastitu frekvenciju lopatica uzimala frekvencija mirujuće lopatice. Dalje će biti pokazano, da djelovanje centrifugalne sile mase lopatice povisuje vlastitu frekvenciju i zbog toga rezonancija rotirajućih lopatica uz frekvenciju pobudne sile  $n$ , tj. kod  $n = 1$  nije moguća. Na taj su način, prema veličini maksimalne amplitude najopasnije vibracije s višekratnikom  $i = 2$ .

### 7.3. Vibracije jedinične lopatice

Vibracije lopatica svrsishodno je izučavati u laboratorijskim uvjetima: noga lopatice se nepomično učvrsti u stegu a na slobodnom kraju potrebno je narinuti djelovanje pobudne sile, čija se frekvencija može mijenjati u širokom području, npr. pomoću elektromagneta s promjenjivim tokom. Pridodajući lopatici prisilne vibracije prvo niske frekvencije, a potom sve više mogu se opaziti sljedeće pojave.

Kod neke frekvencije pobudne sile, u potpunosti određene za danu lopaticu, amplituda vibracija naglo raste. Očigledno se pri tome frekvencija pobudne sile podudara s vlastitom frekvencijom lopatice, pa je došlo do rezonancije. Najniža frekvencija vlastitih vibracija lopatice naziva se *frekvencijom prvog tona vibracija*; oblik tih vibracija (svojnih) prikazan je na sl.7.4.a. Tankom je crtom prikazan neutralni položaj lopatice. Daljnje povećanje frekvencije pobudne sile u skladu sa sl.7.1 dovodi do naglog sniženja amplitude vibracija, gotovo do nule.

Prošavši pojavu rezonancije prvog tona vlastitih vibracija, uz daljnje povećanje frekvencije poremećajne sile, ponovo se kod određene frekvencije zamjećuje rezonancija: amplituda vibracija naglo raste, no oblik vibriranja su vibracije drugog tona koji je prikazan na sl.7.4.b. Lopatica (ako se analizira kao tanki štap) osim pomičnih točki ima još i jednu nepomičnu točku, tzv. čvor. Sličan je i treći ton vibracija s još višom vlastitom frekvencijom koji karakteriziraju dva čvora, sl.7.4.c, itd. Vlastite frekvencije svojnih vibracija lopatica konstantnog profila različitih tonova proporcionalne su sa sljedećim brojevima:

$$\nu_1 : \nu_2 : \nu_3 = 1 : 6,3 : 17,6 \quad (7-1)$$

Za lopatice promjenjivog profila brojevi su drugačiji. Kod lopatica, koje su kruto uklještene u korijenu, a istovremeno i oslonjene na drugom kraju, također su moguće vibracije prvog tona - bez čvornih točaka, drugog tona - s jednom čvornom točkom, trećeg tona - s dvije čvorne točke, itd. Frekvencije svojnih vibracija lopatica konstantnog profila u tom su slučaju proporcionalne brojevima:



$$v_1 : v_2 : v_3 = 1 : 3,2 : 6,8 \quad (7-2)$$

Pošto lopatica sama po sebi ne predstavlja tanki štap već prije ploču, to će se pri vibracijama na njoj površini formirati čvorne linije. One se mogu lijepo zamijetiti ako se lopatica učvrsti tako da tetiva profila i uzdužna os lopatice leže približno u horizontalnoj ravnini. Ako se površina lopatice posipa puderom i privede u rezonantno vibriranje, može se očekivati da će se čestice pudera skloniti s vibrirajućih dijelova lopatice, a zadržati na nepomičnim čvornim linijama.

Određeni oblici koje formiraju zrnca pudera vidljivi su na sl.7.5., sl.7.5.a, sl.7.5.c i sl.7.5.e odnose se na savojne vibracije, sl.7.5.b i sl.7.5.d na torzijske vibracije, dok sl.7.5.f predstavlja složeni oblik vibriranja. Postoje još složeniji oblici vibracija koje nije moguće proračunati te se mogu odrediti samo eksperimentalno. Obično takvi složeni oblici vibriranja imaju značajne vlastite frekvencije. Kod oblika na sl.7.5 frekvencije su različite i rastu od oblika na sl.7.5.a do oblika na sl.7.5.f.

## 7.4. Frekvencija vlastitih vibracija jedinične lopatice konstantnog profila

### 7.4.1. Statička frekvencija savojnih vibracija

Pod statičkom se frekvencijom vibracija podrazumijeva frekvencija vibracija lopatica na mirujućem kolu (ili lopatice ukružene u stegu). Frekvencija vibracija lopatica koje rotiraju na disku, kao što je već prethodno rečeno, ima nešto višu vrijednost, ovisno o broju okretaja. Kod izvođenja diferencijalne jednadžbe savojnih vibracija lopatice pretpostavlja se:

- da ne postoji sila otpora vibracijama;
- linearne su dimenzije poprečnog presjeka lopatice male u usporedbi s njenom visinom;
- vibracije se odvijaju u jednoj od glavnih ravnina savijanja.

Te pretpostavke omogućavaju korištenje poznate jednadžbe za elastičnu liniju:

$$E \cdot I(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -M(x) \quad (7-3)$$

gdje  $M(x)$  - savojni moment u bilo kojem poprečnom presjeku;

$I(x)$  - minimalni moment inercije toga presjeka.

Ako se prethodna jednadžba dva puta za redom derivira dobiva se:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ E \cdot I(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = -\frac{dM(x)}{dx} = -Q(x) \quad (7-4.a)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ E \cdot I(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = -\frac{dQ(x)}{dx} = q(x) \quad (7-4.b)$$

gdje  $Q(x)$  - označava veličinu poprečne sile u istom presjeku na koji se odnosi moment  $M(x)$ ;

$q(x)$  - intenzitet opterećenja pri vibriranju.

Prilikom vibriranja lopatica je opterećena silama inercije, čiji se intenzitet mijenja po visini lopatice i može se predstaviti jednadžbom:

$$q(x) = -\rho \cdot f(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (7-5)$$

gdje  $t$  označava vrijeme.

Na taj se način jednažba (7-4) može napisati u obliku:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[ E \cdot I(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] = -\rho \cdot f(x) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

a za slučaj lopatice konstantnog profila ( $I = konst.$  i  $f = konst.$ ):

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -\rho \cdot f \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

ili:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + a^2 \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0 \quad (7-6)$$

gdje:

$$a^2 = \frac{E \cdot I}{\rho \cdot f} \quad (7-7)$$

Rješenje jednažbe (7-6) može se predstaviti u obliku:

$$y = Y(A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t) \quad (7-8)$$

gdje  $y$  - progib lopatice na udaljenosti  $x$  od oslonca u trenutku  $t$ , sl.7.6;

$Y$  - veličina koja definira oblik vibriranja lopatice i funkcija je od  $x$ ;

$\lambda$  - kružna frekvencija vibriranja, tj. frekvencija za vrijeme  $2\pi$  sekundi -  $\lambda = 2\pi \cdot \nu$ ;

$A$  i  $B$  - proizvoljne konstante koje se trebaju odrediti za svaki slučaj posebno.

Označavajući  $A = D \cdot \sin \alpha$  i  $B = D \cdot \cos \alpha$ , jednažba (7-8) može se napisati u obliku:

$$y = D \cdot Y \cdot \sin(\lambda \cdot t + \alpha) \quad (7-9)$$

u kojoj, kao što je poznato iz teorije vibracija  $D \cdot Y$  predstavlja amplitudu vibracija, a kut  $\alpha$  fazu vibracija.

Pošto je:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -Y \cdot \lambda^2 \cdot (A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t)$$

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \frac{d^4 Y}{dx^4} \cdot (A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t)$$

to jednažba (7-6) poprima oblik:

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - \frac{\lambda^2}{a^2} \cdot Y = 0 \quad (7-10)$$

Označivši:

$$k^4 = \frac{\lambda^2}{a^2} = \frac{\rho \cdot f \cdot \lambda^2}{E \cdot I} \quad (7-11)$$

dobiva se krajnja jednačba koja opisuje vibriranje lopatice:

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - k^4 \cdot Y = 0 \quad (7-12)$$

Pojedinačna rješenja jednačbe (7-12) su:  $\sin k \cdot x$ ,  $\cos k \cdot x$ ,  $\sinh k \cdot x$ ,  $\cosh k \cdot x$ ; opće rješenje te jednačbe ima oblik:

$$Y = C_1 \cdot \sin k \cdot x + C_2 \cdot \cos k \cdot x + C_3 \cdot \sinh k \cdot x + C_4 \cdot \cosh k \cdot x \quad (7-13)$$

gdje  $C_1, C_2, C_3, C_4$  - konstante koje se određuju na temelju rubnih uvjeta.

Za lopaticu koja je prikazana na sl.7.6 (koja je konzolno učvršćena), progib i kut nagiba tangente na elastičnu liniju u točki uklještenja su jednaki nuli:

- 1)  $Y = 0$  za  $x = 0$
- 2)  $\frac{dY}{dx} = 0$  za  $x = 0$

Savojni moment i poprečna sila su na slobodnom kraju lopatice jednaki nuli:

- 3)  $\frac{d^2 Y}{dx^2} = 0$  za  $x = 1$
- 4)  $\frac{d^3 Y}{dx^3} = 0$  za  $x = 1$

Prvi od ta četiri uvjeta je zadovoljen ako je:

$$C_2 + C_4 = 0$$

Drugi uvjet dovodi do jednačbe:

$$\frac{dY}{dx} = k \cdot C_1 \cdot \cos k \cdot x - k \cdot C_2 \cdot \sin k \cdot x + k \cdot C_3 \cdot \cosh k \cdot x + k \cdot C_4 \cdot \sinh k \cdot x = 0$$

Za  $x = 0$  jednačba je zadovoljena ako je:

$$C_1 + C_3 = 0$$

Analogno trećem i četvrtom rubnom uvjetu odgovaraju jednačbe:

$$\begin{aligned} -C_1 \cdot \sin k \cdot l - C_2 \cdot \cos k \cdot l + C_3 \cdot \sinh k \cdot l + C_4 \cdot \cosh k \cdot l &= 0 \\ -C_1 \cdot \cos k \cdot l + C_2 \cdot \sin k \cdot l + C_3 \cdot \cosh k \cdot l + C_4 \cdot \sinh k \cdot l &= 0 \end{aligned}$$

Zamjenjujući u tim jednačbama  $C_3$  sa  $-C_1$  i  $C_4$  sa  $-C_2$  dobiva se:

$$C_1(\sin k \cdot l + \sinh k \cdot l) + C_2(\cos k \cdot l + \cosh k \cdot l) = 0 \quad (7-14)$$

$$C_1(\cos k \cdot l + \cosh k \cdot l) - C_2(\sin k \cdot l - \sinh k \cdot l) = 0 \quad (7-15)$$

Eliminacija veličina  $C_1$  i  $C_2$  iz posljednje dvije jednačbe daje:

$$(\cos k \cdot l + \cosh k \cdot l)^2 + \sin^2 k \cdot l - \sinh^2 k \cdot l = 0$$

otkuda slijedi:

$$\cos k \cdot l \cdot \cosh k \cdot l = -1 \quad (7-16)$$

Ta jednadžba ima beskonačno velik broj rješenja. Prvih šest korijena ima vrijednosti:

Oznaka korijena	$k_1 \cdot l$	$k_2 \cdot l$	$k_3 \cdot l$	$k_4 \cdot l$	$k_5 \cdot l$	$k_6 \cdot l$
Vrijednost korijena	1,875	4,694	7,855	10,966	14,137	17,279

Sada se iz jednadžbe (7-11) mogu odrediti  $\lambda$  i  $\nu$ :

$$\lambda = (k \cdot l)^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f \cdot l^4}} \quad (7-17)$$

$$\nu = \frac{(k \cdot l)^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f \cdot l^4}} \quad (7-18)$$

Ako se uvrsti  $k \cdot l = 1,875$  dobiva se vlastita frekvencija vibracija prvog tona lopatice koja je pričvršćena kao na sl.7.6 :

$$\nu = \frac{3,516}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f \cdot l^4}} \quad (7-19)$$

ili:

$$\nu = \frac{0,56}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f}} \quad (7-20)$$

Frekvencije sljedećih tonova pronalaze se uvrštavanjem u jednadžbu (7-18) veličina  $k_2 \cdot l$ ,  $k_3 \cdot l$ , itd. Omjeri frekvencija jednaki su kvadratu omjera vrijednosti  $k \cdot l$ . Jednadžba elastične linije prilikom vibriranja može se odrediti iz jednadžbe (7-13) uvrštavanjem vrijednosti konstanti integracije  $C$ . Uvrštavajući u jednadžbu (7-14) i jednadžbu (7-15) vrijednost  $k \cdot l = 1,875$  dobiva se:

$$\frac{C_1}{C_2} = -0,734$$

Iz jednadžbe (7-13) može se odrediti amplituda vibracija na slobodnom kraju lopatice:

$$Y(l) = C_1 \cdot (\sin k_1 \cdot l - \sinh k_1 \cdot l) + C_2 \cdot (\cos k_1 \cdot l - \cosh k_1 \cdot l)$$

otkuda se uz korištenje prethodno dobivenog omjera dobiva:

$$C_1 = 0,368 Y(l)$$

$$C_2 = 0,501 Y(l)$$

Označavajući relativnu visinu lopatice sa  $\xi = x/l$ , dobiva se sljedeća jednačba linije progiba prilikom vibracija prvog tona:

$$Y = Y(l)\{0,368[\sin(1,875 \xi) - \sinh(1,875)] + 0,501[\cosh(1,875) - \cos(1,875 \xi)]\} \quad (7-21)$$

Na sličan se način mogu odrediti jednačbe za krivulje progiba drugog i sljedećih tonova koje potvrđuju oblik krivulja prikazanih na sl.7.4.

Vlastita se frekvencija vibracija lopatica konstantnog profila, kruto učvršćenih u svojim korijenima i slobodno oslonjenih na vrhovima (uz prisutnost bandaže), može također odrediti prema jednačbi (7-10) i jednačbi (7-13), ali uz druge rubne uvjete. U tom je slučaju:

- 1)  $Y = 0$  za  $x = 0$
- 2)  $\frac{dY}{dx} = 0$  za  $x = 0$
- 3)  $Y = 0$  za  $x = 1$
- 4)  $\frac{d^2Y}{dx^2} = 0$  za  $x = 1$

Umjesto jednačbe (7-16) dobiva se:

$$\tan(k \cdot l) = \tanh(k \cdot l) \quad (7-22)$$

Korijeni te jednačbe imaju vrijednosti:

Oznaka korijena	$k_1 \cdot l$	$k_2 \cdot l$	$k_3 \cdot l$	$k_4 \cdot l$	$k_5 \cdot l$
Vrijednost korijena	3,927	7,069	10,21	13,35	16,49

Frekvencija vibracija prvog tona određuje se prema jednačbi:

$$v = \frac{2,46}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f}} \quad (7-23)$$

Ona je  $(3,927/1,875)^2 = 4,39$  puta veća od frekvencije vibracija lopatica bez bandaže. Lopatice radijalne turbine mogu se veoma često analizirati kao štapovi konstantnog presjeka koji su s obje strane kruto ukliješteni. Za takve su lopatice rubni uvjeti:

- 1)  $Y = 0$  za  $x = 0$
- 2)  $Y = 0$  za  $x = 1$
- 3)  $\frac{dY}{dx} = 0$  za  $x = 0$
- 4)  $\frac{dY}{dx} = 0$  za  $x = 1$

Jednačba za određivanje frekvencije vlastitih vibracija ima oblik:

$$\cos k \cdot l \cdot \cosh k \cdot l = 1 \quad (7-24)$$

Prvih pet korijena te jednadžbe ima sljedeće brojčane vrijednosti:

Oznaka korijena	$k_1 \cdot l$	$k_2 \cdot l$	$k_3 \cdot l$	$k_4 \cdot l$	$k_5 \cdot l$
Vrijednost korijena	4,73	7,853	10,996	14,14	17,28

Frekvencija vibracija prvog tona određuje se po jednadžbi:

$$v = \frac{3,59}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f}} \quad (7-25)$$

Ona je  $(4,73/1,875)^2 = 6,41$  puta veća od frekvencije određene po jednadžbi (7-20) za jediničnu lopaticu aksijalne turbine bez bandaže. Treba naglasiti, da učvršćenje lopatice u korijenu (a kod radijalnih turbina na obje strane) ne treba smatrati apsolutno krutim. Zbog toga se vrijednost stvarne frekvencije vibracija dobiva obično nižom nego što daje proračun po prethodno danim jednadžbama, posebice za kratke lopatice. Frekvencija vibracija lopatica na disku može se dobiti nižom od frekvencije lopatica uklještenih u stegu zbog nedovoljne krutosti učvršćenja lopatica u disku u obodnom smjeru. Razilaženje između rezultata i eksperimentalnih podataka također može biti i zbog toga što je kod izvoda diferencijalne jednadžbe vibracija zanemaren utjecaj poprečne sile na progib lopatice.

Prema eksperimentalnim istraživanjima omjer  $\phi$  eksperimentalno određene frekvencije vibracija i dobivene proračunom ovisi o elastičnosti lopatice, tj. o omjeru visine lopatice i polumjera inercije  $r$  njenog presjeka. Ta ovisnost je prikazana na sl.7.7. Kod  $l/r \geq 60$  omjer je  $\phi = 1$ , a kod  $l/r = 10$  veličina  $\phi = 0,45$  do  $0,7$  u ovisnosti o tipu lopatice (krivulje 1 i 2 odnose se na različite lopatice). Obično se kod lopatica visine 200 do 300 mm eksperimentalni i proračunski rezultati dobro podudaraju. U svakom se slučaju (osobito za kratke lopatice), krajnji zaključak o vibracijskoj karakteristici lopatica može donijeti samo nakon eksperimentalnog određivanja vlastite frekvencije vibracija lopatica.

Ako je ispitivanje vršeno u sobnim uvjetima, treba izvršiti korekciju s obzirom na radnu temperaturu lopatice koja ima utjecaj na veličinu modula elastičnosti (frekvencija vibracija je proporcionalna s kvadratnim korijenom iz modula elastičnosti).

#### 7.4.2. Frekvencija vibracija rotirajuće lopatice

Na lopaticu prilikom njenog vibriranja na rotirajućem disku djeluje centrifugalna sila mase lopatice. Ta sila nastoji ispraviti os lopatice koja je savijena. Na taj način, prilikom vibracija ne samo sile elastičnosti, no i savojni moment zbog centrifugalne sile nastoje vratiti lopaticu u njen neutralni, ravnotežni položaj. Krutost lopatica na savijanje prilikom vrtnje postaje viša i njena se vlastita frekvencija vibracija povećava.

Ako se sa  $v_c$  označi frekvencija vibracija idealno elastične lopatice, koja ne posjeduje sile elastičnosti, ali se nalazi pod djelovanjem centrifugalne sile, stvarna frekvencija vibracija lopatica na rotirajućem disku, ili tzv. dinamička frekvencija vibracija se može odrediti po jednadžbi:

$$v_d = \sqrt{v^2 + v_c^2}$$

gdje je  $v_c$  proporcionalna kutnoj brzini vrtnje  $\omega$ :

$$v_c = B \cdot n^2$$

Koeficijent  $B$  za lopaticu konstantnog profila koja vibrira prvim tonom ima vrijednost:

$$B = 1,571(r_0/l) + 0,193 = 0,785 \vartheta - 0,592 \quad (7-26)$$

gdje  $r_0$  - polumjer učvršćenja lopatice;

$\vartheta = d/l$  - omjer srednjeg promjera lopatice i njene visine.

Na taj se način dinamička frekvencija vibracija lopatica može odrediti po jednadžbi:

$$v_d = \sqrt{v^2 + B \cdot n^2} \quad (7-27)$$

gdje se  $v$  za jediničnu lopaticu konstantnog presjeka određuje prema jednadžbi (7-20), a koeficijent  $B$  prema jednadžbi (7-26). Kod radialnih turbina djelovanje centrifugalne sile lopatice praktički ne pokazuje utjecaj na vlastitu frekvenciju vibracija i ovdje se može ograničiti samo na određivanje vlastite statičke frekvencije  $v$ .

### 7.4.3. Frekvencija torzijskih vibracija lopatica

Diferencijalna jednadžba torzijskih vibracija lopatica ima oblik:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( G \cdot K \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) - p \cdot I_p \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0 \quad (7-28)$$

gdje  $x$  - udaljenost po visini lopatice;

$G \cdot K$  - krutost spram torzije;

$G$  - modul elastičnosti drugog reda;

$K$  - geometrijska karakteristika krutosti na torziju (za kružni presjek je jednaka polarnom momentu inercije);

$\varphi$  - kut zakreta;

$p$  - gustoća materijala lopatice;

$I_p$  - polarni moment inercije presjeka lopatice s obzirom na os krutosti;

$t$  - vrijeme.

Kod harmoničkog vibriranja:

$$\varphi = \varphi_0 \cdot \cos \lambda \cdot t$$

gdje  $\varphi_0$  - funkcija koja definira oblik vibriranja;

$\lambda$  - kružna frekvencija vibracija.

Uvrštavajući jednadžbu za  $\varphi$  u jednadžbi (7-28) za lopaticu konstantnog profila (uz  $G \cdot K = konst.$  i  $I_p = konst.$ ) dobiva se jednadžba vibracija u obliku:

$$\frac{\partial^2 \varphi_0}{\partial x^2} + k^2 \cdot \varphi_0 = 0 \quad (7-29)$$

Ovdje je:

$$k^2 = \frac{\lambda^2 \cdot \rho \cdot I_p}{G \cdot K} \quad (7-30)$$

otkuda:

$$\lambda = k \sqrt{\frac{G \cdot K}{\rho \cdot I_p}} = \frac{k \cdot l}{I} \sqrt{\frac{G \cdot K}{\rho \cdot I_p}} \quad (7-31)$$

Opće rješenje jednadžbe (7-29) ima oblik:

$$\varphi_0 = C_1 \cdot \sin k \cdot x + C_2 \cdot \cos k \cdot x$$

Rubni uvjeti su:

$$\begin{aligned} (\varphi_0)_{x=0} &= 0 \\ \left(\frac{d\varphi_0}{dx}\right)_{x=l} &= \left(\frac{M_k}{G \cdot K}\right)_{x=l} = 0 \end{aligned}$$

gdje  $M_k$  - torzioni moment. Iz prvog uvjeta slijedi:

$$C_2 = 0$$

a iz drugog:

$$C_1 \cdot k \cdot \cos k \cdot l = 0$$

Ta jednadžba ima beskonačno mnogo korijena. Prva tri korijena su:

$$(k \cdot l)_1 = \frac{\pi}{2}; \quad (k \cdot l)_2 = \frac{3\pi}{2}; \quad (k \cdot l)_3 = \frac{5\pi}{2}$$

Pomoću jednadžbe (7-31) mogu se odrediti prva tri tona torzijskih vibracija lopatica konstantnog profila (uz uzimanje u obzir  $\lambda = 2\pi \cdot \nu$ ):

$$\nu_1 = \frac{1}{4l} \sqrt{\frac{G \cdot K}{\rho \cdot I_p}} \quad (7-32.a)$$

$$\nu_2 = \frac{3}{4l} \sqrt{\frac{G \cdot K}{\rho \cdot I_p}} \quad (7-32.b)$$

$$\nu_3 = \frac{5}{4l} \sqrt{\frac{G \cdot K}{\rho \cdot I_p}} \quad (7-32.c)$$

Omjer frekvencija je:

$$\nu_1 : \nu_2 : \nu_3 = 1 : 3 : 5 \quad (7-33)$$



## 7.5. Vlastita frekvencija vibracija prvog tona jedinične lopatice promjenjivog profila

### 7.5.1. Proračun po energetskej metodi

Za određivanje vlastite frekvencije vibracija jedinične lopatice promjenjivog profila koristi se energetska metoda, koja iako je približna ne daje jednostavnije rješenje nego integriranje opće diferencijalne jednačbe za vibracije. Zadaje se oblik krivulje progiba lopatice prilikom vibriranja. Za to se može koristiti jednačba (7-21) ili njoj slične, može se zadati i jednostavnija jednačba krivulje progiba. No kod toga treba imati u vidu da će frekvencija vibracija izračunata po energetskej metodi biti točnija što oblik elastične linije bolje odgovara stvarnosti. Pošto lopatica predstavlja štap koji je uklješten na jednom kraju, to jednačba koja opisuje oblik vibracija  $Y = Y(x)$  treba zadovoljavati sljedeće rubne uvjete:

$$Y(0) = 0 ; \quad Y'(0) = 0$$

Određuje se potencijalna energija deformacije lopatice u otklonjenom položaju. Određuje se također i rad kojeg obavlja centrifugalna sila lopatice za njen progib, kao i maksimalna kinetička energija mase lopatice koja odgovara trenutku njenog prolaza kroz neutralni položaj. Izjednačavajući zbroj potencijalne energije i rad centrifugalne sile s jedne strane i kinetičku energiju s druge, dobiva se jednačba za određivanje vlastitih frekvencija vibracija koja ulazi u jednačbu za kinetičku energiju.

Pretpostavlja se da elastična linija lopatice kod njenog vibriranja može biti predstavljena krivuljom  $AB$  na sl.7.6 čija je jednačba  $y = y(x)$ . U tom je slučaju savojni moment u bilo kojem presjeku lopatice:

$$M(x) = E \cdot I(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$$

a potencijalna energija deformiranja:

$$\Pi = \int_0^l \frac{M^2(x) dx}{2E \cdot I(x)} = \frac{E}{2} \int_0^l I(x) \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (7-34)$$

Iz jednačbe (7-9) dobiva se :

$$\left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = D \cdot \sin(\lambda \cdot t + \alpha) \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}$$

Maksimalna energija deformacije odgovara maksimalnom otklonu lopatice od centralnog položaja kod kojeg je  $\sin(\lambda \cdot t + \alpha) = 1$ , pa stoga:

$$\Pi_{max} = \frac{E \cdot D^2}{2} \int_0^l I(x) \left( \frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (7-35)$$

Taj se integral može izračunati nakon zamjene umjesto  $I(x)$  i  $Y$  odgovarajućih funkcija od  $x$ . Rješenje može biti dobiveno i grafički, za što treba dva puta grafički derivirati krivulju  $AB$ , sl.7.6, tj. konstruirati krivulju  $(\partial^2 Y / \partial x^2)$  čije su ordinate jednake  $D(\partial^2 Y / \partial x^2)$ . Dalje treba konstruirati krivulju momenta inercije  $I(x)$  te pomnoživši ordinate te krivulje s kvadratom ordinate prve  $(\partial^2 Y / \partial x^2)$ , treba odrediti  $\Pi$  po npr. trapeznom zakonu. Rad centrifugalne sile elementa lopatice kod njenog otklona jednak je umnošku sile  $dC$  i puta  $z$  koji prevali točka u kojoj djeluje sila. Kod toga se zanemaruje rad komponente  $dQ$  centrifugalne sile, sl.7.8, i stavlja  $\cos \alpha = 1$  što je dopustivo pošto se radi o malom kutu.

Iz sl.7.8 slijedi da je:

$$z = s - x$$

Dužina krivulje  $s$  je dana jednadžbom:

$$s = \int_0^x \sqrt{1 + y'^2} dx$$

gdje je.

$$y' = \frac{\partial y}{\partial x}$$

Ako se  $\sqrt{1 + y'^2}$  rastavi u red dobiva se :

$$\sqrt{1 + y'^2} = 1 + \frac{y'^2}{2} + \frac{y'^4}{8} + \dots$$

Zanemarujući zbog malih vrijednosti sve derivacije  $y'$  s eksponentom koji je veći od dva dobiva se:

$$s = x + \frac{1}{2} \int_0^x \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 dx \quad (7-36.a)$$

$$z = \frac{1}{2} \int_0^x \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 dx \quad (7-36.b)$$

Kod maksimalnog otklona lopatice:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = D \frac{dY}{dx} \quad (7-37.a)$$

i:

$$Z = \frac{D^2}{2} \int_0^x \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)^2 dx \quad (7-37.b)$$

Ta se veličina može odrediti analitički ili grafički prema uzetoj ovisnosti  $Y = Y(x)$ .

Pošto je centrifugalna sila elementa lopatice:

$$dC = \rho \cdot \omega^2 \cdot f(x) dx (r_0 + r)$$

to je rad centrifugalne sile:

$$W = \int_0^l z dC = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot D^2 \int_0^l f(x) \cdot (r_0 + r) dx \int_0^x \left( \frac{\partial Y}{\partial x} \right)^2 dx \quad (7-38)$$

Veličina toga integrala također se može odrediti analitički ili grafički. Kinetička energija lopatice može se odrediti na sljedeći način. Iz jednadžbe (7-9) određuje se brzina bilo koje točke lopatice prilikom njenog vibriranja:

$$v = \frac{\partial y}{\partial t} = D \cdot \lambda \cdot Y \cdot \cos(\lambda \cdot t + \alpha)$$

Maksimalna se brzina postiže u neutralnom položaju kod  $\cos(\lambda \cdot t + \alpha) = 1$ :

$$v_{max} = D \cdot \lambda \cdot Y$$

Kinetička energija lopatice:

$$T_{max} = \int_0^l \frac{dm \cdot v_{max}^2}{2} = \frac{\rho \cdot \lambda^2}{2} \cdot D^2 \int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx \quad (7-39)$$

Iz jednadžbe:

$$\Pi_{max} + W = T_{max}$$

može se odrediti  $\lambda$ , a također i  $v$ , tj.  $v_d$ .

Koristeći jednadžbu (7-35), jednadžbu (7-38) i jednadžbu (7-39) dobiva se:

$$v_d^2 = \left(\frac{\lambda}{2\pi}\right)^2 = \frac{E}{\rho \cdot (2\pi)^2} \frac{\int_0^l I(x) \left(\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}\right)^2 dx}{\int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx} + \left(\frac{\omega}{2\pi}\right)^2 \frac{\int_0^l f(x) \cdot (r_0 + r) dx \int_0^x \left(\frac{\partial Y}{\partial x}\right)^2 dx}{\int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx} \quad (7-40)$$

Vidljivo je da se kvadrat frekvencije vibracija rotirajuće lopatice sastoji od dvije veličine:

$$v^2 = \frac{E}{\rho \cdot (2\pi)^2} \frac{\int_0^l I(x) \left(\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2}\right)^2 dx}{\int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx} \quad (7-41)$$

i:

$$v_c^2 = \left(\frac{\omega}{2\pi}\right)^2 \frac{\int_0^l f(x) \cdot (r_0 + r) dx \int_0^x \left(\frac{\partial Y}{\partial x}\right)^2 dx}{\int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx} = B \cdot n^2 \quad (7-42)$$

gdje je:

$$B = \frac{\int_0^l f(x) \cdot (r_0 + r) dx \int_0^x \left(\frac{\partial Y}{\partial x}\right)^2 dx}{\int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx} \quad (7-43)$$

Pošto se veličina koju daje jednadžba (7-41) dobiva iz jednakosti:

$$\Pi_{max} = T_{max}$$

a veličina  $T_{max}$  po jednadžbi (7-42) iz jednakosti:

$$W = T_{max}$$

to prva od njih predstavlja statičku frekvenciju vibracija  $v$ , a druga  $v_c$  frekvenciju vibracija lopatice u kojoj se ne javljaju sile elastičnosti, no nalazi se pod djelovanjem centrifugalne sile. Na taj je način:

$$v_d = \sqrt{v^2 + B \cdot n^2}$$

U skladu s prethodno rečenim, točnost prethodnim načinom određene frekvencije vibracija ovisi o pravilnosti odabira krivulje progiba lopatice. Poznato je da svaka približna funkcija  $Y(x)$  daje visu vrijednost frekvencije  $v$  nego točna funkcija. Zbog toga, određivši frekvenciju za nekoliko oblika jednadžbi  $Y(x)$  treba se zaustaviti na tom obliku koji daje najmanju veličinu  $v$ .

Dalje će se analizirati metoda korištenja jednadžbe (7-40) za proračun lopatice promjenjivog profila, kod kojeg se površina poprečnog presjeka i moment inercije mijenjaju po zakonima:

$$f(x) = f_0 - a \cdot x^m$$

$$I(x) = I_0 - b \cdot x^p$$

S indeksom "0" označen je korijeni presjek lopatice. Pretpostavlja se da jednadžba elastične linije ima oblik:

$$Y = c \cdot x^q$$

U tom slučaju:

$$\frac{dY}{dx} = c \cdot q \cdot x^{q-1}; \quad \frac{d^2Y}{dx^2} = c \cdot q \cdot (q-1)x^{q-2}$$

Određuju se i vrijednosti integrala koji ulaze u jednadžbu (7-40):

$$\begin{aligned} 1) \quad & \int_0^l I(x) \left( \frac{d^2Y}{dx^2} \right)^2 dx = \int_0^l (I_0 + b \cdot x^p) \cdot c^2 \cdot q^2 \cdot (q-1)^2 \cdot x^{2q-4} dx = \\ & = c^2 \cdot q^2 \cdot (q-1)^2 \cdot l^{2q-3} \cdot \left( \frac{I_0}{2q-3} - \frac{b \cdot l^p}{2q+p-3} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 2) \quad & \int_0^l f(x) \cdot (r_0 + x) dx \int_0^x \left( \frac{dY}{dx} \right)^2 dx = \\ & = \int_0^l (f_0 + a \cdot x^m) \cdot (r_0 + x) dx \int_0^x c^2 \cdot q^2 \cdot x^{2q-2} dx = \\ & = \frac{c^2 \cdot q^2}{2q-1} \cdot l^{2q} \cdot \left[ f_0 \cdot \left( \frac{r_0}{2q} + \frac{l}{2q+1} \right) \right] - a \cdot l^m \cdot \left( \frac{r_0}{2q+m} + \frac{a \cdot l^m}{2q+m+1} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 3) \int_0^l f(x) \cdot Y^2 dx &= \int_0^l (f_0 + a \cdot x^m) \cdot c^2 \cdot x^{2q} dx = \\
 &= c^2 \cdot l^{2q+1} \cdot \left( \frac{f_0}{2q+1} - \frac{a \cdot l^m}{2q+m+1} \right)
 \end{aligned}$$

Uvrštavajući te vrijednosti u jednadžbi (7-40) dobiva se:

$$\begin{aligned}
 v_d &= \frac{E}{\rho(2\pi)} \frac{q^2(q-1)^2 \left( \frac{I_0}{2q-3} - \frac{b \cdot l^p}{2q+p-3} \right)}{\left( \frac{f_0}{2q+1} - \frac{a \cdot l^m}{2q+m+1} \right) \cdot I^4} + \\
 &+ n^2 \cdot \frac{q^2 \left[ f_0 \cdot \left( \frac{r_0}{2q} + \frac{l}{2q+1} \right) \right] - a \cdot l^m \cdot \left( \frac{r}{2q+m} + \frac{l}{2q+m+1} \right)}{(2q-1) \cdot l \cdot \left( \frac{f_0}{2q+1} - \frac{a \cdot l^m}{2q+m+1} \right)}
 \end{aligned} \tag{7-44}$$

Varirajući u toj jednadžbi veličinu  $q$  (tj. mijenjajući oblik krivulje progiba), određuje se minimalna veličina  $v_d$  koja je i tražena vrijednost. Bitni je nedostatak izložene metode poteškoća oko izbora oblika funkcije  $Y(x)$ . Nepravilni odabir vuče za sobom dobivanje povišene vrijednosti frekvencije vibracija.

Usporedbe radi može se preporučiti upotreba proračuna kako po prethodno opisanoj metodi tako i pomoću jednadžbe (7-21), kod čega se za krajnju vrijednost  $v_d$  uzima najniža vrijednost. U ovisnosti od toga koliko je dobro odabrana funkcija  $Y(x)$ , greška u određivanju frekvencije po energetskejoj metodi bit će 2 do 5%.

### 7.5.2. Približna metoda određivanja vlastitih frekvencija savojnih vibracija lopatice promjenjivog profila

Vlastite se frekvencije vibracija jedinične lopatice promjenjivog profila mogu veoma jednostavno odrediti ako se promjene momenta inercije i površine profila po visini lopatice mogu predstaviti jednadžbama:

$$I(x) = I_0 \left( 1 - m \cdot \frac{x}{l} - m' \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{l} \right) \tag{7-45}$$

$$f(x) = f_0 \left( 1 - n \cdot \frac{x}{l} - n' \cdot \sin \frac{\pi \cdot x}{l} \right) \tag{7-46}$$

Ovdje su:

$$m = \frac{I_0 - I_b}{I_0}; \quad n = \frac{f_0 - f_b}{f_0} = 1 - \mu_b$$

$$m' = \frac{1}{I_0} \left( \frac{I_0 + I_b}{2} - I_m \right); \quad n' = \frac{1}{f_0} \left( \frac{f_0 + f_b}{2} - f_m \right)$$

gdje  $I_b$  - moment inercije profila na vrhu lopatice;  
 $I_m$  - moment inercije profila na srednjem promjeru;  
 $f_m$  - površina profila na srednjem promjeru.

Vlastita statička frekvencija prvog tona savojnih vibracija za taj se slučaj određuje pomoću jednadžbe koja je slična jednadžbi (7-19):

$$v = \frac{\alpha}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I_0}{\rho \cdot f_0 \cdot I^4}} \quad (7-47)$$

gdje se koeficijent  $\alpha$  određuje prema jednadžbi:

$$\alpha = 3,516 \sqrt{\frac{1 - 0,193m - 0,493m'}{1 - 0,807n - 0,493n'}} \quad (7-48)$$

a za lopaticu slobodno oslonjenu na drugom kraju:

$$\alpha = 15,42 \sqrt{\frac{1 - 0,431m - 0,626m'}{1 - 0,569n - 0,857n'}} \quad (7-49)$$

Ako koeficijenti  $m$ ,  $m'$ ,  $n$ ,  $n'$  nisu veći od 0,5 i ako se dimenzije lopatice strogo podvrgavaju jednadžbi (7-45) i jednadžbi (7-46) to je greška koja nastaje prilikom određivanja frekvencije pomoću jednadžbe (7-48) i jednadžbe (7-49) oko 2%. U ostalim se slučajevima te jednadžbe mogu koristiti samo za orijentaciono određivanje frekvencija vibracija: prednost jednadžbi je njihova jednostavna primjena. Za orijentacioni izbor koeficijenta  $B$  u jednadžbi (7-27) za lopatice promjenjivog profila može poslužiti dijagram na sl.7.9.

Krivulja 1 se odnosi na lopatice konstantnog profila i konstruirana je prema jednadžbi (7-26) dok se krivulja 2 odnosi na lopatice promjenjivog profila s minimalnim omjerom  $f_b/f_0 = \mu_b$  što je praktički i najčešći slučaj. Za različite lopatice veličina koeficijenta  $B$  orijentaciono leži u ispruganom području na dijagramu.

### 7.5.3. Osnovni pojmovi o proračunu torzijskih vibracija prvog tona lopatica promjenjivog profila

Primjenjujući kod proračuna energetska metodu, mogu se dobiti sljedeći izrazi za potencijalnu i kinetičku energiju lopatice koja je podvrgnuta torzijskim vibracijama:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M_k^2(x) dx}{G \cdot K(x)} = \frac{G}{2} \int_0^l K(x) \left( \frac{d\varphi_0}{dx} \right)^2 dx$$

$$T = \frac{\rho \cdot \lambda^2}{2} \int_0^l I_p(x) \cdot \varphi_0^2 dx$$

gdje su oznake iste kao i u poglavlju 7.4, no ovdje su veličine  $M_k$ ,  $K$  i  $I_p$  promjenjive po visini lopatice  $x$ . Izjednačavajući prethodno dane izraze, koji su općenito analogni jednadžbi (7-34) i jednadžbi (7-39) dobiva se:

$$\lambda^2 = \frac{G}{\rho} \cdot \frac{\int_0^l K(x) \left( \frac{d\varphi_0}{dx} \right)^2 dx}{\int_0^l I_p(x) \cdot \varphi_0^2 dx} \quad (7-50)$$

Ta se jednadžba može riješiti npr. grafičkom integracijom na taj način da se pretpostavi krivulja kuta zakreta lopatice  $\varphi_0(x)$ .

## 7.6. Oblici savojnih vibracija paketa lopatica

Pobuđujući u laboratorijskim uvjetima vibracije paketa lopatica, mogu se kao i u slučaju jedinične lopatice, dobiti različiti oblici tih vibracija. Najniža frekvencija, kod koje se pojavljuje rezonancija, predstavlja vrijednost, koja je bliska vlastitoj frekvenciji vibracija prvog tona jedinične lopatice koja je uklještena u korijenu i slobodna na vrhu. Oblik tih vibracija prikazan je na sl.7.10. Sve lopatice paketa vibriraju u istoj fazi s praktički jednakim krivuljama progiba, približno istima kao i kod jedinične lopatice. Pošto krutost bandaže povisuje frekvenciju paketa u usporedbi s frekvencijom odvojene lopatice, a masa bandaže je smanjuje, to je frekvencija paketa i jedinične lopatice izražena istom vrijednosti. Broj lopatica u paketu, počevši od šest na više ne utječe na frekvenciju vibracija. Taj je oblik vibracija označen s  $A_0$ .

Povisujući frekvenciju sile koja pobuđuje vibracije paketa može se zamijetiti naglo prigušenje vibriranja tipa  $A_0$  i zatim (kod određene više vrijednosti frekvencije) pojava novog tipa vibracija. Taj je oblik vibriranja prikazan na sl.7.11 i sl.7.12. On je karakteriziran time da su vrhovi lopatica prilikom vibriranja gotovo ili sasvim nepomični i da pojedine lopatice paketa vibriraju na različite načine. Na sl.7.11 jedna polovica lopatica vibrira simetrično s obzirom na drugu, kod čega u slučaju neparnog broja lopatica u paketu srednja ostaje nepomična. Vibracije toga tipa nose oznaku  $B_0$  i nazivaju se *vibracije sa simetrijom prvog reda*. Na sl.7.12 jednaki su oblici vibriranja prve i posljednje lopatice paketa, druge i pretposljednje, itd. To je vibriranje tipa  $B_0$  sa *simetrijom drugog reda*.

U oba je slučaja frekvencija vibracija bliska vlastitoj frekvenciji vibriranja prvog tona jedinične lopatice uklještena u korijenu i oslonjene na vrhu. Daljnje povećanje frekvencije poremećajne sile izaziva pojavu vibracija tipa  $A_1$ , kod kojeg su (kao i kod tipa  $A_0$ ) krivulje progiba lopatica gotovo jednake, sl.7.13. Frekvencija vibracija približno odgovara frekvenciji vibracija drugog tona lopatice uklještena u korijenu i slobodne na vrhu.

Sljedeći tip vibracija ( $B_1$ ) karakteriziran je ponovno nepomičnim vrhovima, različitim krivuljama progiba odvojenih lopatica i jednom čvornom točkom na srednjem dijelu lopatice.

Na taj se način, vibracije tipa  $A_0, A_1, A_2$  izmjenjuju s vibracijama tipa  $B_0, B_1, B_2$ , itd. Povećanjem broja čvornih točaka utjecaj bandaže se smanjuje i frekvencije vibracija paketa tipa  $A_0, A_1, A_2$ , itd. teže frekvenciji vibracija jedinične lopatice bez bandaže s istim brojem čvornih točaka. Frekvencije vibracija tipa  $B_0, B_1, B_2$ , itd. također teže frekvenciji vibracija odvojenih lopatica oslonjenih na vrhu, s istim brojem čvornih točaka. Uz spojnu žicu u srednjem dijelu lopatice (i uz bandažu na vrhu) vibracije tipa  $B_0$  se ne pojavljuju, a frekvencija vibracija tipa  $A_0$  se povisuje. Spojna žica također mijenja frekvenciju vibracija tipa  $A_1$  i  $B_1$ . Opasnim se smatraju obično samo tri tipa vibracija paketa:  $A_0, B_0$  i  $A_1$ .

## 7.7. Vlastita frekvencija savojnih vibracija paketa lopatica konstantnog profila

Diferencijalna jednadžba koja definira oblik krivulje progiba  $Y(x)$  kod vibracija lopatica konstantnog profila ima oblik:

$$\frac{d^4 Y}{dx^4} - k^4 \cdot Y = 0$$

$$k^4 = \frac{\rho \cdot f \cdot \lambda^2}{E \cdot I}$$

Kod rješavanja te jednadžbe, primijenjene na lopatice povezane bandažom, treba imati u vidu četiri rubna uvjeta. Prva dva uvjeta proizilaze iz činjenice da je u korijenu lopatice (za  $x = 0$ ):

- 1)  $Y = 0$
- 2)  $\frac{dY}{dx} = 0$

Treći i četvrti uvjet definiran je činjenicom da na vrhu lopatica djeluje savojni moment i poprečna sila. Savojni se moment određuje prema jednadžbi (3-43):

$$3) M_b = \frac{12E(z_p-1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{z_p \cdot t_b} \frac{\partial y(l)}{\partial x}$$

Poprečna sila  $Q_b$  predstavlja silu inercije bandaže:

$$Q_b = -m_b \frac{\partial^2 y(l)}{\partial t^2}$$

gdje  $m_b$  - masa jednog koraka bandaže. Pošto je:

$$M_b = -E \cdot I \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$$

$$Q_b = -E \cdot I \frac{\partial^3 y}{\partial x^3}$$

to je:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = - \frac{12(z_p - 1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{I \cdot z_p \cdot t_b} \frac{\partial y(l)}{\partial x} \quad (7-51.a)$$

$$\frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = \frac{m_b}{E \cdot I} \frac{\partial^2 y(l)}{\partial t^2} \quad (7-51.b)$$

Iz jednadžbe (7-8) slijedi:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\lambda^2 \cdot y$$

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{dY}{dx} (A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t) M$$

$$\frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = \frac{d^3 Y}{dx^3} (A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t)$$

Uvrštavajući te vrijednosti u jednadžbu (7-51.a) i jednadžbu (7-51.b), i prelazeći na relativnu koordinatu  $\zeta = x/l$  dobiva se:

$$\frac{\partial^2 Y}{\partial \zeta^2} = -\pi_b \frac{dY}{d\zeta}; \quad \text{za } \zeta = 1 \quad (7-52.a)$$

$$\frac{\partial^3 Y}{\partial \zeta^3} = -s \cdot Y; \quad \text{za } \zeta = 1 \quad (7-52.b)$$

gdje kao i u jednadžbi (7-46):

$$\pi_b = \frac{12(z_p - 1) \cdot H_b \cdot I_b \cdot \cos^2 \beta}{I \cdot z_p \cdot t_b}; \quad s = \frac{m_b \cdot l^3 \cdot \lambda^2}{E \cdot I}$$



Jednadžba (7-52.a) i jednadžba (7-52.b) su treći i četvrti rubni uvjet za rješavanje diferencijalne jednadžbe dane na početku poglavlja. Koristeći te uvjete dobiva se sljedeća jednadžba:

$$\pi_b = k \cdot l \cdot \frac{\alpha_b(\sin k \cdot l \cosh k \cdot l - \cos k \cdot l \sinh k \cdot l) - \frac{1}{k \cdot l}(1 + \cos k \cdot l \sinh k \cdot l)}{\frac{1}{k \cdot l}(\sin k \cdot l \cosh k \cdot l + \cos k \cdot l \sinh k \cdot l) - \alpha_b(1 - \cos k \cdot l \cosh k \cdot l)} \quad (7-53)$$

gdje  $\alpha_b = m_b/m_l = V_b/V_l$ ;

$m_l$  - masa radnog dijela lopatice (lista);

$V_l$  - volumen radnog dijela lopatice (lista);

$V_b$  - volumen jednog koraka bandaže.

Iz jednadžbe (7-53) uz zadane  $\pi_b$  i  $\alpha_b$  može se odrediti  $k$ , a nakon toga i frekvencija vibracija  $\nu$ . Jednadžba (7-53) koja je transcendentna zadovoljava beskonačno velik broj vrijednosti  $k$ . Najnižoj vrijednosti  $k$  odgovara prvi ton vibracija, sljedećoj po vrijednosti frekvencija drugi ton (s čvornom točkom), itd. Na sl.7.14, sl.7.15, i sl.7.16 prikazane su ovisnosti između  $k \cdot l$ ,  $\pi_b$  i  $\alpha_b$  za prvi i drugi ton vibracija (tipovi  $A_0$  i  $A_1$ ), gdje je umjesto  $k \cdot l$  uvedena varijabla:

$$\varphi = \nu_b/\nu$$

gdje  $\nu_b$  - frekvencija paketa povezanog bandažom;

$\nu$  - frekvencija prvog tona vibracija odvojenih lopatica, ukliještenih u korijenu i slobodnih na vrhu.

Kako je:

$$k^4 = \frac{\rho \cdot f \cdot \lambda_b^2}{E \cdot I}$$

to je:

$$\nu_b = \frac{\lambda_b}{2\pi} = \frac{k^2}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f}} = \frac{(k \cdot l)^2}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f \cdot l^4}}$$

Izjednačavanjem te jednadžbe s jednadžbom (7-19) za jediničnu se lopaticu dobiva:

$$\varphi = \frac{\nu_b}{\nu} = \frac{(k \cdot l)^2}{3,516} \quad (7-54)$$

Za prvi ton vibracija (tip  $A_0$ ) u skladu s jednadžbom (7-20):

$$\nu = \frac{17,5}{l^2} \cdot \varphi \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot f}} \quad (7-55)$$

Odredivši vrijednosti veličina  $\pi_b$  i  $\alpha_b$  za dani paket, može se pomoću krivulja na sl.7.14, sl.7.15 i sl.7.16 odrediti  $\varphi$ , a zatim po jednadžbi (7-55) statička frekvencija  $\nu_b$  paketa. Na sl.7.17 dane su iste krivulje kao i na sl.7.14, sl.7.15 i sl.7.16, ali su još dodane krivulje za određivanje frekvencije vibracija paketa tipa  $B_0$ . Moguće frekvencije toga tipa leže između dvije krivulje koje ograničavaju dano područje. Utjecaj mase bandaže se kod vibracija tipa  $B_0$  može zanemariti.

Ako paket lopatica nije povezan bandažom na vrhu, već spojnom žicom na određenom mjestu od korijena lopatice, tada se metoda određivanja frekvencije vibracija paketa temelji na istim osnovama koje su prethodno izložene. Na sl.7.18 prikazane su krivulje gdje je koeficijent  $\varphi$  za paket, povezan sa

spojnom žicom, dan u ovisnosti o položaju spojne žice po visini lopatice (za različite veličine  $\pi_p$  i  $\alpha_p$  koje su analogne prethodno danima  $\pi_b$  i  $\alpha_b$ ). Najviša frekvencija vibracija dobiva se kod smještaja spojne žice na visini  $(0,5 \text{ do } 0,6)l$  od korijena lopatice.

### 7.8. Vlastita frekvencija vibracija paketa lopatica promjenjivog profila

Za paket lopatica promjenjivog profila može se izvesti i riješiti metodom numeričke integracije diferencijalna jednačina vibriranja, slična jednačini (7-12). Njeno rješenje daje dovoljno točan rezultat, no karakterizira ga složenost i obujam računanja. Zbog toga je ovdje dana jednostavnija, no i manje točna energetska metoda. Prvo se računa potencijalna i kinetička energija prilikom vibracija lopatica s bandažom. Potencijalna energija lopatice po jednačini (7-35) ima vrijednost danu jednačinom:

$$\Pi_l = \frac{E \cdot D^2}{2l^3} \int_0^l I(\zeta)(Y'')^2 d\zeta \quad (7-56)$$

gdje se promjenjive veličine odnose na relativnu koordinatu  $\zeta = x/l$ , zbog čega je ispred znaka integracije u nazivniku stavljeno  $l^3$ . Potencijalna energija jednog koraka bandaže jednaka je radu momenta  $M_b$ , tj. polovici umnoška tog momenta s kutom zakreta  $\alpha_1$  osi lopatice u točki pričvršćenja bandaže:

$$\Pi_b = \frac{M_b}{2l} \frac{\partial y(1)}{\partial \zeta}$$

Prema jednačini (7-47):

$$M_b = \frac{E \cdot I_0 \cdot \pi_b}{l^2} \frac{\partial y(1)}{\partial \zeta} \quad (7-57)$$

Pošto je po jednačini (7-9):

$$\frac{\partial y(1)}{\partial \zeta} = D \cdot \sin(\lambda \cdot t + \alpha) \frac{dY(1)}{d\zeta}$$

a kod maksimalnog otklona osi lopatice:

$$\frac{\partial y(1)}{\partial \zeta} = D \cdot Y'(1)$$

to je:

$$\Pi_b = \frac{E \cdot I_0 \cdot \pi_b}{2l^3} D^2 [Y'(1)]^2 \quad (7-58)$$

Kinetička je energija elementarnog dijela lopatice dužine  $l d\zeta$ :

$$dT_l = \frac{d \cdot m \cdot v^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot f(\zeta) \cdot l d\zeta \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)^2$$

Derivirajući jednadžbu (7-9) dobiva se:

$$\frac{\partial y}{\partial t} = D \cdot Y \cdot \lambda_b \cdot \cos(\lambda_b \cdot t + \alpha)$$

Kružna frekvencija vibracija paketa je kao i prije označena s  $\lambda_b$ . U neutralnom je položaju lopatice  $\cos(\lambda_b \cdot t + \alpha) = 1$ , i tada je kinetička energija maksimalna:

$$dT_l = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot l \cdot f(\zeta) \cdot D^2 \cdot Y^2 \cdot \lambda_b^2 d\zeta$$

$$T_l = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot l \cdot D^2 \cdot \lambda_b^2 \int_0^l f(\zeta) \cdot Y^2 d\zeta \quad (7-59)$$

Na sličan se način određuje i maksimalna veličina kinetičke energije koraka bandaže:

$$T_b = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_b \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)_{\zeta=1}^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_b \cdot \lambda_b^2 \cdot D^2 [Y(1)]^2 \quad (7-60)$$

gdje  $V_b$  - volumen jednog koraka bandaže.

Rad centrifugalne sile ne uzima se u obzir pa je stoga:

$$P_l + P_b = T_l + T_b$$

i na kraju u skladu s tim određuje se statička frekvencija vibracija:

$$\frac{E}{l^3} \int_0^l I(\zeta) (Y'')^2 d\zeta + \frac{E \cdot I_0 \cdot \pi_b}{l^3} \cdot [Y'(1)]^2 =$$

$$= \rho \cdot l \cdot \lambda_b^2 \int_0^l f(\zeta) \cdot Y^2 d\zeta + \rho \cdot V_b \cdot \lambda_b^2 [Y(1)]^2$$

otkuda slijedi:

$$\lambda_b^2 = \frac{E \cdot I_0}{\rho \cdot l^4} \frac{\int_0^l \frac{I(\zeta)}{I_0} \cdot (Y'')^2 d\zeta + \pi_b \cdot [Y'(1)]^2}{\int_0^l f(\zeta) \cdot Y^2 d\zeta + \frac{V_b}{l} [Y(1)]^2} \quad (7-61)$$

U praktičnim se proračunima u toj jednadžbi veličina  $Y$ , koja je funkcija od  $\zeta$  i koja određuje oblik vibracija, zamjenjuje s analitičkim izrazom za krivulju statičkog progiba lopatice pod djelovanjem ravnomjerno raspoređenog opterećenja (tlaka pare) intenziteta  $q$ . Razlika između frekvencija dobivenih proračunom po jednadžbi (7-61) uz korištenje krivulje statičkog progiba zbog ravnomjernog opterećenja, i stvarnih, dobivenih integriranjem diferencijale jednadžbe vibracija je 1 do 2%. Pri tome frekvencija, dobivena po energetskej metodi ima vrijednosti koje su više od stvarnih. Kod statičkog savijanja paketa na lopatice djeluje tlak pare, koji stvara ravnomjerno opterećenje intenziteta  $q$  i moment bandaže  $M_b$  koji djeluje na vrhu lopatice.

Potencijalna energija savijanja, koja se uz zadanu krivulju progiba  $y = y(x)$  određuje po jednadžbi:

$$\Pi_l = \frac{E}{2l^3} \int_0^l I(\zeta)(y'')^2 d\zeta$$

jednaka je s druge strane radu savijanja sila koje djeluju na lopaticu, tj.:

$$\frac{E}{2l^3} \int_0^l I(\zeta)(y'')^2 d\zeta = \frac{1}{2} \int_0^l q \cdot y d\zeta - \frac{1}{2l} \cdot M_b \cdot y'(1)$$

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu vrijednost za  $M_b$  po jednadžbi (7-57) dobiva se:

$$\frac{E}{2l^3} \int_0^l I(\zeta)(y'')^2 d\zeta = \frac{q \cdot l}{2} \int_0^l y d\zeta - \frac{E \cdot I_0 \cdot \pi_b}{2l^3} [y'(1)]$$

ili:

$$\frac{E \cdot I_0}{l^4} \left\{ \int_0^l \frac{I(\zeta)}{I_0} \cdot (y'')^2 d\zeta + \pi_b \cdot [y'(1)]^2 \right\} = q \int_0^l y d\zeta$$

Zamjenjujući veličinu  $Y$  u jednadžbi (7-61) sa statičkim progibom  $y$ , prethodna se jednadžba dobiva u sljedećem obliku:

$$\lambda_b^2 = \frac{q \int_0^l y d\zeta}{\rho \int_0^l f(\zeta) \cdot y^2 d\zeta + \frac{V_b}{l} [y(1)]^2} \quad (7-62)$$

Označavajući sa  $z(\zeta)$  ordinatu krivulje progiba koja se odnosi na maksimalni progib:

$$z(\zeta) = \frac{y(\zeta)}{y(1)}$$

te ako se pomnoži i podijeli nazivnik jednadžbe (7-62) s površinom presjeka lopatice u korijenu  $f_0$  dobiva se:

$$\lambda_b^2 = \frac{q}{\rho \cdot f_0} \frac{\int_0^l z(\zeta) d\zeta}{\left[ \int_0^l \frac{f(\zeta)}{f_0} \cdot z^2(\zeta) d\zeta + \frac{V_b}{l \cdot f_0} \right] y(1)} \quad (7-63)$$

gdje je:

$$q = \frac{2M_0}{l^2}$$

Kada je određena krivulja statičkog progiba lopatice, pomoću jednadžbe (7-63) može se odrediti kružna frekvencija vibracija prvog tona paketa lopatica, a pomoću nje:

$$v_b = \frac{\lambda_b}{2\pi}$$

Integrali u jednadžbi (7-63) lako se računaju npr. pomoću trapezne jednadžbe. Energetskom se metodom može odrediti i dinamička frekvencija vibracija, za što treba potencijalnoj energiji savijanja dodati još i rad centrifugalne sile.

## 7.9. Naprezanja u lopatici uvjetovana vibracijama

Ako se lopatica dovede u stanje vibriranja i potom prekine djelovanje pobudne sile, to će se amplituda zahvaljujući postojanju sila otpora smanjivati. Jednadžba koja opisuje vibracije u slučaju nepostojanja sila otpora ima oblik dan jednadžbom (7-9), a u danom slučaju poprima oblik:

$$y(x, t) = D \cdot Y(x)e^{-ht} \cdot \sin(\lambda \cdot t + \alpha) \quad (7-64)$$

gdje  $y(x, t)$  - progib prilikom vibracija koji ovisi o koordinati  $x$  analizirane točke lopatice i o vremenu  $t$ ;

$Y(x)$  - funkcija koja definira oblik vibriranja lopatice;

$h$  - koeficijent prigušenja koji ovisi o sili otpora vibracijama.

Faktor  $e^{-ht}$  karakterizira prigušenje vibracija. Promjena amplitude vibracija bilo koje točke lopatice tokom vremena prikazana je na sl.7.19. Ako je u vremenskom trenutku  $t$  progib bilo koje točke lopatice definiran jednadžbom (7-64) to će tokom vremenskog intervala  $T$ , koji je jednak periodi vibracija, taj progib biti jednak:

$$y(x, t + T) = D \cdot Y(x)e^{-h(t+T)} \cdot \sin[\lambda \cdot (t + T) + \alpha]$$

Pošto je perioda vibracija:

$$T = \frac{1}{\nu} = \frac{2\pi}{\lambda}$$

to je:

$$\sin[\lambda \cdot (t + T) + \alpha] = \sin(\lambda \cdot t + \alpha)$$

Za vremenski se interval  $T$  amplituda vibracija smanji  $e^{-ht}$  puta:

$$y(x, t + T) = D \cdot Y(x)e^{-ht}e^{-hT} \cdot \sin(\lambda \cdot t + \alpha) \quad (7-65)$$

Prirodni se logaritam omjera dvije prigušene amplitude vibracija, uzete za interval vremena jednak periodi  $T$ , naziva logaritamski dekrement vibracija:

$$\delta = \ln \frac{y_1}{y_2} = \ln \frac{y(x, t)}{y(x, t + T)} = \ln e^{hT} = hT \quad (7-66)$$

Na sl.7.19 veličine  $y_1$  i  $y_2$  odgovaraju maksimalnim amplitudama kod kojih je:

$$\sin(\lambda \cdot t + \alpha) = \sin[\lambda \cdot (t + T) + \alpha] = 1$$

Vrijednost logaritamskog dekrementa vibracija ima bitan utjecaj na veličinu naprezanja u lopaticama pa će biti podrobnije analiziran. Dekrement vibracija ovisi o kemijskom sastavu i toplinskoj obradi čelika od kojeg je izrađena lopatica, o njoj temperaturi i o vremenu od početka eksploatacije turbine.

Od najčešće korištenih materijala za izradu lopatica najbolji dekrement vibracija ima 13% Cr čelik (prema GOST-u tip Ž2), a najlošiji legura sastava 28,7% Cr, 5,6% Mo i 65,4% Co. Na sl.7.20 prikazana je ovisnost logaritamskog dekrementa vibracija o stanju naprezanja za nekoliko tipova čelika te za prethodno navedenu lijevanu leguru. S povećanjem naprezanja dekrement raste. Ovisnost dekrementa vibracija o temperaturi još je složenija: kod nižih naprezanja dekrement raste, a kod viših naprezanja (preko 100 MN/m<sup>2</sup> za čelik Ž2) opada s povišenjem temperature. Kod lopatica koje se nalaze u dugotrajnoj eksploataciji dekrement vibracija opada. U određenim se slučajevima može zaustaviti termičkom obradom.

Ako izdvojena lopatica konstantnog profila po visini vibrira pod djelovanjem periodički promjenjive sile  $\eta \cdot \cos p \cdot t$ , koja je ravnomjerno raspodijeljena po visini lopatice, to maksimalno naprezanje u korijenom presjeku lopatice kod rezonancije ima vrijednost:

$$\sigma_{din} = \frac{\pi \cdot \eta \cdot l^2}{\delta \cdot W} \cdot C_n \quad (7-67)$$

To se naprezanje zove dinamičkim za razliku od statičkog naprezanja zbog savijanja. U jednadžbi (7-67)  $C_n$  predstavlja:

$$C_n = \frac{\int_0^l Y_n(\zeta) d\zeta}{(k_n \cdot l)^2 \int_0^l Y_n^2(\zeta) d\zeta}$$

gdje  $Y_n(\zeta)$  - veličina koja određuje oblik vibracija  $n$ -tog tona i funkcija je od  $\zeta = x/l$ ;  
 $(k_n \cdot l)$  - veličina koja ovisi o tonu vibracija i načinu pričvršćenja lopatice;  
 $W$  - moment otpora profila lopatice;  
 $\delta$  - logaritamski dekrement vibracija.

Vrijednosti koeficijenta  $C_n$  za prva tri tona vibracija lopatice konstantnog profila s kruto ukliještenim korijenom i slobodnim ili oslonjenim vrhom dane su u tablici 7.1. Pošto je intenzitet  $\eta$  poremećajne sile nepoznat, uz pomoć jednadžbe (7-67) mogu se proračunati samo relativna naprezanja u lopatici uzimajući kao jedinično naprezanje ono koje se javlja kod vibracija prvog tona lopatice sa slobodnim vrhom. Tada je relativno naprezanje kod drugih tonova i oblika vibracija  $C_n/C_1$ .

Rezultati proračuna dani su u koloni 4 tablice 7.1. Iz njih se vidi, da s povišenjem tona vibracija uz isti intenzitet pobudne sile dinamičko naprezanje naglo opada. Ako bi pobudna sila intenziteta  $\eta$  djelovala statički, naprezanje u korijenom presjeku lopatice bi imalo vrijednost:

$$\sigma_s = \frac{\eta \cdot l^2}{2W}$$

ili:

$$\sigma_s = \frac{\eta \cdot l^2}{8W}$$

ovisno o tome da li je vrh lopatice slobodan ili oslonjen. Dijeleći s tim izrazom jednadžbu (7-67), dobiva se relacija između dinamičkog naprezanja prilikom vibriranja u rezonanciji i statičkog pod djelovanjem iste te sile :

$$\sigma_{din} = \frac{2\pi}{\delta} \cdot C_n \cdot \sigma_s \quad (7-68.a)$$

uz slobodni vrh lopatice i:

$$\sigma_{din} = \frac{8\pi}{\delta} \cdot C_n \cdot \sigma_s \quad (7-68.b)$$

ako je vrh oslonjen.

U koloni 4 tablice 7.1 dana je vrijednost omjera dinamičkog i statičkog naprezanja uz veličinu dekrementa vibracija 0,02. Omjer za prvi ton vibracija prelazi vrijednost 100, no brzo opada s povećanjem broja čvorova. Od tuda slijedi da je mala poremećajna sila, koja ima veličinu samo malog dijela ukupnog statičkog tlaka pare, u mogućnosti proizvesti uz vibracije u rezonanciji naprezanja koja znatno prelaze savojna naprezanja zbog razlike tlaka. Tako npr., ako intenzitet  $\eta$  pobudne sile kod vibracija ima vrijednost samo 10% od intenziteta  $q$  statičkog opterećenja, a statičko naprezanje zbog savijanja u lopatici ima vrijednost  $\sigma_s = 30 \text{ MN/m}^2$ , to kod statičkog opterećenja intenziteta  $\eta$  odgovarajuće naprezanje  $\sigma_s = 0,1 \cdot 30 = 3 \text{ MN/m}^2$ .

Ako je logaritamski dekrement vibracija 0,02, a koeficijent  $C_n$  za prvi ton vibracija  $C_1 = 0,444$  (tablica 7.1) to prema jednadžbi (7-68.a),  $\sigma_{din} = (2\pi \cdot 0,444 \cdot 3)/0,22 = 418 \text{ MN/m}^2$ . Na taj je način, dinamičko naprezanje, koje se javlja kod rezonancije od promjenjive sile čiji je intenzitet samo 10% od intenziteta tlaka pare, 14 puta veće od statičkog naprezanja zbog tlaka pare. Za lopatice koje su povezane u paket jednadžbi (7-68.a) zamjenjuje se sa sljedećom:

$$\sigma_{din} = \frac{2\pi}{\delta} \cdot \mu \cdot C_n \cdot \sigma_s \quad (7-69)$$

Ovdje  $\mu$  označava tzv. množitelj paketa, koji pokazuje kako spajanje lopatica bandažom ili spojnom žicom utječe na djelovanje pobudnih sila. Pošto djelovanje pobudne sile na pojedine lopatice prima čitav paket, dovođenje energije od pobudne (poremećajne) sile u jedinici vremena na pojedinu lopaticu se smanjuje. To snižava veličinu dinamičkog naprezanja. Veličina množitelja paketa određuje se po jednadžbi:

$$\mu = \frac{\sin z_p \frac{i \cdot \pi}{z_2}}{z_p \cdot \sin \frac{i \cdot \pi}{z_2}} \quad (7-70)$$

gdje  $z_p$  - broj lopatica u paketu;

$i$  - broj punih perioda vibracija koji lopatica izvede za jedan okretaj diska,  $i = v/n$ ;

$z_2$  - broj lopatica na disku.

Veličina množitelja manja je od jedinice i smanjuje se s povećanjem  $i$ . S tim se objašnjava manja vjerojatnost loma lopatice kod većih  $i$ . U slučaju vibracija, izazvanih prekidom toka radnog fluida koji izlazi iz sapnica, umjesto  $i$  u jednadžbu (7-70) treba uvrstiti broj sapnica  $z_1$ . Uz omjer  $z_1/z_2$  koji leži u području 0,2 do 0,8, i kod broja  $z_p = 10$  do 20 vrijednost  $\mu$  ne prelazi 0,15. Kod izbora broja lopatica u paketu treba uzeti u obzir i veličinu množitelja paketa, te nastojati realizirati njegovu vrijednost što je moguće nižom. Osobito visoke vrijednosti dostižu dinamička naprezanja u stupnjevima s parcijalnim privodom pare, gdje tijekom određenih intervala koji se periodički pojavljuju, na lopaticu uopće ne djeluje sila toka pare. Karakter vibracija lopatica kod parcijalnog privoda prikazan je na sl.7.21.

Isprugani pravokutnik na slici prikazuje opterećenje lopatice silom mlaza pare. Kako kod ulaza lopatice u tok pare iza sapnica, tako i kod njenog izlaza iz toka, amplituda vibracija lopatice naglo raste. Pošto su lopatice regulacijskog stupnja turbine kratke i imaju visoku frekvenciju vlastitih vibracija (nekoliko tisuća perioda u sekundi), sve lopatice na disku (uvijek se nešto razlikuju jedna od druge po vlastitoj frekvenciji) ne mogu biti osigurane od rezonancije s poremećajnim silama, čije su frekvencije višekratnici broja okretaja. Zbog toga u pravilu lopatice na disku regulacijskog stupnja rade u rezonanciji s frekvencijama  $v = i \cdot n$ , gdje je  $i$  cijeli broj. Naprezanje u tim lopaticama treba proračunati u radu uz rezonanciju (kod prvog tona vibriranja). Deformacija lopatice stupnja s

parcijalnim privodom pod djelovanjem dinamičkog naprezanja kod rezonantnih vibracija prvog tona može se izračunati po jednadžbi:

$$y = y_{st} \left( 1 + \frac{2}{i \cdot \delta} \right) \quad (7-71)$$

gdje  $y_{st}$  - deformacija lopatice pod djelovanjem statičkog opterećenja;  
 $\delta$  - logaritamski dekrement vibracija.

Čak i u slučaju kada je broj  $i$  velik i vibracije se smatraju bezopasnima, dinamička naprezanja u lopaticama stupnja s parcijalnim privodom dostižu značajne vrijednosti. Npr., uz vlastitu frekvenciju vibracija lopatice  $\nu = 1\,000\text{ Hz}$  i broj okretaja  $n = 50\text{ s}^{-1}$ ,  $i = \nu/n = 20$ . Ako se uzme  $\delta = 0,02$  to je  $y = 11y_{st}$ , a u skladu s tim i naprezanje  $\sigma_{din} = 11\sigma_s$ . Kod lopatica stupnja s punim privodom pare dinamička naprezanja zbog poremećajnih sila nekoliko puta prelaze statička naprezanja. Pri tome poremećajna sila može biti sasvim mala. Kod stupnja s parcijalnim privodom poremećajna je sila jednaka ukupnoj sili na lopaticu zbog djelovanja pare, pa su zbog toga dinamička naprezanja veoma značajna. Prethodno rečeno objašnjava česte lomove lopatica, koji su se pojavljivali ranije kod regulacijskih stupnjeva, bez obzira što su lopatice kratke i samim time krute. U današnje je vrijeme primjena lopatica veće širine i s krutim učvršćenjem (posebice zavarivanje lopatica) dovela statička naprezanja zbog savijanja u regulacijskim stupnjevima na minimum što bitno povisuje njihovu sigurnost.

Uz to kod projektiranja lopatica regulacijskih stupnjeva preporuča se:

- a) izrađivati ih što kraćima (no ne na uštrb koeficijenta iskoristivosti) i sa što višim vlastitim frekvencijama;
- b) pojedine grupe sapnica koje pripadaju pojedinim regulacijskim ventilima izvoditi bez prekida;
- c) izabirati materijal za lopatice sa što višim dekrementom vibracija.

Vidi se da su dinamička naprezanja, koja se javljaju kod rezonantnih vibracija lopatica jako opasna za rad turbine. Ta naprezanja mogu biti izazvana veoma malom poremećajnom silom, koja je tek samo mali dio od ukupnog tlaka koji djeluje na lopaticu i višestruko nadilaze statička naprezanja prouzrokovana savijanjem mlaza pare. Osobito su opasna dinamička naprezanja kod regulacijskih stupnjeva s parcijalnim privodom, kod kojih se gotovo nemoguće obraniti od pojave rezonancije i gdje se javlja kao poremećajna sila sama sila pare. Opasni su oblici vibracija za lopatice povezane u pakete (što pokazuje i praksa prilikom eksploatacije turbina), samo vibracije tipa  $A_0$ ,  $A_1$  i  $B_0$ . Pri tome treba napomenuti, da povezivanje lopatica s bandažom i spojnom žicom bitno snizuje veličinu dinamičkih naprezanja.

### 7.10. Ostvarivanje sigurnog rada lopatica uz vibracije i eksperimentalno određivanje frekvencije vlastitih vibracija

Frekvencije impulsa koji izazivaju vibracije lopatica jednake su broju okretaja rotora ili su njegov višekratnik, pri čemu višekratnik i može biti bilo koji cijeli broj. Zbog toga ako je dinamička frekvencija slobodnih vibracija lopatica:

$$\nu_d = i \cdot n$$

može doći do pojave rezonantnih vibracija. Te su vibracije isto tako opasne samo u slučajevima, ako je s jedne strane  $i = 2, 3, 4, 5, 6$  (pri čemu s povećanjem  $i$  opasnost od vibracija se umanjuje) ili s druge strane ako je  $i = z_1$  gdje je  $z_1$  broj sapnica (za stupanj s parcijalnim privodom pod  $z_1$  se smatra fiktivni broj sapnica koji bi odgovarao punom privodu pare uz isti korak).



Koristeći jednadžbu (7-27) može se napisati:

$$i \cdot n = \sqrt{v^2 + B \cdot n^2}$$

od kuda slijedi rezonantni broj okretaja, koji se često naziva kritični broj okretaja (ne miješati ga s kritičnim brojem okretaja vratila):

$$n_{rez} = \frac{v}{\sqrt{i^2 - B}} \quad (7-72)$$

Potrebno je da se kod malih vrijednosti  $i$  broj  $n_{rez}$  ne podudara s radnim brojem okretaja turbine. Što je niža vrijednost višekratnika to se više radni broj okretaja mora razlikovati od rezonantnog. Prema normama veličina:

$$\Delta n = \frac{n - n_{rez}}{n} \cdot 100\%$$

ne smije biti manja od:

- 15% za drugi višekratnik ( $i = 2$ );
- 8% za treći višekratnik ( $i = 3$ );
- 6% za četvrti višekratnik ( $i = 4$ );
- 5% za peti višekratnik ( $i = 5$ );
- 4% za šesti višekratnik ( $i = 6$ );

Dopušteno je podudaranje radnog i rezonantnog broja okretaja ako je  $i = 7$  ili više. Treba naglasiti da se prethodno dane norme minimalno dopuštenih odstupanja radnog broja okretaja od rezonantnog odnose samo na vibracije tipa  $A_0$ .

Kao što je već prethodno naglašeno kratke lopatice velike krutosti (prvi stupnjevi turbine) praktički ne mogu biti pošteđene od rezonancije. Ako vlastita frekvencija vibracija lopatice ima vrijednost približno 500 Hz, a broj je okretaja turbine  $50 \text{ s}^{-1}$  to su frekvencije 450, 500 i 550 rezonantne. Nerezonantne, najviše udaljene od prethodno navedenih su frekvencije 475 i 525 Hz. Razlika između rezonantnih (450, 500, 550 Hz) i nerezonantnih (475, 525 Hz) frekvencija je svega 5 do 5,5%, a istovremeno osipanje frekvencija pojedinih lopatica na disku može biti 8 do 10%. Iz toga slijedi da na disku postoje gotovo uvijek lopatice koje rade u rezonanciji.

Što je viša vlastita frekvencija vibracija lopatica, to se veći broj lopatica na kolu može nalaziti u rezonanciji. Isto tako kod toga raste i višekratnik broja okretaja (u prethodnom primjeru bio je 10): amplituda takvih vibracija nije velika i izborom nižeg napreznja izazvanog statičkim savijanjem može se osigurati siguran rad lopatica. Kod broja okretaja rotora  $50 \text{ s}^{-1}$  lopatice s vlastitom frekvencijom vibracija oko 300 Hz mogu biti sigurne od rezonancije. Pod  $v$  za jediničnu lopaticu u jednadžbu (7-72) podrazumijeva se statička frekvencija vibracija prvog tona, sl.7.4.a, za lopatice u paketu statička frekvencija  $v_b$  koja se određuje na način izložen u poglavljima 7.7 i 7.8 za vibracije tipa  $A_0$ ,  $B_0$ , i  $A_1$ . Za turbinske su lopatice također opasne frekvencije poremećajnih sila, koje imaju vrijednost  $z_1 \cdot n$ , a uvjetovane su parcijalnim privodom toka pare koji napušta statorske lopatice.

Iako je veličina  $z_1 \cdot n$  obično velika, to su i frekvencije prvih nekoliko tonova vibracija lopatica u visokotlačnom i srednjotlačnom dijelu turbine također visoke te se mogu podudarati s frekvencijom poremećajne sile. S točke gledišta podudaranja vlastite frekvencije s veličinom  $z_1 \cdot n$  isto tako su opasne vibracije lopatica povezanih bandažom tipa  $B_0$  (prvi ton) i vibracije tipa  $A_1$  (drugi ton) lopatica koje su povezane bandažom i bez nje. Zbog toga se frekvencije vibracija  $v_B$  i  $v_A$  tipova  $B_0$  i  $A_1$  ne bi smjele podudarati sa  $z_1 \cdot n$ , tj.:

$$v_B \neq z_1 \cdot n; \quad v_A \neq z_1 \cdot n \quad (7-73)$$

U prethodne se nejednakosti može uvrštavati statička frekvencija vibracija pošto utjecaj centrifugalne sile na vlastitu frekvenciju vibracija kod kratkih lopatica nije velik. Iskustveno je određivanje frekvencije vibracija tipa  $B_0$  i  $A_1$  teško, pa čak ponekad nije ni moguće. Zbog toga je u nejednakosti (7-73) prikladno izraziti  $\nu_B$  i  $\nu_A$  kao funkciju statičke frekvencije  $\nu$  vibracija prvog tona jedinične lopatice (ukrućene u korijenu i sa slobodnim vrhom). Iz sl.7.16 slijedi da frekvencija vibracija paketa tipa  $B_0$  i  $A_1$  leži u intervalu vrijednosti 4,39 do 7,2 statičke frekvencije vibracija prvog tona jedinične lopatice, tj. rezonantne vibracije tipa  $B_0$  i  $A_1$  moguće su ako je:

$$4,39\nu \leq z_1 \cdot n \leq 7,2\nu$$

Obično se te granice nešto proširuju i smatra se da je rad siguran ako je:

$$4 \leq \frac{z_1 \cdot n}{\nu} \leq 8 \quad (7-74)$$

Veličina  $\nu$  u toj nejednakosti predstavlja umnožak frekvencije vibracija jedinične lopatice s apsolutno krutim učvršćenjem (tj. frekvencije određene po jednadžbi (7-20)) i koeficijenta  $\phi$  koji uzima u obzir elastičnost učvršćenja. Taj je koeficijent dan na sl.7.7. Rezonantne brojeve okretaja rotora pogodno je odrediti pomoću dijagrama danog na sl.7.22 (Campbellov dijagram). Ovdje je na apscisi nanesen broj okretaja u sekundi, a na ordinati frekvencija vibracija lopatica (paketa) u periodama u sekundi. Prema jednadžbi (7-27) konstruiraju se krivulje  $\nu_d$ , maksimalne i minimalne frekvencije vibracija pojedinih lopatica ili paketa. Kod toga se  $\nu$  odabire prema podacima ispitivanja lopatica, pa se time i objašnjava prisutnost dvije krivulje za  $\nu_d$ . Između njih leže frekvencije svih lopatica danog kola.

Na sl.7.22 prikazane su krivulje  $\nu_d$  frekvencija savojnih vibracija prvog tona. U dijagram se također mogu unijeti krivulje viših frekvencija drugih oblika vibracija (između ostalih i torzijskih). Iz ishodišta koordinatnog sustava povučeni su pravci koji predstavljaju geometrijsko mjesto točaka koje predstavljaju frekvencije, koje ima lopatica, ako njena frekvencija u Hz 2, 3 ili više puta prelazi broj okretaja u sekundi turbine. Višekratnik je naznačen na svakom pravcu. Ordinate pravca br.6 su šest puta veće nego njegove apscise. Apscise točki presjecišta pravaca s krivuljama  $\nu_d$  odgovaraju rezonantnim brojevima okretaja. Tako npr. presjecište pravca br.4 s donjom krivuljom  $\nu_d$  označava rezonantni broj okretaja  $n_{rez} = 55s^{-1}$ , pošto je kod toga broja okretaja  $\nu_d = 4 \cdot 55 = 220 \text{ Hz}$ .

Zbog rasipanja frekvencija vibracija pojedinih lopatica rezonantni brojevi okretaja leže u ispruganim područjima. Područja opasnih brojeva okretaja trebaju biti udaljena za veličinu preporučenih odstupanja od rezonantnih brojeva okretaja. Iz dijagrama je vidljivo da radni broj okretaja turbine obično leži između dva rezonantna broja okretaja različitih višekratnika (na sl.7.22 između okretaja četvrtog i petog višekratnika). Od tuda je vidljiv zahtjev za važnosti održavanja konstantne frekvencije električne mreže na koju radi određeni turbo generator. Jasno je također, da se za turbine s promjenjivim brojem okretaja rezonantni brojevi okretaja s nižim vrijednostima višekratnika (do šest) trebaju nalaziti iza granice normalne promjene radnih brojeva okretaja kod kojih turbina treba duže raditi. Vibracijske se karakteristike svake ponovno ugrađene rešetke lopatica trebaju provjeriti kod konstruiranja i izgradnje turbine. Vlastitu frekvenciju vibracija lopatica, osim proračuna koji se izvodi prilikom projektiranja, treba odrediti i eksperimentalnim putem, prije svega nakon što su ugrađene na turbinski disk, da bi se i stvarno uzela u obzir i krutost učvršćenja lopatica i ukrućenje pomoću bandaže. Postoji čitav niz eksperimentalnih metoda određivanja vlastite frekvencije vibracija lopatica.

Vibracije se mogu pobuditi pomoću elektromagneta promjenjivog toka: ako su lopatice od materijala koji se da magnetizirati to se njihove vibracije pobuđuju neposrednim djelovanjem magnetskog polja, a u protivnom slučaju elektromagnet izaziva vibracije vibratora koji se spaja s lopaticom ili paketom lopatica. Vibracije se mogu pobuditi i mehaničkim putem, nastrojavanjem zraka ili pare te zvučnim valovima. Postoje također i različite metode snimanja vibracija.

Dalje će biti opisane dvije metode koje koriste zvučne valove kao pobudu vibracija, kao i prikaz konkretnog mjerenja vibracija metodom koju je primjenjivala bivša "Jugoturbina"-Karlovac.

Instrumentacija prikazana na sl.7.23 sastoji se od mjernog bloka i bloka za pobudu. U sastav mjernog bloka ulazi generator frekvencije zvuka koji generira tok čija se frekvencija može blago mijenjati u području od 40 do 10.000 Hz. Ta se frekvencija neprekidno mjeri elektronskim frekvencijametrom. Tok se generatora privodi s jedne strane na međusobno razmaknute pločice horizontalne grane elektronske cijevi katodnog osciloskopa, sl.7.24, a s druge strane na ulaz pojačala *A* koje napaja generator zvučnih valova ili elektromagnetski vibrator koji dotiče lopaticu. Vibracije lopatice prima piezometar koji pretvara mehaničke vibracije u električne impulse koji se preko pojačala *B* prenose na međusobno razmaknute pločice vertikalne grane elektronske cijevi. Pošto je poremećajna sila jednaka frekvenciji koja se dovodi na međusobno razmaknute pločice horizontalne grane, to se na ekranu katodnog oscilografa uvijek zapaža elipsa. Mjerenje frekvencije provodi se u momentu rezonancije, koji se određuje po maksimalnoj amplitudi vertikalne grane, tj. po visini elipse.

Osim opisane "rezonantne" metode, opisani uređaj omogućuje i primjenu metode "slobodnih vibracija", kod koje se vibracije lopatice pobuđuju udarcem čekića, a frekvencija vibracija se uspoređuje s frekvencijama generatora prema figurama na ekranu oscilografa (kod vibracija prvog tona na ekranu je elipsa).

Druga metoda određivanja frekvencije vibracija temelji se na primjeni tenzometara. Četiri tenzometra, spojena jedan s drugim po shemi mosta, sl.7.25, lijepe se na lopaticu. U jednu se dijagonalu mosta dovodi napajanje. Druga se dijagonala uključuje u ulaznu granu specijalnog pojačala *B* koje omogućava uravnoteživanje mosta. Izlaz pojačala spaja se s jednom petljom oscilografa s petljom. Vibriranje lopatice se kao i kod prethodne metode realizira s generatorom zvučnih frekvencija, pojačalom *A* i generatorom zvučnih valova. Moment rezonancije određuje se prema maksimalnoj amplitudi na ekranu oscilografa. Neposredno prije postizanja maksimuma fotografira se nekoliko kadrova na kojima se fiksiraju dvije krivulje: jedna od tenzometara i jedna od brojača vremena koji vibrira obično s frekvencijom od 500 Hz. Na svakom od kadrova mjeri se amplituda i određuje frekvencija pobuđenih vibracija, te se ona uspoređuje s frekvencijom brojača vremena. Konstruira se graf promjene amplitude ovisno o frekvenciji i prema maksimumu tog grafa određuje se vlastita frekvencija vibracija. S opisanom se metodom može odrediti i dinamička frekvencija vibracija (na rotirajućem rotoru turbine). Za taj se slučaj izlazi s tenzometara na lopatici uključuju na prethodno opisanu shemu preko rotirajućih prijenosnika signala.

Danas se koriste i puno suvremenije metode. Ovdje će biti prikazana na konkretnom primjeru mjerenja vibracija metoda koju je primjenjivala bivša tvornica "Jugoturbina"-Karlovac. Radi se o prikazu mjerenja vlastitih statičkih vibracija te o proračunu dinamičkih vibracija rotorskih lopatica niskog tlaka turbine snage 125 MW. Niski je tlak izveden dvostrujno, a u svakom smjeru postoji šest stupnjeva. Visina lopatice posljednjeg stupnja je 546,1 mm. Lopatice četvrtog stupnja povezane su u pakete pomoću dva reda spojnih žica, a posljednjeg pomoću tri reda. Mjerenje vlastitih statičkih frekvencija lopatica kao i poznavanje oblika vibracija omogućava s mnogo većom sigurnosti konstruiranje novih lopatica.

Vlastite frekvencije lopatice određuju se metodom koja je shematski prikazana na sl.7.26. Uzbudivanje vibracija lopatica vrši se pomoću pločica od barijeva titana kojima se dovodi izmjenični napon s tahogeneratora. Pločice su lijepljene na lopaticu pomoću acetonskog ljepila, a razmještaju se kao što se vidi na slici na približno 3/4 visine lopatice. Takav smještaj pločica omogućava uzbudu svih vrsta vlastitih frekvencija. Budući da su lopatice vezane u paket jedna pločica uzbuđuje cijeli paket. Kod nižih frekvencija, zbog velike impedancije pločice, sila kojom pločica djeluje na lopaticu je izvanredno mala, tako da jedna pločica nije u stanju uzbuditi vibracije cijelog paketa (prve vlastite frekvencije tangencijalnih vibracija paketa) zbog toga treba upotrijebiti više uzbuđivača vezanih paralelno ili se kod statičkih uvjeta može upotrijebiti druga vrsta uzbuđenja. U ovom je slučaju upotrijebljen za uzbuđivanje prve vlastite frekvencije elektrodinamički uzbuđivač tipa GM 9 261-Philips. Elektrodinamički uzbuđivač ima malu impedanciju kod niskih frekvencija (240 ohma), tako da daje kod tih frekvencija relativno visoku uzbudnu silu (oko 0,5 N). Pomični dio uzbuđivača ima masu 10 grama. Ticalo uzbuđivača se naslanja na lopaticu silom 8,5 N. Zbog dodira uzbuđivača dolazi do izvjesne promjene vlastitih frekvencija lopatica, ali kod djelovanja uzbuđivača u blizini korijena lopatice i zbog njegove male mase s obzirom na masu visokih lopatica, njegov se utjecaj može zanemariti. Taj utjecaj je ipak nešto veći od utjecaja "Bat" pločica čija je ukupna masa 0,68 grama.

Bilježenje vibracija vrši se pomoću primača, također od barijevog titana, koji je zalijepljen odmah uz korijen na samom vanjskom rubu lopatice. Pričvršćivanje primača na takvom mjestu omogućava bilježenje vibracija svih vrsta budući da se donji dio lopatice deformira kod svih oblika vibracija. Signal se s primača vodi na osciloskop čija je osjetljivost 1 mV/cm. Promjenom frekvencije uzbude dolazi do rezonancije lopatica, koja se očitava u povećanju amplitude na osciloskopu. Točna frekvencija rezonancije očitava se na digitalnom broju. Oblik vibriranja određuje se pomoću kristalnog primača, čijim se ticalom prelazi po površini lopatice. Signal se vodi preko predpojačala i analizatora na osciloskop, gdje se pomoću *Lissajonove krivulje* određuje faza signala. Promjena faze znači da se ticalom prelazi preko čvorne linije vibriranja. Instrumentacija s kojom se provodi mjerenje također je prikazana na sl.7.26. Rezultati mjerenja vlastitih statičkih frekvencija lopatica dani su u tablicama 7.2 i 7.3. Određivanje vlastitih frekvencija lopatica je dosta težak posao i zahtjeva određeno iskustvo, posebno da bi se identificirali pojedini oblici vibracija.

Prva vlastita frekvencija tangencijalnih vibracija paketa relativno se lako uzbudi elektrodinamičkim uzbuđivačem (naročito kod dugih lopatica), a identificira se po tome, što sve lopatice u paketu vibriraju istofazno s najvećom amplitudom na vrhu lopatice. Druga vlastita frekvencija tangencijalnih vibracija veoma se teško uzbudi, naročito kod kraćih lopatica. Sve lopatice u paketu vibriraju istofazno s jednim čvorom po visini lopatica. Frekvencija toga oblika vibriranja, za lopatice konstantnog profila po visini, viša je od prve vlastite frekvencije za oko šest puta. Kod lopatica koje su uvijene i koje nemaju konstantni profil po visini, druga vlastita frekvencija je viša od prve za 3 do 6 puta.

Unutar paketa tangencijalne se vibracije veoma lako uzbude. Leže u području koje je 3 do 5 puta više od prve vlastite frekvencije. Lopatice vibriraju raznofazno s  $i - 1$  kombinacijom gdje je  $i$  broj lopatica u paketu. Kod tog oblika vibriranja, korijen i vrh lopatice praktički miruju, dok se maksimalna amplituda javlja nešto iznad sredine visine lopatice. Najlakše se uzbudi oblik kod kojeg pola lopatice vibrira u jednoj fazi, a druga u protufazi. Povezivanjem lopatica u pakete pomoću spojnih žica taj se oblik vibracija u potpunosti eliminira. Torzijske vlastite frekvencije se unutar paketa javljaju u više oblika koji se razlikuju po broju čvornih linija na lopatici. Svaki oblik vibriranja ima  $i$  vlastitih frekvencija. Ako se uzbuđivanje vrši pomoću jedne pločice, često se puta ne otkriju sve vlastite frekvencije jednog oblika vibriranja. Zbog toga se upotrebljava više uzbuđivača ili se odabire lopatica i mjesto na lopatici gdje će se moći uzbuditi najveći broj vlastitih frekvencija (najpovoljnija je prva ili zadnja lopatica u paketu). Oblici vibriranja nastali kombinacijom tangencijalnih i torzijskih vibracija javljaju se kod viših frekvencija uzbude.

Aksijalne vibracije paketa lopatica pojavljuju se također u više oblika. Kod prve vlastite frekvencije paketa lopatica vibrira istofazno u aksijalnom smjeru, a najveća se amplituda javlja na vrhu lopatice. Veoma se teško uzbuđuje, a kod uvijenih se lopatica ne pojavljuje, pa stoga nije ni unesena u tablicu 7.3. Drugi oblik aksijalnih vibracija ima čvorove duž paketa. Kod toga lopatice ujedno i torziraju tako da se taj oblik naziva aksijalno-torzijski. Veoma lako se uzbuđuju, naročito elektrodinamičkim uzbuđivačem, koji se postavi na bandažu na jednom kraju paketa. Broj vlastitih frekvencija ovog oblika ima veličinu  $i - 1$ . Niže vlastite frekvencije ovog oblika isprepletene su s vibracijama diskova u obliku čvornih dijametara. Rezultati mjerenja su prikazani u tablici 7.2. Mogu se pojaviti i viši oblici ovih vibracija gdje su čvorovi smješteni po dužini paketa, kao i po visini lopatice.

Vidi se, da lopatice imaju puno oblika vlastitih vibracija. Uz to, frekvencije pojedinih paketa istog stupnja međusobno se razlikuju i preko 5% zbog razlike u kvaliteti materijala lopatice, tolerancije izrade, te kvaliteti učvršćenja korijena i bandaže lopatice. Zbog toga svaka vlastita frekvencija obuhvaća područje frekvencija što još više otežava konstrukciju lopatica koje trebaju raditi izvan područja rezonancije. U prikazu je dan i proračun frekvencija dinamičkih vibracija prilikom čega je koeficijent  $B$  određivan na temelju dijagrama danog na sl.7.27 ili pomoću jednadžbi danih u tablici 7.4. Rezultati proračuna su dani u tablici 7.4.

Iz Campbellovog dijagrama na sl.7.28 vidi se da su dinamičke vlastite frekvencije paketa lopatica trećeg stupnja niskog tlaka navedene turbine svega 3,6% udaljene od petog reda uzbude broja okretaja turbine dok bi bilo poželjno da razlika između dinamičkih vlastitih frekvencija i petog harmonika bude veća od 5%.

Dijagram na sl.7.29 prikazuje vlastite frekvencije paketa lopatica šestog stupnja niskog tlaka iste turbine. Ako se vibracijske karakteristike lopatica koje su ugrađene na disk pokažu neprihvatljivima, tj. kod radnih brojeva okretaja su moguće rezonantne vibracije s nižim vrijednostima višekratnika  $i$ , potrebno je provesti podešavanje lopatica koje se svodi ili na promjenu frekvencije njihovih vlastitih vibracija ili na promjenu frekvencije poremećajne (pobudne) sile.

Analizirajući nejednadžbe (7-74), treba imati u vidu da donje vrijednosti intervala (4 do 8) odgovaraju vibracijama tipa  $B_0$ , a gornje vibracijama tipa  $A_1$ . Zbog toga ako se veličina  $z_1 n/v$  nalazi u donjem dijelu toga intervala to se rezonantne vibracije tipa  $B_0$  mogu izbjeći na sljedeće načine:

- a) promjenom profila lopatice;
- b) promjenom broja lopatica  $z_1$ ;
- c) ugradnjom spojne žice što sprječava nastajanje vibracija tipa  $B_0$ .

Ako se veličina  $z_1 n/v$  podudara s frekvencijom vibracija tipa  $A_1$  (tj. leži u gornjem dijelu navedenog područja) to se podešavanje lopatice sastoji samo u mogućnosti promjene profila i broja statorskih lopatica  $z_1$ . Neovisno od toga, u cilju smanjenja dinamičkih naprezanja u lopatici koja je dospjela na određeni način u rezonanciju, kao što se navodi u poglavlju 7.5, potrebno je smanjiti veličinu statičkog naprezanja uvjetovanog mlazom pare.

O ugradnji spojne žice kao i bandaže u cilju sprječavanja štetnog djelovanja uvjetovanog vibracijama bilo je govora u poglavlju 2 u kojem su bile obrađene rotorske lopatice. Ovdje će se stoga samo ukazati na neke činjenice. Na sl.7.30 prikazani su različiti tipovi bandaža i spojnih žica. Sl.7.30.a prikazuje način povezivanja lopatica s bandažama na vrhu koje se međusobno dodiruju i samim tim povezuju lopatice stupnja. Sl.7.30.b prikazuje način prigušivanja vibracija punom prigušnom žicom koja se montira u žlijeb lopatice. Na sl.7.30.c prikazan je način prigušivanja vibracija prigušnom žicom koja je provučena kroz list lopatice te zalemljena za njega. Ovaj je način dosta složen što se tiče samog lemljenja, ako se uzme u obzir da su i žice i lopatice od visokolegiranih materijala koji se mogu lemiti samo sa specijalnim lemovima (na bazi srebra). Temperatura ovih lemovi je dosta visoka, 700 do 800°C. Na 800°C već dolazi do prokaljivanja materijala lopatica na zraku. Ako se lemljenje ne obavi stručno veoma često dolazi do pucanja lopatica na mjestu provrta za prigušnu žicu zbog prokaljivanja. Na sl.7.30.d do sl.7.30.f prikazani su tipovi bandaža koji se zakivaju. Na sl.7.30.g i sl.7.30.h vide se tipovi prigušnih žica koje su raspolovljene horizontalno ili vertikalno. Prilikom rotacije se prigušne žice koje nisu zalemljene s lopaticom zbog djelovanja centrifugalne sile priljube uz lopaticu i na taj način prigušuju vibracije.

Na sl.7.31.a i sl.7.31.b vidi se utjecaj prigušnih žica na vlastite frekvencije lopatica. Slike su dobivene na temelju mjerenja provedenih u bivšoj tvornici "Jugoturbina"-Karlovac. Iz sl.7.31.a vidljivo je da položaj prigušne žice na listu lopatice ima mali utjecaj na promjenu vlastite frekvencije (1. tangencijalne), dok na sl.7.31.b vidi se da promjena položaja prigušne žice ima veliki utjecaj na promjenu 2. vlastite frekvencije tangencijalnih vibracija paketa. Isto tako ugradnja žica u pakete malo utiče na promjenu vlastitih frekvencija torzijskih vibracija paketa lopatica.

## 8. VIBRACIJE TURBINSKIH DISKOVA

### 8.1. Oblici vibracija turbinskih diskova

Postoje različiti oblici vibracija turbinskih diskova. Tako su moguće vibracije u ravnini diska, kada različite točke diska vrše pomake u tangencijalnom smjeru, tzv. torzijske vibracije, i u radijalnom smjeru, tzv. vibracije izduženja. Najveći praktični značaj kod stacionarnih toplinskih turbina imaju savojne vibracije, prilikom kojih različite točke diska vrše pomake u aksijalnom smjeru okomito na ravninu diska. Slično kao i kod vibracija lopatica, i ovdje se različiti oblici vibracija mogu pojaviti istovremeno. Isto tako konstrukcija diska i njegov položaj u protočnom dijelu turbine, ovisno o snazi turbine uvjetuju bitno različite vlastite frekvencije diskova i zahtijevaju prilikom određivanja njihove frekvencije uzimanje u obzir različitih faktora. Ovdje će se podrobnije analizirati savojne vibracije diska koje imaju najveće praktično značenje.

Ako se u mirujućem disku pobude savojne vibracije, to će oblici tih vibracija biti različiti u ovisnosti od njihove frekvencije. Neka se disk postavi u horizontalni položaj i njegova površina posipa ravnomjerno s finim pijeskom (ili puderom). Pobudivši vibracije diska s elektromagnetom promjenjivog toka, smještenim na obodu diska, mogu se zamijetiti na površini diska kod neke određene frekvencije impulsa figure od zrnaca pijeska kao što prikazuje sl.8.1: pijesak se zadržava samo na mirujućim dijelovima diska, čvorovima, dok bježi s dijelova koji vibriraju. Na sl.8.1.a prikazane su vibracije diska s dva čvorna promjera. Shematski je taj oblik vibracija prikazan na sl.8.2.a: područja diska, označena s kružićem, vibriraju istovremeno u jednom te istom smjeru dok područja označena križićem u isto vrijeme u suprotnom smjeru. Ako se povisi frekvencija promjenjivog toka koji napaja elektromagnet, vibracije diska slabe: to potvrđuje činjenicu da se u prethodnom slučaju disk nalazio u stanju rezonancije, tj. frekvencija impulsa se podudarala s vlastitom frekvencijom vibracija diska.

Povisujući frekvenciju impulsa, može se doseći novo stanje rezonancije, koje je popraćeno novim oblikom vibracija s tri čvorna promjera a prikazano je na sl.8.1.b. Vibracije s četiri i pet čvornih promjera (sl.8.1.c i sl.8.1.d) karakterizirane su još većom frekvencijom. Što je manji broj čvornih promjera, to je veća, uz danu veličinu poremećajne sile, amplituda vibracija i time su one opasnije. O veličini amplitude može se suditi na temelju dimenzija površine s koje bježi pijesak kod vibracija: najmanju amplitudu od danih oblika vibriranja na sl.8.1 imaju vibracije s pet čvornih promjera. Najnižu frekvenciju imaju vibracije s jednim čvornim promjerom, sl.8.1.a. U daljnjem će se tekstu pokazati da se te vibracije kod turbina u radu ne uzimaju u obzir.

Moguć je i oblik tzv. "štitnih" vibracija s čvornim kružnicama, sl.8.2.c, kao i kombinacija vibracija s čvornim promjerima i čvornim kružnicama. Kao opasne se smatraju samo vibracije s dva, tri, četiri, pet i šest čvornih promjera (tzv. "lepezaste" vibracije, od kojih se disk i zaštićuje). Vlastite frekvencije vibracija diska bez lopatica neograničeno rastu s povećanjem broja čvornih promjera, sl.8.3. Kod diska s lopaticama, maksimalna je frekvencija vibracija kod povećanja broja čvornih promjera vlastita frekvencija aksijalnih vibracija lopatica, sl.8.4. Ako se razvije bilo koja kružnica s površine diska koji vibrira, tada se u razvijenom obliku vidi niz valova čiji je broj jednak broju čvornih promjera. Tako je na sl.8.5 prikazan razvijeni oblik kružnice s površine diska pri vibracijama s tri čvorna promjera. Točke *A*, *B*, *C*, *D*, *E*, *F* leže na čvornim promjerima, pri čemu krajnjoj točki *A* valne krivulje odgovara jedna i samo jedna točka na kružnici s površine diska. Progib diska se kod statičkih vibracija može izraziti jednadžbom:

$$y(x, \varphi, t) = F(x) \cdot \cos k \cdot \varphi \cdot \sin \lambda \cdot t \quad (8-1)$$

gdje *y* - progib u vremenskom trenutku *t* na udaljenosti *x* mjerenoj po polumjeru koji s nekim početnim polumjerom zatvara kut  $\varphi$ ;

*F(x)* - funkcija koja definira oblik vibracija diska po polumjeru;

*k* - broj čvornih promjera;

$\lambda$  - vlastita kružna frekvencija vibracija diska koja je jednaka  $2\pi v$ ;

*v* - vlastita frekvencija vibracija.

U jednadžbi (8-1) faktor  $\cos k \cdot \varphi$  određuje deformaciju diska po kružnici i sam predstavlja kosinusoidu koja se sastoji od  $k$  valova, sl.8.5. Treba napomenuti da ako je debljina diska mala u usporedbi s njegovim vanjskim promjerom, to se kod određivanja nižih vlastitih frekvencija mogu zanemariti progibi koji se javljaju zbog dodirnih naprezanja. Kod određivanja viših vlastitih frekvencija, a također i kod relativno velike debljine diska potrebno je uzeti u obzir utjecaj progiba koji se javljaju zbog dodirnih naprezanja. Jednadžba (8-1) može se napisati u obliku:

$$y(x, \varphi, t) = \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left( \frac{\lambda}{k} \cdot t - \varphi \right) + \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left( \frac{\lambda}{k} \cdot t + \varphi \right) \quad (8-2)$$

ili:

$$y = y_1 + y_2$$

gdje je:

$$y_1(x, \varphi, t) = \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left( \frac{\lambda}{k} \cdot t - \varphi \right) \quad (8-3)$$

$$y_2(x, \varphi, t) = \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left( \frac{\lambda}{k} \cdot t + \varphi \right) \quad (8-4)$$

Na taj se način, deformacija diska prilikom vibracija može izraziti zbrojem deformacija, gdje je svaka predstavljena valnom funkcijom koja se sastoji od  $k$  valova s amplitudom  $0,5F(x)$ , koja je jednaka polovici stvarne amplitude vibracija  $F(x)$ . Dalje će biti analizirana promjena funkcija  $y_1$  i  $y_2$  s vremenom. U vremenskom trenutku  $t$  deformacija  $y$  određena je jednadžbom (8-3). U vremenskom trenutku  $t + t_1$ , u točki s koordinatama  $[x, \varphi + (\lambda/k)t_1]$  deformacija se određuje po jednadžbi (8-3):

$$\begin{aligned} y_1 \left[ x, \left( \varphi + \frac{\lambda}{k} \cdot t_1 \right), t_1 \right] &= \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left[ \frac{\lambda}{k} \cdot (t + t_1) - \left( \varphi + \frac{\lambda}{k} \cdot t_1 \right) \right] = \\ &= \frac{1}{2}F(x) \cdot \sin k \left( \frac{\lambda}{k} \cdot t - \varphi \right) \end{aligned} \quad (8-5)$$

Posljednja veličina predstavlja  $y_1(x, \varphi, t)$ , tj. u vremenskom trenutku  $t + t_1$  u točki kojoj odgovara kut  $\varphi + (\lambda/k) \cdot t_1$  javlja se ista deformacija kao i u vremenskom trenutku  $t$  u točki kojoj odgovara kut  $\varphi$ . Na taj način, za vrijeme  $t_1$  progib diska  $y_1$  zarotira oko osi za kut:

$$\varphi_1 = \frac{\lambda}{k} \cdot t_1$$

u smjeru porasta kutova. Kutna brzina te rotacije je:

$$\omega_0 = \frac{\varphi_1}{t_1} = \frac{\lambda}{k}$$

Analogno se može pokazati da deformacija  $y_2$  rotira u suprotnom smjeru (u smjeru smanjenja kuta  $\varphi$ ) s istom obodnom brzinom  $\omega_0$ . U skladu s tim, deformacije diska se kod statičkih vibracija javljaju kao posljedica djelovanja dvije valne funkcije, koje se rasprostiru po disku u suprotnim smjerovima, no s istom kutnom brzinom. Takvi se valovi nazivaju progresivni i njihova je priroda dobro poznata iz mehanike. Kod pobuđivanja vibracija u bilo kojoj točki diska, od te se točke počinju širiti u suprotnim smjerovima dva vala, koji se sastaju u točki, koja je smještena dijametralno suprotno točki pobude. Kako su valne duljine iste, brzina njihovog širenja jednaka i vibracije imaju istu fazu, to se kao

rezultat djelovanja valova javlja stojni val čija je amplituda dvostruko veća nego što su je imali svaki od progresivnih valova.

Razlika između stojnog i progresivnog vala može se vidjeti na sl.8.6. Stojni valovi su prikazani u gornjem dijelu slike (s dva čvorna promjera). Točke 1,2,3 i 4 su nepomične i nalaze se na čvornim promjerima (shema predstavlja razvijeni opseg kružnice po obodu diska). Ostale točke vibriraju, svaka s konstantnom amplitudom koja je različita za različite točke. Maksimalnu amplitudu imaju točke koje su označene kvadratićem. Razvijeni opseg oboda diska je u svakom danom trenutku predstavljen jednom od krivulja. Za slučaj progresivnih valova po disku (prikazani u donjem dijelu sl.8.6) razvijeni opseg oboda diska ni u jednom trenutku ne može biti predstavljen s jednom krivuljom. Uz pojavu ta dva čvorna promjera, i u skladu s tim dva potpuna vala na disku, čvorni promjeri rotiraju premještajući se iz točke 1 u 1', 1'' itd. Ako se prikaže razvijeni opseg oboda diska u određenom trenutku s čvorovima u točkama 1, 2, 3 i 4 (puna krivulja) to kod premještanja vala za 1/4 njegove duljine čvorovi prelaze u točke 1', 2', 3' i 4' i razvijeni opseg oboda je prikazan crtkanom krivuljom. Kada val pređe po disku put, koji je jednak 1/2 njegove duljine čvorovi prelaze u točke 1'', 2'', 3'' i 4'', a razvijeni opseg oboda diska je sada prikazan crta-točka-crta krivuljom. Vidi se da se kod progresivnih valova sve točke (radijalni presjeci diska) nalaze u uzastopnom vibriranju, a amplituda se svake točke mijenja od nule do maksimuma. Kutna brzina progresivnog vala ima veličinu:

$$\omega_0 = \frac{\lambda}{k} = \frac{2\pi v}{k}$$

gdje  $v$  - vlastita frekvencija vibracija diska uz  $k$  čvornih promjera.

Progresivni val prelazi put koji je jednak njegovoj duljini za vrijeme  $T$ , koje odgovara jednoj periodi vibracija. Taj se put mjeri veličinom  $2\pi/k$  u radijanima; istovremeno vrijedi da je  $T = 1/v$ . Zbog toga je stvarna kutna brzina progresivnog vala:

$$\omega_0 = \frac{2\pi v}{k} \quad (8-6)$$

Isto tako progresivni valovi učine oko osi diska broj okretaja:

$$n_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{v}{k}$$

Ako se ispred oboda diska postavi detektor za registriranje njegovih vibracija, koji reagira na približavanje i udaljšavanje diska, to kod  $n$  okretaja u sekundi, koje obave valovi, i uz prisutnost  $k$  maksimalnih amplituda (s obzirom na broj čvornih promjera), detektor će registrirati vibracije s frekvencijom  $v = k \cdot n_0$ , neovisno od smjera vrtnje vala. Na taj način nije moguće registrirati progresivne valove kod mirujućeg diska: detektor registrira samo statičke vibracije diska pošto su one i rezultat djelovanja dva lanca progresivnih valova. Progresivni se valovi mogu registrirati samo kod rotirajućih diskova.

## 8.2. Vibracije rotirajućeg diska

Vlastite frekvencije vibracija diska, slično kao i lopatica, oviše o centrifugalnoj sili i temperaturnim naprezanjima. Prilikom rotacije vlastita se frekvencija vibracija diska povećava pod utjecajem centrifugalnih sila koje nastoje ispraviti disk. Dinamička frekvencija vibracija diska koji rotira s brojem okretaja  $n$  u sekundi može se izraziti pomoću jednadžbe:

$$v_d = \sqrt{v^2 + B \cdot n^2} \quad (8-7)$$

gdje  $v$  - frekvencija vibracija mirujućeg diska;

$B$  - koeficijent.



Vrijednost koeficijenta  $B$  ovisi o geometrijskim karakteristikama i obliku vibracija diska, čija je veličina to manja što je manji broj čvornih promjera. Obično je njegova vrijednost između 2 i 3, i kod vibracija diskova može se s još većom sigurnosti nego kod vibracija lopatica tvrditi da je  $B$  konstantan i neovisan o broju okretaja  $n$ . Jednadžba (8-7) u potpunosti uzima u obzir utjecaj centrifugalnih sila i ako se na bilo koji način pobude vibracije u rotirajućem disku, to se njihova frekvencija može izračunati po jednadžbi (8-7). Vlastite frekvencije diskova, u pravilu, su značajno više od vlastite frekvencije lopatica kola niskog tlaka, pa je zato utjecaj centrifugalnih sila na vlastite frekvencije diskova obično malen. Dinamičke vibracije također se mogu pretpostaviti kao superpozicija dvaju niza valova, koji putuju po disku u suprotnim smjerovima s obodnom brzinom koja je jednaka spram diska:

$$\omega_0 = \frac{2\pi v_d}{k}$$

Svaki od niza valova učini u sekundi  $v_d/k$  okretaja oko osi diska. Valovi koji se gibaju u smjeru rotacije zovu se progresivni valovi unaprijed, a valovi koji se gibaju u suprotnom smjeru zovu se progresivni valovi unazad. Ako je broj okretaja u sekundi jednak  $n$  to u odnosu na mirujućeg promatrača progresivni val unaprijed učini:

$$n_n = \frac{v_d}{k} + n$$

okretaja u sekundi, a progresivni val unazad:

$$n_u = \frac{v_d}{k} - n$$

okretaja u sekundi. Vidi se da postoje dvije frekvencije vibracija: jedna  $v_n$  koja pripada progresivnim valovima unaprijed i druga  $v_u$  koja pripada progresivnim valovima unazad. Njihova je frekvencija jednaka umnošku broja okretaja koji izvede niz valova i broja čvornih promjera, tj.:

$$v_n = k \cdot n_n = v_d + k \cdot n \quad (8-8)$$

$$v_u = k \cdot n_u = v_d - k \cdot n \quad (8-9)$$

Uz negativnu vrijednost  $v_u$  progresivni val unazad širi se brzinom koja je manja od brzine rotacije diska, zbog čega se tada taj val prenosi diskom unaprijed. Ispitivanje vibracija rotirajućeg diska provodi se u kompliciranim ispitnim stanicama velike snage, gdje se ispitivani disk dovodi u rotaciju. Do njega se postavlja drugi disk značajne debljine, a samim time i krutosti, na koji se postavlja indukcijski kalem kao detektor za registriranje vibracija. Ako je s obzirom na ispitivani disk taj detektor nepomičan, to on može registrirati samo vlastite frekvencije diska  $v_d$ . Drugi je detektor ispitne stanice također nepomičan pošto je pričvršćen na kućište. On registrira frekvencije  $v_n$  i  $v_u$  progresivnih valova unaprijed i unazad. Vibracije ispitivanog diska pobuđuju se mirujućim elektromagnetom promjenjive frekvencije magnetskog toka. Oba detektora registriraju vibracije diska zbog promjene zračnog zazora između detektora i diska prilikom vibracija posljednjeg. Kada disk miruje oba detektora registriraju jednu te istu frekvenciju vibracija. Kada disk rotira rotirajući detektor registrira frekvenciju  $v_d$ , a mirujući  $v_n$  i  $v_u$ . Na sl.8.7 dijagramski je prikazana ovisnost frekvencije vibracija o brzini rotacije diska uz oblik vibracija s dva čvorna promjera. Odredivši prema zapisima detektora  $v_d$ ,  $v_n$  i  $v_u$ , pomoću jednadžbe (8-7) može se odrediti broj čvornih promjera  $k$ .

Predznak prvog dijela jednadžbe (8-9) pokazuje smjer širenja progresivnih valova unazad. Ako je brzina progresivnog vala unazad jednaka brzini rotacije diska, tada dolazi do pojave stojnog vala u prostoru kojeg nepomični detektor ne registrira kao vibracije diska jer se veličina zračnog zazora između detektora i diska ne mijenja. Vibracije će zabilježiti rotirajući detektor.

Pošto mirujući detektor u analiziranom slučaju registrira frekvenciju jednaku nuli, to je za pobudu i podržavanje rezonantnih vibracija u obliku stojnih prostornih valova, potrebno djelovati na disk s konstantnom silom (koja ima frekvenciju jednaku nuli). Eksperimenti su pokazali da ta sila može biti sasvim mala: za neke je diskove energija od 40 do 50 W dovoljna za podržavanje vibracija s dva do tri čvorna promjera i uz to s takvom amplitudom, koja je dovoljna za razaranje diska. Konstantno djelujuća sila od 10 N u jednoj točki na obodu diska može biti izvor pobude i podržavanja prostornih stojnih valova. Takvu silu u praksi može lako izazvati nejednoliki tok pare koji se može javiti kod netočne izrade statorskih lopatica. Statistički podaci potvrđuju da su stojni prostorni valovi najčešći uzrok havarije diskova, pa se stoga brzina progresivnih valova unazad, koja je jednaka brzini rotacije diska, naziva kritičnom. Rad turbine kod kritične brzine rotacije ne može se dopustiti, i zadatak proračuna i eksperimentalnog ispitivanja svodi se uglavnom na određivanje kritične brzine rotacije. Diskovi se trebaju konstruirati tako da ne rade u području opasnih frekvencija i u prvom redu kod kritičnih brzina rotacije.

Iz jednadžbe (8-8) uz  $v_u = 0$  slijedi:

$$v_d = k \cdot n_{kr} \quad (8-10)$$

gdje je broj okretaja diska u sekundi, pri kojem se javljaju prostorni stojni valovi označen s  $n_{kr}$ . Uvrštavajući tu vrijednost u jednadžbu (8-7) dobiva se:

$$n_{kr} = \frac{v}{\sqrt{k^2 - B}} \quad (8-11)$$

Uz  $k = 1$  taj izraz postaje imaginaran, dok je u svim drugim slučajevima veći od 1. Time se objašnjava činjenica da se na disku ne pojavljuju prostorni stojni valovi s jednim čvornim promjerom. Iz prethodnog slijedi da se kod konstruiranja treba odrediti kako statička frekvencija vibracija diska, tako i njegova dinamička frekvencija  $v_d$ . U prvoj se aproksimaciji to može odrediti proračunom, čija će se metoda dati u jednom od narednih poglavlja. Ako je, isto tako, vlastita frekvencija vibracija, dobivena proračunom, blizu kritične, potrebno je ispitati disk eksperimentalno. Iako je točnost proračuna zadovoljavajuća za prethodnu procjenu o sigurnosti rada diska, isto tako valja imati na umu da havarija diska vuče za sobom teške posljedice, što je bezuvjetni razlog da je potrebno kod sumnjivih slučajeva eksperimentalno provjeriti frekvenciju vibracija diska, bez obzira na kompliciranost i skupoću eksperimenta.

### 8.3. Utjecaj temperaturnih naprezanja na vlastite frekvencije diska

Promjena temperature dovodi do promjene modula elastičnosti materijala diska, a samim time dolazi i do promjene vlastitih frekvencija. Postoji i drugi uzrok koji dovodi vlastite frekvencije u ovisnost o temperaturi, a to je neravnomjerno zagrijavanje diska. Kod neravnomjernog zagrijavanja diska po polumjeru u njegovoj se srednjoj ravnini javljaju temperaturna naprezanja, čiji je utjecaj različit ovisno o tome kakvog je tipa naprezanje. Ako se u srednjoj ravnini javljaju vlačna naprezanja, to ona povisuju vlastitu frekvenciju kao i centrifugalne sile. Obrnuto, pojava tlačnih naprezanja u srednjoj ravnini može dovesti do snižavanja vlastite frekvencije. Pošto se kod neravnomjernog zagrijavanja po polumjeru diska javljaju istovremeno uz glavinu diska naprezanja jednog predznaka, a kod oboda diska drugog, to će njihov ukupni utjecaj na vlastitu frekvenciju ovisiti o obliku vibracija. Ako se kod nešto viših temperatura usporede naprezanja u disku, onda se vidi da se u perifernom dijelu javljaju tlačna temperaturna naprezanja, a u centralnom dijelu vlačna temperaturna naprezanja. Pošto su kod povećanja broja čvornih promjera vlastite frekvencije u sve većoj mjeri definirane elastičnim svojstvima i stanjem naprezanja perifernog dijela diska, to će kod viših temperatura oboda diska frekvencije vibracija s dovoljno velikim brojem čvornih promjera biti niže nego kod nepostojanja temperaturnih naprezanja. Obrnuto, frekvencije vibracija s malim brojem čvornih promjera, na koje u velikoj mjeri utiče stanje naprezanja u centralnom dijelu diska, uz navedeni negativni gradijent temperature po polumjeru mogu čak i porasti. Suprotna će se slika pojaviti u slučaju ako je temperatura oboda diska niža nego temperatura njegovog centralnog dijela. Kod složenijih oblika

vibracija utjecaj temperaturnih naprezanja na njihovu frekvenciju se umanjuje. Campbell je eksperimentalno ukazao na značajan utjecaj temperaturnih naprezanja na frekvenciju vibracija diskova parnih turbina. Potrebno je isto tako ocijeniti, da je kod suvremenih snažnih stacionarnih turbina utjecaj temperaturnih naprezanja na vlastite frekvencije vibracija diskova, kao i utjecaj centrifugalnih sila relativno malen. To se objašnjava kako s relativno velikom debljinom diskova, tako i s relativno malim gradijentom temperature po polumjeru, značajno manjim nego npr. kod diskova avionskih plinskih turbina.

#### **8.4. Utjecaj lopatica pričvršćenih na disk na njegove vlastite frekvencije vibracija**

U praksi su interesantne ne vibracije samih diskova, već vibracije diskova s lopaticama koje su na njih pričvršćene. Utjecaj lopatica na frekvencije vibracija diskova s lopaticama jako ovisi o relativnim dimenzijama lopatica i diskova, i također se mijenja ovisno o položaju diska u protočnom dijelu. Npr., vlastite frekvencije lopatica regulacijskog stupnja mogu značajno prelaziti vlastite frekvencije diskova s malim brojem čvornih promjera. U tom se slučaju utjecaj lopatica svodi u osnovnom na određeno snižavanje vlastitih frekvencija na račun povećanja mase smještene na obod diska. Povećanjem visine lopatica vrijednost vlastitih frekvencija opada, no međusobni utjecaj vibracija lopatica i diskova raste. Kod izučavanja vibracija diskova s lopaticama pokazalo se nedovoljnim analizirati lopaticu kao masu koja je pridodana na obodu diska, nego je potrebno uzimati u obzir dodatni progib same lopatice koji se javlja pod utjecajem inercijskih naprezanja uz istovremene vibracije diska i lopatica. Obično praktičnu vrijednost imaju vibracije s relativno malim brojem čvornih promjera, značajno manjim nego što je broj lopatica na disku. U tom se slučaju može s dovoljnom sigurnosti smatrati, da disk na kojem su pričvršćene lopatice zadržava osnosimetričnost, zbog čega oblik progiba po bilo kojoj kružnici s površine diska ostaje sinusoidalna. Isto tako, ne gledajući na to, da oblik progiba po bilo kojoj kružnici s površine diska ostaje nepromijenjen i za disk bez lopatica i za disk s lopaticama, ovisnost frekvencije o broju čvornih promjera bitno je različita. Ako kod diska bez lopatica vlastite frekvencije naglo rastu s povećanjem broja čvornih promjera, tablica 8.1 i sl.8.4. to kod diska s lopaticama frekvencije zajedničkih vibracija asimptotski teže frekvencijama aksijalnih vibracija lopatica promatranih odvojeno, sl.8.4.

Kod povećanja visine lopatica relativni utjecaj diska opada i frekvencija zajedničkih vibracija sve manje ovisi o broju čvornih promjera, približavajući se frekvenciji kruto pričvršćenih lopatica, sl.8.4. Ovisnost prikazana na toj slici vrijedi samo uz uvjet, da je kut postave lopatica jednak nuli, da lopatice nisu kruto pričvršćene niti povezane na bilo koji način i da se kod analize savojnih vibracija lopatica i diska može zanemariti krutost lopatica. U slučaju, kada su lopatice kruto pričvršćene ili u krajnjoj mjeri, njihov je kut postave različit od nule, frekvencija vibracija diska s lopaticama, uz zadovoljenje ostalih prethodno navedenih uvjeta, asimptotski će se približavati ne aksijalnoj, nego prvoj frekvenciji vibracija odvojenih lopatica.

Rečeno je da ovisnost vlastitih frekvencija diska s lopaticama o broju čvornih promjera dana na sl.8.4, vrijedi za slučaj diska s lopaticama koje nisu na bilo koji način međusobno povezane. No u praksi se, u većini slučajeva, visoke, relativno elastične lopatice povezuju u pakete na različite načine. Posebno se jednostavne zakonitosti frekvencijskog spektra javljaju prilikom korištenja u "krug zatvorenih" veza. Smatrajući kao i ranije, broj lopatica na disku puno veći nego broj čvornih promjera kod analiziranih oblika vibracija, može se sa zadovoljavajućom točnošću za praktične slučajeve pretpostaviti, da je disk s lopaticama po prethodnom osnosimetričan i da vibrira s različitim brojevima čvornih promjera i čvornih kružnica, koje se također mogu preseliti i na lopatice. Tipična ovisnost vlastitih frekvencija različitih grupa oblika vibracija diska s lopaticama o broju čvornih promjera dana je na sl.8.8, gdje su dani podaci za lopatice posljednjeg stupnja kućišta niskog tlaka s omjerom srednjeg promjera i visine lopatica 2,58, a koje su spojene međusobno s tri reda veza zatvorenih u krug.

Krivulje 1 do 4 odgovaraju grupama I do IV oblika vibracija diska s malim brojem čvornih promjera. U većini se slučajeva kod lopatica posljednjih stupnjeva kućišta niskog tlaka te krivulje sasvim malo razlikuju od krivulja koje odgovaraju grupi oblika vibracija koje se javljaju unutar paketa lopatica. Krivulje 2 do 4 na sl.8.8, koje odgovaraju grupama oblika s jednim do tri čvorne kružnice pri vibracijama diska bez lopatica, faktički predstavljaju više grupe oblika vibracija lopatica unutar

paketa, koje su povezane u krug zatvorenim vezama kod kojih se čvrne kružnice javljaju ne na disku, nego na lopaticama. Prikazani na sl.8.8 porast vlastitih frekvencija kod povećanja broja čvornih promjera uvjetovan je ne utjecajem diska, već povećanjem krutosti lopatica zbog njihovog međusobnog povezivanja.

Na sl.8.9 prikazan je utjecaj podatljivosti diska frekvenciji  $I$  grupe oblika vibracija: prikazana je ovisnost relativnih vrijednosti frekvencija vibracija diskova  $v_{rel} = v'/v''$  (gdje je  $v'$  vlastita frekvencija vibracija diskova, a  $v''$  vlastita frekvencija paketa lopatica povezanih zatvorenom u krug vezom s istim brojem čvornih linija uz uvjet da su lopatice kruto učvršćene u korijenu) o broju čvornih promjera  $k$ . Kako se vidi, utjecaj podatljivosti diska na vibracije lopatica analiziranih stupnjeva sasvim je malen. Utjecaj podatljivosti diska naglo se smanjuje pri porastu broja čvornih promjera te uz smanjenje omjera srednjeg promjera stupnja i visine lopatice. Na taj se način, frekvencije vibracija paketa lopatica posljednjih stupnjeva kućišta niskog tlaka, povezanih vezama zatvorenim u krug, izračunatih bez uzimanja u obzir podatljivosti diska, praktički podudaraju s frekvencijama diskova bez lopatica.

Određeni utjecaj na vlastite frekvencije lopatica mogu imati vibracije diskova u tangencijalnom smjeru -torzijske vibracije. Dokazano je da podatljivost diska u tangencijalnom smjeru može prouzrokovati smanjenje vlastitih frekvencija tangencijalnih vibracija lopatica. Podatljivost diska u tangencijalnom smjeru može imati praktičnu vrijednost samo kod vibracija bez čvornih promjera.

Kvalitetno sasvim se drugi efekt javlja kod zajedničkih savojno-torzijskih vibracija sustava rotor-disk-lopatica. Ako je frekvencija torzijskih vibracija rotora niža od frekvencije tangencijalnih vibracija lopatica, to podatljivost diska u tangencijalnom smjeru zajedno s podatljivosti rotora na torziju može dovesti ne do snižavanja, već do povišenja frekvencije sinusoidalnih vibracija lopatica. To se objašnjava činjenicom da, iza rezonantnog područja torzijski moment, koji daju rotoru sinusoidalno vibrirajuće lopatice i koji je izazvan silama smicanja koje djeluju u korijenom presjeku, dovodi do zakretanja rotora u stranu koja je suprotna smjeru torzijskog momenta koji djeluje na njega. Premještanje korijenog presjeka lopatica kao posljedica prethodno opisanog djelovanja imat će suprotan smjer nego premještanje njenog perifernog presjeka, a vlastite frekvencije tangencijalnih vibracija lopatica bit će više nego uz uvjet njihovog krutog učvršćenja u korijenom presjeku.

Prethodno dani rezultati ukazuju na to da je spektar vlastitih frekvencija diskova s lopaticama značajno gušći od spektra vlastitih frekvencija lopatica. Ta činjenica mogla bi bitno smanjiti vibracijsku sigurnost diskova s lopaticama ako bi svi vlastiti oblici s bliskim frekvencijama bili jednako opasni. Praktički, isto tako, kod analize vibracija diskova s lopaticama potrebno je uzeti u obzir vrijednosti faktora paketa za različite grupe oblika vibracija unutar paketa.

Isto tako analiziraju se i poremećajne sile koje su izazvane s neravnomjernosti toka po obodu kola. Analiza se provodi za vibracije diska bez lopatica kao i za disk s lopaticama koje nisu međusobno povezane ili su povezane s vezama zatvorenima u krug. U svim se tim slučajevima, uz pretpostavku nepostojanja tehnoloških grešaka, može smatrati da se oblik progiba po bilo kojoj kružnici s površine diska mijenja po sinusoidalnom zakonu ili se javljaju sinusoidalne vibracije lopatica.

Za savojne vibracije diskova s lopaticama s različitim brojevima čvornih kružnica bez čvornih promjera, kod kojih su amplitude svih lopatica jednake, pokazalo se ispravnim koristiti jednadžbe za množitelj paketa, koje su dobivene kod analize sinusoidalnih vibracija lopatica spojenih u krug zatvorenim vezama. Iz tih jednadžbi slijedi da je množitelj paketa kod vibracija diskova s lopaticama bez čvornih promjera teorijski jednak nuli, sve do vibracija s frekvencijom  $s \cdot z_2$ , gdje je  $s$  cijeli broj, a  $z_2$  broj rotorskih lopatica na disku.

Može se zaključiti da će stoga postojati i mala opasnost od analiziranih savojno-torzijskih vibracija sustava rotor-disk-lopatica, uz uvjet da kod tih vibracija amplitude svih lopatica su jednake. Taj se zaključak može pokazati pogrešnim kod prisutnosti poremećajnih sila koje izazivaju torzijske vibracije rotora, tj. poremećajnih sila koje nisu povezane s neravnomjernosti parametara toka po obodu kola. Kod savojnih vibracija s čvornim promjerima diskova s lopaticama amplituda različitih lopatica po obodu kola podudara se s raspodjelom amplituda kod vibracija lopatica koje su povezane vezama u krug i koje su kruto učvršćene u korijenom presjeku. Zbog toga je prirodno i da za vibracije diskova s

lopaticama s različitim brojem čvornih promjera vrijedi jednadžba za množitelj paketa za vibracije unutar paketa. Iz te jednadžbe slijedi, da za vibracije s niskom frekvencijom, kod kojih je zadovoljen uvjet  $v \ll z_2$  (gdje je  $v$  višekratnik vibracija, tj. broj vibracija po jednom okretaju), množitelj paketa je različit od nule samo u slučaju kad je  $v = k$ , tj. samo kad se podudara broj čvornih promjera s višekratnikom vibracija. Jasno da stalne neravnomjernosti parametara toka po obodu kola mogu obaviti rad različit od nule, tj. podržati rezonantne vibracije diska s lopaticama.

Kod postojanja odstupanja oblika diska od kružne simetrije, oblik progiba po bilo kojoj kružnici s površine diska s lopaticama nešto će se razlikovati od sinusoidalnog oblika, i neravnomjernosti toka po obodu kola mogu pobuditi čak i s relativno malim amplitudama vibracije s brojem čvornih promjera koji se razlikuje od višekratnika vibracija. Te se vibracije mogu javiti i kod nepostojanja odstupanja od kružne simetrije, ali uz postojanje drugih izvora poremećajnih sila. Npr., neravnomjernost toka po obodu ne mora biti konstantna tijekom vremena, već ovisi o promjeni protočnog presjeka radnog kola. Takav izvor poremećajnih sila može izazvati vibracije s različitim brojem čvornih promjera istog višekratnika. Intenzitet tih poremećajnih sila značajno je manji od intenziteta poremećajnih sila izazvanih konstantnom po vremenu neravnomjernosti parametara toka po obodu kola. Isto tako je relativno slab i intenzitet zbog odstupanja od kružne simetrije, koje je uvjetovano tehnološkim greškama kod izrade i montaže diskova i lopatica. Zbog toga najveću opasnost predstavljaju vibracije s brojem čvornih promjera koji se podudaraju s višekratnikom vibracija. To potvrđuje i praksa kod eksploatacije stacionarnih parnih turbina, koja pokazuje, da u pravilu siguran rad može biti garantiran uz uvjet osiguranja dovoljno velike razlike između radne i kritične frekvencije rotacije za vibracije diskova s lopaticama s nižom frekvencijom.

### 8.5. Općenita metoda određivanja vlastitih frekvencija vibracija diska

Analitički se izrazi za određivanje vlastite frekvencije vibracija diskova mogu izvesti za jako mali broj slučajeva, općenito samo za specijalne slučajeve zakona promjene debljine diska s polumjerom. Najrasprostranjenija opća metoda određivanja vlastitih frekvencija vibracija diska je energetska metoda koja se koristi isto tako i kod proračuna vibracija lopatica. Pomoću te metode, kao što je poznato, izračunava se maksimalna potencijalna energija  $P$  i maksimalna kinetička energija  $T$  tijela koje vibrira. Te su dvije energije međusobno jednake. Pošto je kinetička energija proporcionalna kvadratu frekvencije vibracija to se iz jednadžbe može odrediti tražena frekvencija. Za rotirajući je disk potrebno još uzeti u obzir rad  $W$  sila koje se javljaju zbog rotacije i nastoje vratiti savijeni disk u neutralni položaj, tako da osnovna jednadžba energetske metode dobiva sljedeći oblik:

$$P + W = T \quad (8-12)$$

Pošto je  $T = K \cdot \lambda^2$ , gdje je  $K$  koeficijent koji ovisi o dimenzijama diska i obliku linije progiba kod vibracija, a  $\lambda$  kružna frekvencija vibracija, to je:

$$\lambda = \sqrt{\frac{P + W}{K}}$$

Vlastita frekvencija vibracija rotirajućeg diska ima vrijednost:

$$v_d = \frac{\lambda}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P + W}{K}} \quad (8-13)$$

Da bi se mogla odrediti kinetička i potencijalna energija diska potrebno je poznavati jednadžbu linije progiba prilikom vibriranja. Za to se koristi jednadžba (8-1):

$$y = F(x) \cdot \cos k \cdot \varphi \cdot \sin \lambda \cdot t$$

Funkcija  $x$ , koja matematički predstavlja crtu presjeka deformirane površine diska s ravninom, koja prolazi kroz os i dijeli po pola kut između dva susjedna čvorna polumjera ima obično oblik:

$$F(x) = c \cdot x^q \quad (8-14)$$

Može se smatrati da deformacija diska u obliku valova po jednoj od kružnica s njegove površine ima oblik sinusoide, pa je stoga uzeto da je amplituda vibracija proporcionalna s  $\cos k \cdot \varphi$ , gdje je  $\varphi$  kut između polumjera u danoj točki i čvornog promjera. Nepravilno odabrana jednadžba linije progiba daje povišenu frekvenciju vibracija, pa stoga, odabirući različite vrijednosti eksponenta  $q$ , određuje se nekoliko vrijednosti frekvencija vibracija. Kod toga minimalna veličina predstavlja i traženu vrijednost. Kako se disk na koji su pričvršćene lopatice obično sastoji od glavine, tijela i oboda, to treba izračunati veličine  $P$ ,  $T$  i  $W$  posebno za svaki od tih dijelova, kao i za lopatice i veze između lopatica. U daljnjem tekstu bit će pokazan način određivanja tih veličina i određivanje frekvencije vibracija (statičke i dinamičke).

## 8.6. Potencijalna energija vibrirajućeg diska

### 8.6.1. Glavina diska

U metodi se pretpostavlja da se prilikom vibracija glavina ne savija po polumjeru i da ne dolazi do zakretanja njenih presjeka, tako da je potrebno uzeti u obzir samo progib glavine po kružnici. Ako se s  $y_g$  označi progib centra mase presjeka glavine, a centralni kut koji obuhvaća luk na kružnici glavine s  $\varphi$ , to moment koji djeluje u presjeku glavine ima vrijednost:

$$M = E \cdot I_g \cdot \frac{d^2 y_g}{(x_g - b_2)^2 \cdot d\varphi^2} \quad (8-15)$$

gdje  $(x_g - b_2) \cdot d\varphi$  predstavlja dužinu luka na kružnici, koja prolazi kroz centar mase glavine, sl.8.11, a  $I_g$  je moment inercije presjeka glavine s obzirom na os diska  $0-0$ , sl.8.10. Iz sl.8.11 je vidljivo da:

$$y_g = \left( y - b_2 \frac{dy}{dx} \right)_{x=x_g}$$

Koristeći jednadžbu (8-1) i jednadžbu (8-14), s tim da u prvu kod određivanja maksimalne deformacije treba staviti  $\sin \lambda \cdot t = 1$ , dobiva se:

$$y_g = \left[ F(x) - b_2 \frac{dF(x)}{dx} \right]_{x=x_0} \cos k \cdot \varphi = c \cdot x_g^q \cdot \left( 1 - q \frac{b_2}{x_g} \right) \cdot \cos k \cdot \varphi \quad (8-16.a)$$

$$\frac{d^2 y_g}{d\varphi^2} = -c \cdot k \cdot x_g^q \cdot \left( 1 - q \frac{b_2}{x_g} \right) \cdot \cos k \cdot \varphi \quad (8-16.b)$$

Maksimalna vrijednost potencijalne energije progiba glavine ima vrijednost:

$$P_g = \frac{1}{2E \cdot I_g} \int_0^{2\pi} M^2(x_g - b_2) d\varphi$$

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu, jednadžbu za  $M$  dobiva se:

$$P_g = \frac{E \cdot I_g}{2} \int_0^{2\pi} -\frac{c^2 \cdot k^4}{(x_g - b_2)^3} \cdot \left(1 - q \frac{b_2}{x_g}\right)^2 \cdot x_g^{2q} \cdot \cos^2 k \cdot \varphi \, d\varphi$$

Imajući u vidu da je:

$$\int_0^{2\pi} \cos^2 k \cdot \varphi \, d\varphi = 0 \quad i \quad m = \frac{x_g}{x_a}$$

nakon integracije se dobiva:

$$P_g = c^2 \cdot \frac{k^4 \cdot E \cdot I_g}{2(x_g - b_2)^3} \cdot \left(1 - q \frac{b_2}{x_g}\right)^2 \cdot m^{2q} \cdot \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-17)$$

### 8.6.2. Tijelo diska

Potencijalna energija vibrirajućeg tijela diska određuje se po jednadžbi za ploču kružnog oblika:

$$P_t = \int_0^{2\pi} \int_{x_g}^{x_a} \frac{E \cdot h^3}{3(1 - \nu^2)} \left\{ \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} \right) - 2(1 - \nu) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \left( \frac{1}{x} \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} \right) + \right. \\ \left. + 2(1 - \nu) \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{x} \frac{\partial y}{\partial \varphi} \right) \right]^2 \right\} x \, dx \, d\varphi$$

Ovdje  $h$  označava polovicu vrijednosti promjenjive debljine diska, sl.8.10. Uvrštavajući da je  $\sin \lambda \cdot t = 1$  dobiva se:

$$\frac{\partial y}{\partial \varphi} = -k \cdot c \cdot x^q \cdot \sin k \cdot \varphi ; \quad \frac{\partial y}{\partial x} = q \cdot c \cdot x^{q-1} \cdot \cos k \cdot \varphi \\ \frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} = -k^2 \cdot c \cdot x^q \cdot \cos k \cdot \varphi ; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = q(q-1) \cdot c \cdot x^{q-2} \cdot \cos k \cdot \varphi \\ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{x} \frac{\partial y}{\partial \varphi} \right) = -k(q-1) \cdot c \cdot x^{q-2} \cdot \sin k \cdot \varphi$$

Uvrštavajući te jednadžbe u jednadžbu za  $P_t$ , te nakon integriranja po  $\varphi$  i određenih transformacija dobiva se:

$$P_t = \frac{E\pi \cdot c^2}{3(1 - \nu^2)} [(q^2 - k^2)^2 - 2(1 - \nu)(q-1)(q^2 - 2q \cdot k^2 + k^2)] \int_{x_g}^{x_a} h^3 \cdot x^{2q-3} \, dx \quad (8-18)$$

Integral koji se nalazi u jednadžbi (8 -18) može se izračunati za bilo koji oblik tijela diska. Ovdje su dane analitičke vrijednosti za tri najčešće korištena oblika:

a) Konični disk

Za taj disk vrijedi:

$$h = \frac{h_a}{x_v - h_a}(x_v - x)$$

gdje  $h$  - polovica debljine diska na polumjeru  $x$ ;  
 $x_v$  - polumjer vrha konusa, sl.8.10.

Jednadžba (8-18) daje:

$$P_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{c^2 \cdot h_a^3}{3 \left(1 - \frac{x_a}{x_v}\right)^3 \cdot x_a^2} [(q^2 - k^2)^2 - 2(1 - \nu)(q - 1)(q^2 - 2q \cdot k^2 + k^2)] \cdot \left( \frac{1 - m^{2q-2}}{2q - 2} - \frac{3x_a}{x_v} \frac{1 - m^{2q-1}}{2q - 1} + \frac{3x_a^2}{x_v^2} \frac{1 - m^{2q}}{2q} - \frac{3x_a^3}{x_v^3} \frac{1 - m^{2q+1}}{2q + 1} \right) \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-19)$$

b) Hiperbolični disk

Ovdje je:

$$h = h_a \left( \frac{x_a}{x} \right)^\alpha$$

gdje je vrijednost eksponenta  $\alpha$  dana jednadžbom:

$$\alpha = \frac{\log(h_g/h_a)}{\log(x_a/x_g)}$$

Tada jednadžba za potencijalnu energiju ima oblik:

$$P_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{c^2 \cdot h_a^3}{3x_a^2} [(q^2 - k^2)^2 - 2(1 - \nu)(q - 1)(q^2 - 2q \cdot k^2 + k^2)] \frac{1 - m^{2q-3\alpha-2}}{2q - 3\alpha - 2} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-20)$$

c) Disk jednake debljine

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu  $\alpha = 0$  dobiva se:

$$P_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \frac{c^2 \cdot h^3}{3x_a^2} [(q^2 - k^2)^2 - 2(1 - \nu)(q - 1)(q^2 - 2q \cdot k^2 + k^2)] \frac{1 - m^{2q-2}}{2q - 2} \pi \cdot x_a^q \quad (8-21)$$

### 8.6.3. Obod diska

Analizirajući obod diska kao kosi štap koji je podvrgnut kosom savijanju, tj. savojnoj sili koja ne leži u ravnini u kojoj leži os štapa, može se primijeniti sljedeća jednadžba za moment koji djeluje u presjeku oboda:

$$M = E \cdot I_{ob} \left[ \frac{\phi}{x_a + b_1} \frac{d^2 y_{ob}}{(x_a + b_1)^2 d\phi^2} \right] \quad (8-22)$$

gdje  $I_{ob}$  - moment inercije presjeka oboda (bez korijena lopatica i međukomada) s obzirom na os  $\theta$ -0, sl.8.10;



$\phi$  - kut zakretanja presjeka oboda kod savijanja mjereno od početnog položaja osi u smjeru suprotnom od smjera kazaljke na satu, sl.10.12;  
 $y_{ob}$  - progib centra masa presjeka oboda.

Dalje se pretpostavlja da se kod progiba diska obod ne savija po polumjeru, zbog čega se kut  $\phi$  definira nagibom diska na polumjeru  $x_a$ . Iz sl.8.12 slijedi:

$$\phi = - \left( \frac{dy}{dx} \right)_{x=x_a} \quad (8-23.a)$$

$$y_{ob} = \left( y + b_1 \frac{dy}{dx} \right)_{x=x_a} \quad (8-23.b)$$

Kako je:

$$y = c \cdot x^q \cdot \cos \varphi ; \quad \phi = -c \cdot q \cdot x_a^{q-1} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

$$\frac{\partial^2 y}{\partial \varphi^2} = -k^2 \cdot c \cdot x_a^q \left( 1 + b_1 \frac{q}{x_a} \right) \cdot \cos k \cdot \varphi$$

jednadžba (8-22) daje:

$$M = \frac{E \cdot I_{ob}}{(x_a + b_1)^2} \cdot c \cdot x_a^q \left\{ k^2 + \left[ \frac{b_1}{x_a} (k^2 - 1) - 1 \right] q \right\} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

Sama jednadžba za potencijalnu energiju savijanja oboda je:

$$P_{ob} = \frac{1}{2E \cdot I_{ob}} \int_0^{2\pi} M^2 (x_a + b_1) d\varphi$$

Nakon uvrštavanja jednadžbe za  $M$  i integriranja dobiva se:

$$P_{ob} = c^2 \cdot \frac{E \cdot I_{ob}}{2(x_a + b_1)^3} \left\{ k^2 + \left[ \frac{b_1}{x_a} (k^2 - 1) - 1 \right] q \right\}^2 \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-24)$$

#### 8.6.4. Lopatice pričvršćene na disk

Kada lopatice ne bi imale vlastiti progib prilikom vibriranja, neovisan od diska, to savojna linija diska na koji su pričvršćene bila bi predstavljena krivuljom  $0_1 0_1$ , sl.8.10. U stvarnosti se lopatice kod vibriranja progibaju još dodatno na ukupni progib diska po krivulji  $0_3 0_2$ . Oblik progiba lopatice prilikom vibriranja sličan je obliku njenog statičkog progiba kod ravnomjernog opterećenja. Isto tako amplituda vibracija i statički progib na vrhu lopatice nisu međusobno jednaki, pa se maksimalni vlastiti progib kod vibriranja uzima da je:

$$\beta \frac{y(x_l)}{y(l)} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

gdje  $y(x_l)$  - jednadžba krivulje statičkog progiba ravnomjerno opterećene lopatice u aksijalnom smjeru;

$x_l$  - koordinata lopatice po njenoj visini počevši od korijenog presjeka, sl.8.15;

$y(l)$  - veličina progiba po visini lopatice;

$\beta$  - koeficijent proporcionalnosti.

Omjer:

$$\frac{y(x_l)}{y(l)} = \frac{y(\zeta)}{y(l)}$$

gdje se:

$$\zeta = x_l/l$$

može odrediti iz proračuna napreznja na savijanje lopatica povezanih bandažom. Pošto je bandaža, koja povezuje lopatice, podijeljena na segmente, može se zanemariti njen utjecaj na aksijalni progib lopatica. Uz to jednadžba koja opisuje progib poprima oblik:

$$y(\zeta) = \frac{M_0 \cdot l^2}{E \cdot I_{a0}} \cdot F(\zeta) \quad (8-25)$$

Također je:

$$F(\zeta) = \int_0^{\zeta} F'(\zeta) d\zeta ; \quad F'(\zeta) = \int_0^{\zeta} F''(\zeta) d\zeta ; \quad F''(\zeta) = (1 - \zeta)^2 \frac{I_{a0}}{I_a}$$

gdje  $I_a$  - promjenjivi po visini aksijalni moment inercije presjeka lopatice ( $I_a = I_{a0}$  za  $\zeta = 0$ ).

Iz jednadžbe (8-25) slijedi:

$$\frac{y(\zeta)}{y(l)} = \frac{F(\zeta)}{F(l)} \quad (8-26)$$

gdje je:

$$F(l) = \int_0^l F'(\zeta) d\zeta$$

Proračun  $F(\zeta)$  i  $F'(\zeta)$  provodi se kao i kod proračuna na savojno napreznje lopatica povezanih bandažom. Potencijalna energija progiba lopatice pod djelovanjem statičkog opterećenja može se prikazati jednadžbom:

$$P = \int_0^l \frac{E \cdot I_a}{2} \left( \frac{d^2 y}{dx_l^2} \right)^2 dx_l$$

dok rad vanjskih sila intenziteta  $q$ , koje izazivaju progib lopatice opisuje jednadžba:

$$R = \frac{1}{2} \int_0^l q \cdot y dx_l$$

Iz uvjeta jednakosti rada unutarnjih i vanjskih sila dobiva se:

$$\int_0^l E \cdot I_a \left( \frac{d^2 y}{dx_l^2} \right)^2 dx_l = \int_0^l q \cdot y dx_l$$

Pošto je:

$$q = 2M_0/l^2$$

a  $M_0$  može se odrediti iz jednadžbe (8-24), te uz uzimanje u obzir proporcionalnosti dane jednadžbom (8-25) dobiva se:

$$\int_0^l E \cdot I_a \left( \frac{d^2 y}{dx_l^2} \right)^2 dx_l = \int_0^l \frac{2E \cdot I_{a0} \cdot y(1)}{l^2 \cdot F(1)} \cdot y dx_l \quad (8-27)$$

Prelazeći na relativnu koordinatu  $\zeta$  i dijeleći obje strane jednadžbe (8-26) s  $y(1)$  dobiva se:

$$\frac{E}{2} \int_0^l I_a \left[ \frac{y''(\zeta)}{y(1)} \right]^2 d\zeta = \frac{E \cdot I_{a0}}{F(1)} \int_0^l \frac{y(\zeta)}{y(1)} d\zeta \quad (8-28)$$

Potencijalna energija elementa lopatice prilikom vibriranja uz veličinu progiba:

$$\beta \frac{y(x_l)}{y(l)} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

ima vrijednost:

$$dP_l = \frac{E \cdot I_{a0}}{2} \cdot \beta^2 \left[ \frac{y''(x_l)}{y(l)} \right]^2 \cos^2 k \cdot \varphi \cdot \frac{x dx}{t_2}$$

gdje  $x$  - koordinata elementa lopatice s obzirom na os diska, sl.8.10;  
 $t_2$  - korak rotorskih lopatica.

Pošto je broj rotorskih lopatica:

$$z_2 = 2\pi \cdot x/t_2 \quad \text{i} \quad dx = dx_l$$

a integral:

$$\int_0^{2\pi} \cos^2 k \cdot \varphi d\varphi = \pi$$

potencijalna energija lopatice ima veličinu:

$$P_l = \frac{\beta^2 \cdot z_2 \cdot E}{2} \int_0^l I_a \left[ \frac{y''(x_l)}{y(l)} \right]^2 dx_l = \frac{\beta^2 \cdot z_2 \cdot E}{2l^3} \int_0^l I_a \left[ \frac{y''(\zeta)}{y(1)} \right]^2 d\zeta$$

Uz korištenje jednadžbe (8-28) na kraju se dobiva:

$$P_l = \frac{\beta^2 \cdot z_2 \cdot E \cdot I_{a0}}{2l^3 \cdot F(1)} \int_0^l \frac{y(\zeta)}{y(1)} d\zeta \quad (8-29)$$

## 8.7. Kinetička energija vibrirajućeg diska

### 8.7.1. Glavina diska

Kinetička energija glavine može se odrediti pomoću jednadžbe:

$$T_g = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} v_{max}^2 \cdot \rho \cdot f_g(x_g - b_2) d\varphi \quad (8-30)$$

gdje  $v_{max}$  - maksimalna brzina vibracija elementa glavine;

$\rho \cdot f_g(x_g - b_2)$  - masa elementa glavine;

$f_g$  - površina presjeka glavine.

Pošto progib glavine kao funkcija sadrži  $y_g \sin \lambda \cdot t$ , to je:

$$v_{max} = \left[ \frac{\partial(y_g \sin \lambda \cdot t)}{\partial t} \right]_{max} = \lambda \cdot y_g$$

ili koristeći jednadžbu (8-16):

$$v_{max} = \lambda \cdot c \cdot x_g^q \left( 1 - \frac{b_2}{x_g} \right) \cos k \cdot \varphi$$

Uvrštavajući tu vrijednost u jednadžbu (8-30), integrirajući je i uzimajući u obzir da je  $x_g = m \cdot x_a$  dobiva se:

$$T_g = \rho \cdot c^2 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{f_g}{2} (x_g - b_2) \left( 1 - q \frac{b_2}{x_g} \right)^2 m^{2q} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-31)$$

### 8.7.2. Tijelo diska

Kinetička energija tijela diska, čija masa ima veličinu:

$$2h \cdot \rho \cdot x d\varphi dx$$

a maksimalna brzina vibracija vrijednost:

$$v_{max} = \left( \frac{\partial y}{\partial t} \right)_{max} = \lambda \cdot F(x) \cdot \cos k \cdot \varphi$$

određuje se po jednadžbi:

$$T_t = \lambda^2 \cdot \rho \int_0^{2\pi} \int_{x_g}^{x_a} h[F(x)]^2 \cdot x \cdot \cos \varphi \, dx \, d\varphi$$

Integrirajući po  $\varphi$  dobiva se:

$$T_t = \pi \cdot \rho \cdot \lambda^2 \int_{x_g}^{x_a} h[F(x)]^2 \cdot x \, dx \quad (8-32)$$

Integral koji se nalazi u jednadžbi (8-32) može se izračunati za bilo koji oblik diska.

a) Konični disk:

$$T_t = \rho \cdot \lambda^2 \cdot c^2 \cdot \frac{h_a \cdot x_a^2}{1 - \frac{x_a}{x_v}} \left[ \frac{1 - m^{2q+2}}{2q+2} - \frac{x_a}{x_v} \frac{1 - m^{2q+3}}{2q+3} \right] \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-33)$$

b) Hiperbolični disk:

$$T_t = \rho \cdot \lambda^2 \cdot c^2 \cdot h_a \cdot x_a^2 \frac{1 - m^{2q-\alpha+2}}{2q - \alpha + 2} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-34)$$

c) Disk konstantne debljine

$$T_t = \rho \cdot \lambda^2 \cdot c^2 \cdot h \cdot x_a^2 \frac{1 - m^{2q+2}}{2q+2} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-35)$$

### 8.7.3. Obod diska

Progib centra mase oboda, koja obuhvaća i korijene lopatica i međukomade ima vrijednost:

$$y'_{ob} = \left( y + b'_1 \frac{dy}{dx} \right)_{x=x_a}$$

pa je stoga:

$$v_{max} = \lambda \left[ F(x) + b'_1 \frac{dF(x)}{dx} \right]_{x=x_a} \cos k \cdot \varphi = c \cdot \lambda \left( 1 + q \frac{b'_1}{x_a} \right) x_a^q \cdot \cos k \cdot \varphi$$

Kinetička energija oboda s korijenima i međukomadima ima vrijednost:

$$T_{ob} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} c^2 \cdot \lambda^2 \left( 1 + q \frac{b'_1}{x_a} \right)^2 x_a^{2q} \cdot \cos^2(k \cdot \varphi) \cdot \rho \cdot f_{ob}(x_a + b'_1) \, d\varphi$$

gdje  $f_{ob}$  - površina presjeka oboda s korijenima lopatica i međukomadima.

Integracija prethodne jednadžbe daje:

$$T_{ob} = \rho \cdot c^2 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{f_{ob}}{2} (x_a + b'_1) \left(1 + q \frac{b'_1}{x_a}\right)^2 \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-36)$$

#### 8.7.4. Lopatice pričvršćene na disk

Ukupni progib lopatice, koji je uvjetovan i progibom diska i progibom same lopatice, sl.8.10, ima vrijednost:

$$\begin{aligned} y_l &= \left\{ \left[ y + (b + x_l) \frac{dy}{dx} \right]_{x=x_a} + \beta \frac{y(x_l)}{y(l)} \right\} \cos k \cdot \varphi = \\ &= \left[ c \left( 1 + q \frac{b + x_l}{x_a} \right) \cdot x^q + \beta \frac{y(x_l)}{y(l)} \right] \cos k \cdot \varphi = Y_l \cdot \cos k \cdot \varphi \end{aligned} \quad (8-37)$$

gdje  $Y_l$  - označava polinom u uglatoj zagradi.

Maksimalna brzina vibracija je:

$$v_{max} = \lambda \cdot y_l$$

Pošto se masa elementa lopatice, računata po duljini luka  $x \cdot d\varphi$ , može izračunati kao:

$$\rho \cdot f(x_l) \frac{x \cdot d\varphi}{t_2} dx_l = \rho \cdot f(x_l) \frac{z_2}{2\pi} d\varphi dx_l$$

i pošto je površina presjeka lopatice  $f(x_l)$  funkcija koordinate  $x_l$ , to je kinetička energija lopatica:

$$\begin{aligned} T_l &= \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^l \lambda^2 \cdot Y_l^2 \cdot \cos^2(k \cdot \varphi) \cdot \rho \cdot f(x_l) \frac{z_2}{2\pi} d\varphi dx_l = \\ &= \rho \cdot \lambda^2 \cdot \frac{z_2 \cdot l}{4} \int_0^l f(x_l) \left[ c \left( 1 + q \frac{b + \zeta \cdot l}{x_a} \right) x_a^q + \beta \frac{y(\zeta)}{y(1)} \right] d\varphi \end{aligned} \quad (8-38)$$

Integral na desnoj strani te jednadžbe lako se rješava ako se umjesto  $f(x_l)$  uvrsti njegova ovisnost o  $\zeta$ .

#### 8.7.5. Spojna žica i bandaža

Progib spojne žice prilikom vibriranja određuje se po jednadžbi koja je analogna prethodno danoj za lopatice:

$$y_p = \left[ c \left( 1 + q \frac{b + l_p}{x_a} \right) x_a^q + \beta \frac{y(\zeta_p)}{y(1)} \right] \cos k \cdot \varphi = Y_p \cdot \cos k \cdot \varphi \quad (8-39)$$

gdje je:

$$\zeta_p = l_p/l$$

a  $Y_p$  je polinom u uglatoj zagradi.

Masa elementa žice je  $\rho \cdot f_p \cdot x_p d\varphi$ , gdje je  $f_p$  površina presjeka žice, a  $x_p$  je polumjer udaljenosti, sl.8.10. U skladu s tim kinetička energija spojne žice ima vrijednost:

$$T_p = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \lambda^2 \cdot Y_p^2 \cdot \cos^2(k \cdot \varphi) \cdot \rho \cdot f_p \cdot x_p d\varphi =$$

$$= \rho \cdot \lambda^2 \cdot \frac{\pi f_p \cdot x_p}{2} \left[ c \left( 1 + q \frac{b + l_p}{x_a} \right) x_a^q + \beta \frac{y(\zeta_p)}{y(1)} \right]^2 \quad (8-40)$$

Za bandažnu traku je  $\zeta_p = 1$ , a veličine  $l_p, f_p, x_p$  treba zamijeniti veličinama  $l, f_b, x_b$ , pa jednadžba (8-39) poprima oblik:

$$T_p = \rho \cdot \lambda^2 \cdot \frac{\pi f_b \cdot x_b}{2} \left[ c \left( 1 + q \frac{b + l}{x_a} \right) x_a^q + \beta \right]^2 \quad (8-41)$$

### 8.8. Određivanje statičke frekvencije vibracija diska

Statička frekvencija vibracija diska, tj. vlastita frekvencija nerotirajućeg diska, određuje se iz uvjeta ravnoteže maksimalne potencijalne i kinetičke energije vibrirajućeg diska:

$$P = T$$

Iz poglavlja 8.6. slijedi da je potencijalna energija diska s lopaticama:

$$P = P_g + P_t + P_{ob} + P_l = (A_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + A_2 \cdot \beta^2) \pi \quad (8-42)$$

gdje su:

$$A_1 = \frac{k^4 \cdot E \cdot I_g}{2(x_g - b_2)^3} \left( 1 - q \frac{b_2}{x_g} \right)^2 m^{2q} + M \cdot Q + \frac{E \cdot I_{ob}}{2(x_g - b_1)^3} \left\{ k^2 + \left[ \frac{b_1}{x_a} (k^2 - 1) - 1 \right] q \right\}^2 \quad (8-43)$$

$$A_2 = \frac{z_2 \cdot E \cdot I_{a0}}{2\pi \cdot l^3 \cdot f(1)} \int_0^l \frac{y(\zeta)}{y(1)} d\zeta \quad (8-44)$$

U prethodnim jednadžbama je:

$$M = \frac{E \cdot h_a^3}{3(1 - \nu^2)x_a^2} [(q^2 - x^2)^2 - 2(1 - \nu)(q - 1)(q^2 - 2q \cdot k^2 + k^2)]$$

dok vrijednost za  $Q$  ovisi o obliku tijela diska.

a) Konični disk:

$$Q = \frac{1}{\left(1 - \frac{x_a}{x_v}\right)^3} \left( \frac{1 - m^{2q-2}}{2q - 2} - \frac{3x_a}{x_v} \frac{1 - m^{2q-1}}{2q - 1} + \frac{3x_a^2}{x_v^2} \frac{1 - m^{2q}}{2q} - \frac{3x_a^3}{x_v^3} \frac{1 - m^{2q+1}}{2q + 1} \right)$$

b) Hiperbolični disk:

$$Q = \frac{1 - m^{2q-3\alpha-2}}{2q - 3\alpha - 2}$$

c) Disk konstantne debljine:

$$Q = \frac{1 - m^{2q-2}}{2q - 2}$$

Ukupna kinetička energija diska s lopaticama ima vrijednost:

$$T = T_g + T_t + T_{ob} + T_l + \sum T_b$$

gdje  $\sum T_b$  predstavlja sumu kinetičke energije bandaže i spojne žice.

Koristeći jednadžbu:

$$T = \pi\rho \cdot \lambda^2 (B_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + B_2 \cdot \beta^2 + 2B_3 \cdot c \cdot \beta \cdot x_a^q) \quad (8-45)$$

gdje je:

$$B_1 = \frac{f_g(x_g - b_2)}{2} \left(1 - q \frac{b_2}{x_g}\right) m^{2q} + \frac{f_{ob}(x_a - b_1')}{2} \left(1 + q \frac{b_1'}{x_a}\right)^2 + \sum \frac{f_p \cdot x_p}{2} \left(1 + q \frac{b + l_p}{x_a}\right)^2 + \frac{z_2 \cdot l}{4\pi} \left[ \left(1 + q \frac{b}{x_a}\right)^2 \int_0^l f(x_l) d\zeta + \frac{2l}{x_a} \cdot q \left(1 + q \frac{b}{x_a}\right) \int_0^l f(x_l) \cdot \zeta d\zeta + \frac{l^2}{x_a^2} \cdot q^2 \int_0^l f(x_l) \cdot \zeta^2 d\zeta \right] + N \cdot h_a \cdot x_a^2 \quad (8-46)$$

$$B_2 = \frac{z_2 \cdot l}{4\pi} \int_0^l f(x_l) \left[ \left( \frac{y(\zeta)}{y(1)} \right) \right]^2 d\zeta + \sum \frac{f_p \cdot x_p}{2} \left[ \left( \frac{y(\zeta_p)}{y(1)} \right) \right]^2 \quad (8-47)$$

$$B_3 = \frac{z_2 \cdot l}{4\pi} \left[ \left(1 + q \frac{b}{x_a}\right) \int_0^l f(x_l) \frac{y(\zeta)}{y(1)} d\zeta + \frac{1}{x_a} \cdot q \int_0^l f(x_l) \frac{y(\zeta)}{y(1)} \zeta d\zeta \right] + \sum \frac{f_p \cdot x_p}{2} \left(1 + q \frac{b + l_p}{x_a}\right) \frac{y(\zeta_p)}{y(1)} \quad (8-48)$$

Jednadžba za  $N$  ovisi o obliku diska.

a) Konični disk:

$$N = \frac{1}{1 - \frac{x_a}{x_v}} \left( \frac{1 - m^{2q+2}}{2q + 2} - \frac{x_a}{x_v} \frac{1 - m^{2q+3}}{2q + 3} \right)$$



b) Hiperbolični disk:

$$N = \frac{1 - m^{2q-\alpha+2}}{2q - \alpha + 2}$$

c) Disk konstantne debljine:

$$N = \frac{1 - m^{2q+2}}{2q + 2}$$

Izjednačavajući jednadžbu (8-42) i jednadžbu (8-45) može se odrediti kružna frekvencija vibracija:

$$\lambda^2 = \frac{A_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + A_2 \cdot \beta^2}{\rho(B_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + B_2 \cdot \beta^2 + 2B_3 \cdot c \cdot \beta \cdot x_a^q)} = \frac{P}{K} \quad (8-49)$$

gdje je:

$$K = \pi\rho(B_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + B_2 \cdot \beta^2 + 2B_3 \cdot c \cdot \beta \cdot x_a^q) \quad (8-50)$$

Konstante  $c$  i  $\beta$  određuju se iz uvjeta minimuma  $\lambda^2$ :

$$\frac{\partial \lambda^2}{\partial c} = 0; \quad \frac{\partial \lambda^2}{\partial \beta} = 0$$

ili:

$$\frac{\partial P}{\partial c} K - \frac{\partial K}{\partial c} P = 0; \quad \frac{\partial P}{\partial \beta} K - \frac{\partial K}{\partial \beta} P = 0$$

Zamjenjujući  $P/K$  s  $\lambda^2$  dobiva se:

$$\frac{\partial}{\partial c} (P - \lambda^2 \cdot K) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial \beta} (P - \lambda^2 \cdot K) = 0$$

Uvrštavajući umjesto  $P$  i  $K$  njihove vrijednosti iz jednadžbe (8-49) i nakon provođenja diferenciranja dobiva se:

$$(A_1 - \rho \cdot \lambda^2 \cdot B_1)c \cdot x_a^{2q} - \rho \cdot \beta \cdot \lambda^2 \cdot B_3 \cdot x_a^q = 0$$

$$\rho \cdot \lambda^2 \cdot B_3 \cdot c \cdot x_a^q - (A_2 - \rho \cdot \lambda^2 \cdot B_2) \cdot \beta = 0$$

Pošto  $c$  i  $\beta$  nisu jednaki nuli to je:

$$(A_1 - \rho \cdot \lambda^2 \cdot B_1) - (A_2 - \rho \cdot \lambda^2 \cdot B_2) - \rho^2 \cdot \lambda^4 \cdot B_3^2 = 0$$

Rješavajući tu kvadratnu jednadžbu po  $\lambda^2$  nakon određenih transformacija određuje se manji po vrijednosti korijen:

$$\lambda^2 = \frac{2A_1 \cdot A_2}{\rho \left[ A_1 \cdot B_2 + A_2 \cdot B_1 + \sqrt{(A_1 \cdot B_2 - A_2 \cdot B_1)^2 + 4A_1 \cdot A_2 \cdot B_3^2} \right]} \quad (8-51)$$

Sama frekvencija vibracija je:

$$v = \frac{\lambda}{2\pi}$$

Zadajući različite vrijednosti eksponenta  $q$  određuje se niz vrijednosti  $v$ . Crtajući krivulju  $v(q)$  određuje se veličina  $q$  kod koje je  $v$  minimalan, što je i tražena frekvencija. Svi se proračuni obično izvode za  $k = 2, 3, 4, 5$  i  $6$ .

### 8.9. Rad unutarnjih sila koje se javljaju zbog vrtnje diska

Rad unutarnjih sila koje se javljaju u disku zbog vrtnje može se odrediti iz naprezanja koja se pri tome javljaju i iz deformacija koje se javljaju zbog vibracija diska. Analizirat će se element diska koji ograničavaju dvije meridionalne ravnine i dvije cilindrične površine s polumjerima  $x$  i  $x + dx$ , sl.8.13. promjenjiva debljina diska, koja je okomita na površinu slike, označena je s  $2h$ .

Na izdvojeni element djeluju radijalna i tangencijalna naprezanja zbog vrtnje diska,  $\sigma_r$  odn.  $\sigma_t$ . Prilikom vrtnje (progiba) diska, kako aksijalni, tako i poprečni presjeci elementa teže zauzeti svoj početni položaj pri čemu kutovi nagiba imaju vrijednost:

$$\tan \alpha = \frac{\partial y}{\partial x}; \quad \tan \beta = \frac{\partial y}{x \partial \varphi}$$

Površina  $BC$  zauzima položaj u radijalnom smjeru spram površine  $AD$  za veličinu:

$$\Delta_1 = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 dx$$

a površina  $DC$  spram  $AB$  u tangencijalnom smjeru za veličinu, sl.8.14:

$$\Delta_2 = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial y}{x \partial \varphi} \right)^2 x d\varphi$$

Iz te činjenice i činjenice da radijalno naprezanje  $\sigma_r$  djeluje na površinu  $2h \cdot x d\varphi$ , a tangencijalno naprezanje  $\sigma_t$  na površinu  $2h dx$ , određuje se elementarni rad naprezanja:

$$dW = \frac{1}{2} \sigma_r \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 2h \cdot x dx d\varphi + \frac{1}{2} \sigma_t \left( \frac{\partial y}{x \partial \varphi} \right)^2 2h \cdot x dx d\varphi$$

Integrirajući po  $x$  i  $\varphi$ , dobiva se općenita jednadžba za rad unutarnjih sila zbog vrtnje diska:

$$W = \int_0^{2\pi} \int_{x_1}^{x_2} \sigma_r \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 h \cdot x dx d\varphi + \int_0^{2\pi} \int_{x_1}^{x_2} \sigma_t \left( \frac{\partial y}{\partial \varphi} \right)^2 \frac{h}{x} dx d\varphi \quad (8-52)$$

gdje su  $x_1$  i  $x_2$ , unutarnji i vanjski polumjer diska. Ta se jednadžba može primijeniti na glavinu, tijelo i obod diska.

### 8.9.1. Glavina diska

Analogno jednadžbi (8-16), progib glavine diska može se prikazati jednadžbom:

$$y_g = \left[ f(x_g) - (x_g - x) \frac{df(x_g)}{dx} \right] \cos k \cdot \varphi = c \left[ q \frac{x}{x_g} - (q - 1) \right] x_g^q \cdot \cos k \cdot \varphi \quad (8-53)$$

Kako je bilo pretpostavljeno, da se kod savijanja diska glavina ne savija po polumjeru, to je:

$$\frac{\partial y_g}{\partial x} = \left[ \frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]_{x=x_g} \cos k \cdot \varphi = c \cdot q \cdot x_g^{q-1} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

$$\frac{\partial y_g}{\partial \varphi} = -c \cdot k \left[ q \frac{x}{x_g} - (q - 1) \right] x_g^q \cdot \sin k \cdot \varphi$$

Uvrstivši te derivacije u jednadžbu (8-52) i integrirajući po  $\varphi$  dobiva se:

$$W_g = c^2 \cdot h_g \cdot m^{2q} \left\{ q^2 \int_{m_1}^1 \xi \cdot \sigma_r d\xi + \int_{m_1}^1 [q \cdot \xi - (q - 1)]^2 \frac{\sigma_t}{\xi} d\xi \right\} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-54)$$

gdje je:

$$m = \frac{x_g}{x_a}; \quad m_1 = \frac{x_g - 2b_2}{x_g}; \quad \xi = \frac{x}{x_g}$$

### 8.9.2. Tijelo diska

Ovdje veličina progiba ima vrijednost:

$$y = c \cdot x^q \cdot \cos k \cdot \varphi$$

Uvrstivši derivacije po  $x$  i po  $\varphi$  u jednadžbi (8-52) dobiva se'.

$$W_t = \left[ c^2 \int_m^1 h(q^2 \cdot \sigma_r + k^2 \cdot \sigma_t) \xi^{2q-1} d\xi \right] \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-55)$$

gdje je:

$$\xi = \frac{x}{x_a}$$

### 8.9.3. Obod diska

Naprezanja u obodu smatraju se konstantnima po njegovom presjeku te da su jednaka naprezanjima na polumjeru  $x_a$ , sl.8.10. Ta su naprezanja označena s  $\sigma_{r,a}$  i  $\sigma_{t,a}$ . Pretpostavljajući, da je radijalna os oboda kod savijanja tangenta na krivulju progiba osi diska na polumjeru  $x_a$ , može se odrediti veličina progiba oboda na bilo kojem polumjeru  $x$  po jednadžbi koja je analogna jednadžbi (8-23):

$$y_{ob} = \left[ y - (x - x_a) \frac{dy}{dx} \right]_{x=x_a} = c \cdot x_a^q \left[ q \frac{x}{x_a} - (q - 1) \right] \cdot \cos k \cdot \varphi$$

$$\frac{\partial y_{ob}}{\partial x} = \left[ \frac{\partial f(x)}{\partial x} \right]_{x=x_a} \cos k \cdot \varphi = c \cdot q \cdot x_a^{q-1} \cdot \cos k \cdot \varphi$$

$$\frac{\partial y_{ob}}{\partial \varphi} = -c \cdot k \cdot x_a^q \left[ q \frac{x}{x_a} - (q - 1) \right] \sin k \cdot \varphi$$

Prilikom računanja rada kojeg obavljaju radijalna naprezanja pod površinom presjeka oboda smatra se veličina:

$$f_{ob} = 2h_{ob} \cdot b$$

koja uključuje i presjeke korijena lopatica (debljina oboda  $2h_{ob}$  uzima se konstantnom po polumjeru). Rad tangencijalnih naprezanja računa se s obzirom na veličinu površine presjeka oboda:

$$f_{ob}' = 2h_{ob}' \cdot b$$

u koju nisu uključeni presjeci korijena lopatica i gdje je  $2h_{ob}'$  dana debljina oboda. Uvrstivši derivacije  $\partial y_{ob}/\partial x$  i  $\partial y_{ob}/\partial \varphi$  u jednadžbi (8-53) i izvršivši integraciju po  $\varphi$  dobiva se:

$$W_{ob} = c^2 \cdot q^2 \cdot \sigma_{r,a} \pi \cdot x_a^{2q-2} \cdot h_{ob} \int_{x_a}^{x_a+b} x dx + c^2 \cdot k^2 \cdot \sigma_{t,a} \pi \cdot x_a^{2q} \cdot h_{ob}' \int_{x_a}^{x_a+b} \left[ q \frac{x}{x_a} - (q - 1) \right]^2 \frac{dx}{x}$$

Ovdje je:

$$\int_{x_a}^{x_a+b} x dx = b \cdot x_a \left( 1 + \frac{b}{2x_a} \right)$$

$$\int_{x_a}^{x_a+b} \left[ q \frac{x}{x_a} - (q - 1) \right]^2 \frac{dx}{x} = \frac{q^2 \cdot b}{x_a} \left( 1 + \frac{b}{2x_a} \right) - 2q(q - 1) \frac{b}{x_a} + (q - 1)^2 \ln \left( 1 + \frac{b}{x_a} \right)$$

Zamijenivši  $\ln(1 + b/x_a)$  približnom jednadžbom

$$\ln \left( 1 + \frac{b}{x_a} \right) = \frac{b}{x_a} - \frac{1}{2} \left( \frac{b}{x_a} \right)^2 + \frac{1}{3} \left( \frac{b}{x_a} \right)^3$$

na kraju se dobiva:

$$W_{ob} = \frac{f_{ob}}{2x_a} \cdot c^2 \left\{ \left( 1 + \frac{b}{2x_a} \right) \sigma_{r,a} \cdot q^2 + \frac{f_{ob}'}{f_{ob}} \left[ 1 + \left( q - \frac{1}{2} \right) \frac{b}{x_a} + \frac{1}{3} (q - 1)^2 \left( \frac{b}{x_a} \right)^2 \right] k^2 \cdot \sigma_{t,a} \right\} \pi \cdot x_a^{2q} \quad (8-56)$$

#### 8.9.4. Lopatice pričvršćene na disk

Rad centrifugalne sile prilikom savijanja lopatice može se odrediti po jednadžbi:

$$W_l' = \frac{1}{2} \int_0^l \sigma(x_l) f(x_l) \left( \frac{\partial y_l}{\partial x_l} \right)^2 dx_l$$

gdje  $\sigma(x_l)$  - naprezanje u lopatici na udaljenosti  $x_l$  od korijena, sl.8.15;

$f(x_l)$  - površina presjeka lopatice na istom mjestu;

$y_l$  - progib lopatice.

Za broj lopatica na kolu  $z_2$  taj rad ima veličinu koja se može odrediti po jednadžbi:

$$W_l = \int_0^{2\pi} \frac{z_2 \cdot W_l'}{2\pi} d\varphi$$

Koristeći jednadžbu (8-37) za progib lopatice i prelazeći na relativnu koordinatu  $\zeta = x_l/l$ , nakon provedene integracije po  $\varphi$  dobiva se:

$$W_l = \frac{z_2}{4l} \int_0^l \sigma(x_l) f(x_l) \left( \frac{\partial Y_l}{\partial \zeta} \right)^2 d\zeta \quad (8-57)$$

Centrifugalna sila dijela lopatice dužine  $l - x_l$ , sl.8.15, ima veličinu:

$$C_x = \rho \cdot \omega^2 \int_{x_l}^l f(x_l)(x_a + b + l_x) dl_x = \rho \cdot \omega^2 \cdot l^2 \int_{\zeta}^1 f(x_l) \left( \frac{x_a + b}{l} + \eta \right) d\eta$$

gdje je relativna koordinata:

$$\eta = \frac{l_x}{l}$$

Centrifugalna sila bandaže i žice je:

$$C = \rho \cdot \omega^2 \sum f_p \cdot t_p \cdot x_p$$

pa je stoga:

$$\sigma(x_l) f(x_l) = \rho \cdot \omega^2 \cdot l^2 \int_{\zeta}^1 \left[ f(x_l) \left( \frac{x_a + b}{l} + \eta \right) d\eta + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \right]$$

gdje  $f_p$  - površina presjeka bandaže ili žice;

$x_p$  - polumjer težišta bandaže ili žice;

$t_p$  - korak lopatica na polumjeru  $x_p$ .

Uvrštavajući posljednju ovisnost u jednadžbu (8-57) dobiva se:

$$W_l = \frac{z_2 \cdot l}{4} \left[ \int_0^l \left( \frac{\partial Y_l}{\partial \zeta} \right)^2 \int_{\zeta}^1 f(x_l) \left( \frac{x_a + b}{l} + \eta \right) d\eta d\zeta + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \int_0^{\zeta_p} \left( \frac{\partial Y_l}{\partial \zeta} \right)^2 d\zeta \right] \cdot \rho \cdot \omega^2$$

gdje je:

$$\zeta_p = \frac{l_p}{l}$$

Prethodna se jednadžba može transformirati u sljedeći oblik:

$$W_l = \frac{z_2 \cdot l}{4} \left[ \int_0^l f(x_l) \left( \frac{x_a + b}{l} + \zeta \right) \int_0^{\zeta} \left( \frac{\partial Y_l}{\partial \eta} \right)^2 d\eta d\zeta + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \int_0^{\zeta_p} \left( \frac{\partial Y_l}{\partial \eta} \right)^2 d\eta \right] \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (8-58)$$

Treba napomenuti da je u skladu s jednadžbom (8-37):

$$Y_l = c \left( 1 + q \frac{b + \zeta \cdot l}{x_a} \right) x_a^q + \beta \frac{y'(\zeta)}{y(1)}$$

$$\frac{\partial Y_l}{\partial \zeta} = c \cdot q \cdot l \cdot x_a^{q-1} + \beta \frac{y'(\zeta)}{y(1)}$$

Veličina  $y'(\zeta)/y(1)$  određuje se po jednadžbi (8-26), dok je:

$$\frac{y'(\zeta)}{y(1)} = \frac{F'(\zeta)}{F(1)}$$

U posljednjim se jednadžbama može umjesto  $y(\zeta)$  pisati također  $y(\eta)$ .

Rad svih sila, koje su posljedica vrtnje je:

$$W = W_g + W_t + W_{ob} + W_l$$

Taj se zbroj može napisati i u sljedećem obliku:

$$W = \pi(c^2 \cdot U \cdot x_a^{2q} + 2c \cdot \beta \cdot V \cdot x_a^q + \beta^2 \cdot Z) \quad (8-59)$$

gdje je:

$$\begin{aligned}
 U = h_g \cdot \rho \cdot m^{2q} & \left\{ q^2 \int_{m_1}^1 \xi \cdot \sigma_r d\xi + k^2 \int_{m_1}^1 [q \cdot \xi - (q-1)] \frac{\sigma_t}{\xi} d\xi \right\} + \\
 & + \int_{m_1}^1 h(q^2 \cdot \sigma_r + k^2 \cdot \sigma_t) \xi^{2q-1} d\xi + \frac{f_{ob}}{2x_a} \left\{ \left(1 + \frac{b}{2x_a}\right) q^2 \cdot \sigma_{r,a} + \right. \\
 & \left. + \frac{f_{ob}'}{f_{ob}} \left[ 1 + \left(q - \frac{1}{2}\right) \frac{b}{x_a} + \frac{1}{3} (q-1)^2 \left(\frac{b}{x_a}\right)^2 \right] q^2 \cdot \sigma_{t,a}^2 \right\} + \\
 & + \rho \cdot \omega^2 \frac{q}{\pi x_a^2} \frac{z_2 \cdot l^3}{4} \left[ \int_0^l f(x_l) \left(\frac{x_a + b}{l} + \zeta\right) \zeta d\zeta + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \cdot \zeta_p \right]
 \end{aligned} \tag{8-60}$$

$$V = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{q}{\pi x_a^2} \frac{z_2 \cdot l^2}{4} \left[ \int_0^l f(x_l) \left(\frac{x_a + b}{l} + \zeta\right) \frac{y(\zeta)}{y(1)} d\zeta + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \cdot \frac{y(\zeta_p)}{y(1)} \right] \tag{8-61}$$

$$\begin{aligned}
 Z = \rho \cdot \omega^2 \cdot \frac{z_2 \cdot l}{4\pi} & \left\{ \int_0^l f(x_l) \left(\frac{x_a + b}{l} + \zeta\right) \int_0^\zeta \left[\frac{y'(\eta)}{y(1)}\right]^2 d\eta d\zeta + \right. \\
 & \left. + \sum \frac{f_p \cdot t_p \cdot x_p}{l^2} \int_0^{\zeta_p} \left[\frac{y'(\eta)}{y(1)}\right]^2 d\eta \right\}
 \end{aligned} \tag{8-62}$$

## 8.10. Određivanje frekvencije vibracija rotirajućeg diska i dijagram vibracija

Frekvencija vibracija  $v_d$  rotirajućeg diska određuje se prema jednadžbi:

$$v_d^2 = v^2 + B \cdot n^2 = v^2 + \frac{B}{(2\pi)^2} \cdot \omega^2$$

Ako se napravi usporedba s jednadžbom (8-13) može se napisati:

$$v^2 = \frac{1}{(2\pi)^2} \frac{P}{K}; \quad B \cdot \omega^2 = \frac{W}{K}$$

Uvrštavajući umjesto  $W$  i  $K$ , jednadžba (8-59) i jednadžba (8-50) dobiva se:

$$B = \frac{c^2 \cdot U \cdot x_a^{2q} + 2c \cdot \beta \cdot V \cdot x_a^q + \beta^2 \cdot Z}{\rho \cdot \omega^2 (B_1 \cdot c^2 \cdot x_a^{2q} + B_2 \cdot \beta^2 + 2B_3 \cdot c \cdot \beta \cdot x_a^q)} \tag{8-63}$$

U poglavlju 8.8. rečeno je da je uvjet minimuma za  $\lambda^2$ :

$$\frac{\partial \lambda^2}{\partial \beta} = 0$$

Primjenjujući taj uvjet na jednadžbu (8-49) dobiva se:

$$\beta = c \cdot x_a^q \cdot \eta \quad (8-64)$$

gdje je:

$$\eta = \frac{\rho \cdot \lambda^2 \cdot B_3}{A_2 - \rho \cdot \lambda^2 \cdot B_2} \quad (8-65)$$

Kao krivulja progiba prilikom vibriranja rotirajućeg diska s dovoljnom točnosti može se uzeti krivulja statičkog progiba, tj. eksponent  $q$  može se uzeti jednakim, kako za rotirajući tako i za mirujući disk. Veličina  $q$  može se odrediti na način kako je opisano u poglavlju 8.8. To daje mogućnost određivanja veličine  $\beta$  i njeno korištenje za proračun vibracija rotirajućeg diska. Uvrštavajući vrijednost za  $\beta$  u jednadžbu (8-63) dobiva se:

$$B = \frac{U + 2\eta \cdot V + \eta^2 \cdot Z}{\rho \cdot \omega^2 (B_1 + 2\eta \cdot B_3 + \eta^2 \cdot B_2)} \quad (8-66)$$

Poznavajući statičku frekvenciju vibracija i koeficijent  $B$ , nije teško po jednadžbi (8-7) odrediti frekvenciju vibracija rotirajućeg diska za bilo koji broj čvornih promjera i za bilo koji broj okretaja. Na temelju podataka proračuna obično se konstruira dijagram, koji je sličan onome koji se primjenjuje prilikom ispitivanja vibracija lopatica (Campbellov dijagram). Na os apscise nanosi se broj okretaja u sekundi, a na os ordinate frekvencija vibracija diska, sl.8.16.

Na temelju jednadžbe (8-7) crtaju se krivulje  $v_d = f(n)$  za različite brojeve čvornih promjera (obično  $k = 2, 3, 4, 5, 6$ ). Npr. krivulja  $ab$  predstavlja frekvenciju vibracija uz  $k = 2$ . Dalje se prema jednadžbi (8-8) i jednadžbi (8-9) crtaju krivulje frekvencija progresivnih valova unaprijed i unazad za svaki broj čvornih promjera. Tako npr. krivulja  $ac$  predstavlja frekvenciju  $v_n$  progresivnog vala unaprijed za dva čvorna promjera, a krivulja  $ad$  frekvenciju  $v_u$  progresivnog vala unazad s istim brojem čvornih promjera. U točkama, gdje se krivulje frekvencije progresivnih valova koji se gibaju unazad sijeku s osi apscise  $0-0$ , frekvencija s obzirom na nepomičnu točku jednaka je nuli, jer je brzina progresivnih valova jednaka brzini vrtnje. Te točke odgovaraju kritičnim brzinama vrtnje. Kod kritičnih se brzina vrtnje na disku stvaraju stojni prostorni valovi, čija se pojava ne smije dopustiti. Na sl.8.16 kritični broj okretaja kod vibracija s dva čvorna promjera predstavlja apsisa točke  $e$ , a kritični broj okretaja kod vibracija s četiri čvorna promjera predstavljen je apscisom točke  $f$ .

Na dijagram se također dodaju i isprekidane linije frekvencija, koje su višekratnici broja okretaja i koji su nanoseni na dijagramu s desne strane (1, 2, 3, 4, 5). Pošto je kod kritičnog broja okretaja  $v_u = 0$ , to iz jednadžbe (8-9) slijedi:

$$n_{kr} = \frac{v_d}{k}$$

Zbog toga točka  $e$ , na pravcu s višekratnikom 2, točka  $f$ , na pravcu s višekratnikom 4 također ukazuju na kritične brojeve okretaja. Sjecišta pravaca višekratnika frekvencija s linijama  $v_n$  i  $v_u$  određuju rezonantne brojeve okretaja. Tako se kod broja okretaja, koji odgovara točki  $g$ , može javiti rezonancija prisilnih vibracija frekvencije jedne periode po okretaju s progresivnim valovima vibracija s četiri čvorna promjera koji se gibaju unazad. Točka  $h$  određuje rezonantni broj okretaja za progresivne valove koji se gibaju unazad uz pojavu prisilnih vibracija s frekvencijom jedna perioda po okretaju i vibracija s dva čvorna promjera. Te točke odgovaraju tzv. nižim rezonantnim brzinama vrtnje. Presjecišta pravaca s krivuljama progresivnih valova koji se gibaju unaprijed određuju gornje



rezonantne brzine vrtnje, npr. točke  $l$ ,  $m$  za vibracije s dva čvorna promjera. Dijagram omogućava odabiranje pouzdanog režima rada (s obzirom na broj okretaja) ili "podešavanje" diska da bi se omogućio pouzdan rad kod zadanog broja okretaja.

Kod praktičnog se konstruiranja turbina obično uzimaju u obzir samo kritični brojevi okretaja i prvi rezonantni brojevi okretaja (višekratnik jednak jedinici). Radni broj okretaja ne smije ležati u blizini ni jednog od kritičnog broja okretaja (uz  $k = 2$  do 6). Interval između radnog i kritičnog broja okretaja ne smije biti manji od 15% radnog broja okretaja za vibracije s dva čvorna promjera, 10% za vibracije s tri i četiri čvorna promjera, 5 do 7% za vibracije s pet i šest čvornih promjera.

Što se tiče prvih rezonantnih brojeva okretaja (u krajnjoj mjeri  $k = 2$  do 3) treba uzeti iste granice sigurnosti kao i kod kritičnih brojeva okretaja rotora. Opasni brojevi okretaja uz vibracije s dva i četiri čvorna promjera prikazani su na sl.8.16 s trokutićima. "Podešavanje" diska realizira se promjenom njegovog profila. Zbog toga je svrsishodno prilikom projektiranja diska i odabiranja njegovih geometrijskih dimenzija odrediti analitički frekvenciju vibracija diska.

Iako se po prethodno izloženoj metodi frekvencija vibracija diska može odrediti uz grešku do 2%, preporuča se kod sumnjivih slučajeva još provjera eksperimentalnim putem. Na kraju treba ocijeniti, da za diskove s kratkim lopaticama postoji nekoliko jednostavnijih metoda za određivanje vlastitih frekvencija vibracija nego što je prethodno izložena. U tim se proračunima zanemaruju ili progib lopatica ili njihova potencijalna energija pri savijanju. Primjena pojednostavljene metode za proračun diska, na koji su pričvršćene duge lopatice, dovodi do potpuno nepouzdanih rezultata, koji i nekoliko puta premašuju stvarne. Pošto je termin "kratke lopatice" nedovoljno konkretan i pošto se između radnih i kritičnih brojeva okretaja dopusta sasvim mala razlika, to bitna netočnost u proračunu diska čini takav proračun neprihvatljivim.

Istovremeno je osnovna jednadžba dane metode proračuna, jednadžba (8-14), koja pretpostavlja zaklinjenje diska u njegovom centru, nepodesna u slučaju ako je zaklinjenje izvedeno na relativno velikom polumjeru. U tom se slučaju mogu koristiti neke druge metode proračuna koje se mogu pronaći u dostupnoj literaturi.

## 9. KONSTRUKCIJA, MATERIJALI I TEHNOLOGIJA IZRADE TURBINSKIH VRATILA, PRORAČUN VRATILA NA ČVRSTOĆU

### 9.1. Konstrukcijske karakteristike turbinskih vratila

Vratilo turbine, osim diskova, nosi značajan broj elementa: spojke, brtvene segmente (i za paru i za ulje), disk odrivnog ležaja, pužnik regulatora broja okretaja, itd. Odvojeni se elementi, kao diskovi, spojka, disk odrivnog ležaja, pužnik pričvršćuju pomoću klinova. Manjim se klinovima osiguravaju od okretanja segmenti labirintnih brtvi. Ostali se elementi, kao npr. uljne brtve pričvršćuju pomoću radijalnih zatika. Sve su te izvedbe pričvršćenja prikazane na sl.9.1. Od aksijalnog su pomicanja elementi osigurani pomoću navrtaka kako je prikazano na detalju *C* na sl.9.1, ili pomoću prstena. Postoje dvije izvedbe prstena. Kod prve se prsten (gdje nije razrezan) navlači u toplom stanju na vratilo i nakon hlađenja ulazi u utor u vratilu, detalj *D* na sl.9.1. Kod druge se prsten sastoji od dvije polovice koje se umeću u utor u vratilu te se pritežu drugim prstenom s prednapretnjem (detalji *A*, *B* i *E* na sl.9.1). Navrtci se osiguravaju od samoodvrtanja vijcima ili sigurnosnim pločicama pri čemu pločica ulazi kroz prorez u navoju u vratilu (detalj *G* na sl.9.1). Između odvojenih elemenata, kako je prikazano na sl.9.1, ostavljaju se aksijalni zazori za potrebe toplinskog rastezanja. Zbog lakše montaže i demontaže odvojenih elemenata, vratilo se izvodi stepenasto što je svrsishodno i zbog uvjeta čvrstoće.

U poglavlju 5, gdje se govorilo o turbinskim rotorima prikazane su i neke druge konstrukcije vratila, gdje su u nekim slučajevima rotor monoblok izvedbe pa su kod njih vratila otkovana zajedno s bubnjevima ili diskovima. Ponekad se kroz os vratila izvodi centralni provrt koji omogućava pomoću optičkih instrumenata (periskopa) ispitivanje stanja površine i otkrivanje grešaka materijala. Pošto su takvim greškama osobito sklони otkivci velikih dimenzija, to se centralni provrt izvodi prije svega kod monoblok rotora. Svaki se disk obično pričvršćuje pomoću jednog, rjeđe dva klina, koji se u posljednjem slučaju smještaju međusobno zaokrenuti za 180°. Utori za klin odvojenih diskova smještaju se međusobno zaokrenuti jedan spram drugoga kako prikazuje sl.9.1.

Dimenzije diskova izvode se s malim tolerancijama, kako na promjer tako i na dužinu. Veličina preklopa s kojim se diskovi navlače na vratilo kao, što je poznato, određuje se proračunom. Zbog pojeftinjenja obrade ponekad se provodi individualno dotjerivanje vratila i diska: provrti diskova se izrađuju u trećoj ili četvrtoj klasi točnosti da bi se potom veoma precizno izmjerili njihovi promjeri. Na temelju tih mjerenja obrađuju se odgovarajući promjeri vratila tako da bi se ostvarilo odgovarajuće prednapretnje. Obično to zahtjeva obradu vratila s točnosti do 0,05 mm.

Aksijalne dimenzije vratila trebaju se također izraditi uz visoku točnost kako bi položaj odvojenih elemenata na vratilu bio strogo definiran te između njih zadržani zazori čije veličine su također dane na sl.9.1. Klasa obrade površina rukavaca i dijelova na koje se navlače diskovi i drugi elementi treba odgovarati  $\nabla\nabla\nabla 8$ , a ostalih površina  $\nabla\nabla 6$ . Dopušta se necentričnost osi rukavaca do 0,02 mm, također kao i ovalitet i konicitet. Položaj osi centralnog provrta s obzirom na osi rukavaca dopušta se do 0,3 mm. Neparalelnost bočnih površina utora za klinove s obzirom na os vratila dopušta se do 0,05 mm po dužini utora; nesimetričnost utora za klinove s obzirom na os vratila dopušta se do 0,02 mm.

### 9.2. Materijali i tehnologija izrade turbinskih vratila

Vratila se izrađuju u većini slučajeva od ugljičnih martenovskih čelika. Kod povišenih napretnja i posebno kod turbina s visokim ulaznim tlakom i temperaturom pare, primjenjuju se legirani čelici. Tehnički uvjeti na čelike koji se primjenjuju za vratila dani su u tablici 9.1. Kemijski je sastav nekih od tih čelika dan u tablici u poglavlju o materijalima za turbinske diskove. Veličina modula elastičnosti nekih od čelika i njegova promjena s temperaturom je dana u tablici 9.2. Materijali koji se primjenjuju za kovane monoblok rotore također su dani u poglavlju o materijalima za turbinske diskove. Otkivci za vratila izrađuju se u željezarama s relativno malim dodacima na obradu, kao što je prikazano na sl.9.2. Samo se po dužini vratila s obje strane ostavljaju značajniji dodaci za izradu proba, koje se podvrgavaju mehaničkim ispitivanjima.

Otkivak se izrađuje od odljevka čija se os treba približno podudarati s osi vratila. Tvornici turbina se otkivak dostavlja kao "crni otkivak" (bez mehaničke obrade) ili grubo obrađen s dodatkom 5 do 10 mm. U prvom se slučaju u željezari provodi samo toplinska obrada, koja se sastoji od normalizacije s popuštanjem; u drugom slučaju željezara provodi grubu obradu otkivka, njegovu toplinsku obradu i niz ispitivanja kojima se određuju svojstva materijala.

Ta ispitivanja obuhvaćaju:

- a) određivanje mehaničkih svojstava metala na probama koje su izrezane iz otkivka;
- b) toplinsko ispitivanje vratila;
- c) optički pregled (pomoću periskopa);
- d) bajcanje za otkrivanje uključina;
- e) uzimanje otiska po Baumanovoj metodi.

Neka od tih ispitivanja bit će opširnije opisana.

Toplinsko ispitivanje otkriva nevidljive greške i zaostala unutarnja naprezanja, koja ostaju čak i kod toplinski obrađenog vratila. Ono se izvodi nakon grube mehaničke obrade, poslije koje ostaje dodatak 5 do 10 mm na promjer. Vratilo se postavlja na tokarski stroj i zagrijava u elektropeći. Brzina zagrijavanja je 30 do 40 K na sat. Zagrijavanje se provodi uz polaganu vrtnju vratila (3 do 4 o/min) do temperature, koja nešto prelazi radnu temperaturu vratila. Kod te temperature vratilo rotira 2 do 12 sati (u ovisnosti o dimenzijama vratila). Zatim se vratilo ne prestajući vrtjeti hladi. Tijekom cijelog se postupka indikatorima bilježe progibi vratila u različitim presjecima po dužini i u dvije međusobno okomite ravnine. Nevidljive greške i unutarnja naprezanja izazivaju iskrivljenje osi vratila. Tehnički uvjeti obično dopuštaju udar vratila kod maksimalne temperature zagrijavanja maksimalno 0,1 mm i nakon hlađenja maksimalno 0,05 mm. Vratila s većim progibom se škartiraju. Zbog mogućnosti optičkog pregleda unutarnje površine šupljeg vratila finoća obrade te površine treba biti  $\nabla\nabla 6$ . Na površini provrta se ne dopuštaju nikakve naprsline, šljaka, lunke ili uključine.

Bajcanje za provjeru prisutnosti uključina i uzimanje uzorka po metodi Baumana za otkrivanje sumpornih i fosfornih uključina vrši se nakon brušenja vratila; zbog toga je prirodno da se takva ispitivanja provode u tvornici. U željezari se za takva ispitivanja poliraju čelne površine otkivka. Strojna se obrada vratila svodi na tokarenje, koje se obično izvodi u nekoliko navrata, između kojih se provodi toplinska obrada i toplinsko ispitivanje, zatim brušenje i glodanje utora za klinove.

Provrta u osi vratila prvo se buši, a zatim razvrtava pomoću "borštange". Često se provrta razvrtava s tzv. "plivajućim razvrtačem", a ako nije postignuta dovoljna finoća površine onda se ona dodatno brusi. Za brušenje vratila ostavlja se dodatak od 0,4 do 0,7 mm na promjer. Promjeri vratila provjeravaju se specijalnim mikrometrima, a dužine pojedinih dijelova specijalnim mjernim napravama s indikatorom. Širina utora za klinove provjerava se točnim pločicama, dubina mikrometarskim dubinomjerom, a simetričnost dijametralno postavljenih utora mikrometrom s indikatorom. Po završetku strojne obrade vratilo se statički uravnotežuje (veća se vratila uravnotežuju i u procesu obrade prije završnog tokarenja).

### **9.3. Proračun vratila na čvrstoću i izbor dopuštenog naprezanja**

Na vratilo turbine djeluju:

- a) zakretni moment koji odgovara unutarnjoj snazi turbine koju prenosi vratilo;
- b) savojni moment zbog vlastite mase rotora;
- c) aksijalna sila od neuravnoteženog tlaka pare na rotor.

Veličina zakretnog momenta je:

$$M_k = \frac{N_i}{\omega} \quad (9-1)$$

gdje  $N_i$  - snaga turbine koju razvijaju stupnjevi turbine koji se nalaze između slobodnih krajeva vratila;  
 $\omega$  - kutna brzina vrtnje vratila.

Može se također pisati:

$$M_k = 9,55 \frac{N_i}{n}, \quad MNm \quad (9-2)$$

gdje je  $N_i$  u MW, a  $n$  broj okretaja u minuti.

Kod višekucišnih turbina kod proračuna vratila kućišta visokog ili niskog tlaka uzima se u obzir snaga koju razvijaju rotori prethodnih kućišta. Veličina zakretnog momenta se povećava po dužini vratila od prvog do posljednjeg stupnja te postiže maksimalnu vrijednost kod spojke, koja spaja vratila turbine i generatora (ili kod plinsko-turbinskog postrojenja vratila plinske turbine i kompresora).

Veličina torzijskog naprezanja je:

$$\tau = \frac{M_k}{2W} \quad (9-3)$$

gdje je moment otpora šupljeg vratila:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d} \right)^4 \right] \quad (9-4)$$

U prethodnoj je jednadžbi  $d$  vanjski, a  $d_0$  unutarnji promjer vratila. Savojni moment  $M_s$  može se izračunati u svakom presjeku vratila po jednadžbama za savijanje grede ili odrediti grafičkom metodom. Ako je odzivni ležaj smješten na prednjem dijelu turbine aksijalna sila  $P$  koja djeluje na rotor obično izaziva najveće vlačno naprezanje u prednjem dijelu vratila, ispred prvog stupnja turbine. U suprotnom se slučaju u vratilu mogu javiti i tlačna naprezanja. Normalno naprezanje zbog savijanja i vlaka (tlaka) je:

$$\sigma = \frac{M_s}{W} \pm \frac{P}{f} \quad (9-5)$$

gdje  $f$  - površina poprečnog presjeka vratila.

Najveće torzijsko naprezanje uz istovremeno djelovanje savijanja i torzije je:

$$\tau_{max} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (9-6)$$

i ne smije prelaziti dopušteno naprezanje.

Ako se zanemari naprezanje zbog aksijalne sile  $P$  dobiva se:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2W} \sqrt{M_s^2 + M_k^2} \quad (9-7)$$

Za ugljične se čelike preporuča dopušteno naprezanje  $40 \text{ MN/m}^2$ , a za legirane od  $60$  do  $80 \text{ MN/m}^2$  pa i više. Koeficijent sigurnosti s obzirom na granicu tečenja uzima se sedam zbog sljedećih razloga:

- a) vratilo se obično izvodi sa stepenastom promjenom promjera, i na mjestima prijelaza s jednog na drugi promjer može se javiti koncentracija naprezanja;
- b) isto tako je poželjno da progib vratila bude malen, što omogućava primjenu malih radijalnih zazora.

Isto tako treba provjeriti čvrstoću vratila kod kratkog spoja generatora. U tom slučaju zakretni moment na rotoru generatora može premašiti približno 10 puta moment koji odgovara maksimalnoj snazi. Veličina zakretnog momenta kod kratkog spoja može se odrediti po sljedećoj jednadžbi:

$$M_{k,max} = 20M_k \frac{\theta_T}{\theta_T + \theta_G} \quad (9-8)$$

gdje  $M_k$  - zakretni moment kod maksimalne snage;

$\theta_T$  - moment inercije rotora turbine;

$\theta_G$  - moment inercije rotora generatora.

Dopušteno naprezanje u vratilu kod kratkog spoja ne smije biti preko  $2/3$  granice tečenja. Pri tome su opasni presjeci rukavac zadnjeg ležaja i mjesto pričvršćenja spojke na vratilo.

## 10. VIBRACIJE TURBINSKIH VRATILA

### 10.1. Osnovni pojmovi o kritičnom broju okretaja

Iako se kod obrade vratila i diskova teži dobiti što je moguće bolja uravnoteženost, matematički točno podudaranje centra masa rotora s geometrijskom osi vratila može se postići samo slučajno. Obično centar masa ima određeni ekscentricitet, koji ma kako bio mali izaziva centrifugalnu silu to veću što je viši broj okretaja vratila. Analizirati će se djelovanje te sile na vratilo s jednim diskom. Os vratila je postavljena vertikalno da bi se izbjegao utjecaj same mase vratila.

Pretpostavlja se da je centar masa (težište) smješteno u točki  $S$  na udaljenosti  $e$  od osi vratila, sl.10.1. Prilikom rotacije javlja se centrifugalna sila  $C$  koja uvjetuje progib vratila. Veličina progiba  $y$ , sl.10.2, ovisi kako o veličini sile  $C$  tako i o dimenzijama i o materijalu vratila te o smještaju diska s obzirom na oslonce. Pošto se rotacija odvija oko vertikalne osi vratila  $AO'B$  to je veličina centrifugalne sile:

$$C = m(y + e)\omega^2$$

Ako se sa  $P$  označi sila koja kod danih uvjeta izaziva progib vratila od  $1m$  to je:

$$C = P \cdot y$$

otkuda:

$$m(y + e)\omega^2 = P \cdot y$$

i:

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{P - m \cdot \omega^2} \quad (10-1)$$

Progib će biti beskonačno velik ako je nazivnik u prethodnoj jednadžbi jednak nuli. Iz jednadžbe:

$$P - m \cdot \omega^2 = 0$$

pronalazi se veličina kutne brzine  $\omega_k$  koja se zove kritična; kod nje je progib vratila beskonačno velik, tj. vratilo će se slomiti:

$$\omega_k = \sqrt{P/m} \quad (10-2)$$

Sam kritični broj okretaja je:

$$n_k = \frac{\omega_k}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{m}} \quad (10-3)$$

U idealnom slučaju potpuno uravnoteženog vratila,  $e = 0$ , veličina centrifugalne sile  $C = m \cdot y \cdot \omega^2$ . Pošto kod kritičnog broja okretaja  $P = m \cdot \omega^2$ , to je:

$$C = m \cdot y \cdot \omega^2 = P \cdot y$$

tj. centrifugalna sila diska jednaka je elastičnoj protusili vratila za bilo koju vrijednost progiba; u skladu s tim, kod kritičnog broja okretaja disk se u bilo kojem položaju nalazi u stanju indiferentne

ravnoteže. Vibracije diska javljaju se i kod nepostojanja ekscentriciteta  $e$ . Kritičnom broju okretaja odgovara pojava rezonancije, kod koje se kutna brzina podudara s vlastitom frekvencijom. To se lako može i dokazati. Ako se vratilo dovede u stanje vibriranja, jednadžba njegovog gibanja ima oblik:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -P \cdot y$$

gdje se  $y$  mjeri od položaja ravnoteže, tj. od položaja koji odgovara statičkom progibu vratila. Prethodna se jednadžba može prepisati na sljedeći način:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \lambda^2 \cdot y = 0 \quad (10-4)$$

gdje je:

$$\lambda^2 = P/m$$

Kao što je poznato integral jednadžbe (10-4) ima oblik:

$$y = A \cdot \cos \lambda \cdot t + B \cdot \sin \lambda \cdot t \quad (10-5)$$

gdje konstante  $A$  i  $B$  ovise o početnim uvjetima gibanja. Jednadžba (10-5) odgovara periodičkom gibanju s periodom:

$$T = \frac{2\pi}{\lambda} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{P}}$$

i kružnom frekvencijom:

$$\lambda = \sqrt{P/m}$$

Posljednja se podudara po veličini s kritičnom kutnom brzinom vrtnje koja je dana jednadžbom (10-2). Pojava po kojoj se zaključuje da je vratilo doseglo kritični broj okretaja su visoke vibracije koje bi kod dužeg rada pri kritičnom broju okretaja izazvale lom vratila. U stvarnosti do loma ne dolazi odmah po dostizanju kritičnog broja okretaja zbog različitih otpora koji se javljaju pri vibriranju vratila i u izvjesnoj mjeri zbog prigušenja tih vibracija. Ti otpori su: unutarnje sile trenja koje se javljaju u materijalu vratila, trenje diska i sredine koja ga okružuje, te trenje u ležajima. Općenito amplituda vibracija kod rezonancije raste u to manjoj mjeri što su viši koeficijenti otpora. Neka se jednadžba (10-1) prepiše u obliku:

$$y = \frac{e}{(P/m \cdot \omega^2) - 1}$$

Pošto je :

$$P = m \cdot \omega_k^2, \text{ to je:}$$

$$y = \frac{e}{(\omega_k/\omega)^2 - 1} \quad (10-6)$$

Ta je jednadžba pozitivna za  $\omega < \omega_k$  i negativna za  $\omega > \omega_k$ . Kutna brzina rotacije  $\omega$  je kružna frekvencija prisilnih vibracija vratila, a  $\omega_k$  kružna frekvencija vlastitih vibracija, pa se na analizirani slučaj mogu primijeniti izvodi teorije vibracija koji se odnose na pomak faza između vlastitih

vibracija, koje su karakterizirane progibom  $y$  i pobudnom centrifugalnom silom, koja je definirana položajem ekscentriciteta  $e$ . U teoriji vibracija dokazano je da je taj pomak faza definiran kutom  $\alpha$  koji je prema prethodno usvojenim oznakama:

$$\tan \alpha = \frac{2\omega \cdot \chi}{\omega_k^2 - \omega^2} \quad (10-7)$$

gdje je  $\chi$  koeficijent prigušenja.

Ako je  $\omega_k > \omega$  kut  $\alpha$  je pozitivan i manji od  $\pi/2$ . Kod malih vrijednosti  $\chi$  i većih razlika između  $\omega_k$  i  $\omega$  kut  $\alpha$  je blizu 0, a kod vibracija bez prigušenja,  $\chi = 0$ , pomak faza ne postoji. Međusobni položaj točaka  $O'$ ,  $O$  i  $S$  sa sl.10.2 za taj slučaj prikazan je na sl.10.3.b. Usporedbe radi na sl.10.3.a prikazan je razmještaj tih istih točaka kod mirujućeg vratila. Kod rezonancije, tj. za  $\omega = \omega_k$ ,  $\tan \alpha = \infty$  i razlika faza iznosi  $\pi/2$ . Taj je slučaj prikazan na sl.10.3.c. Ako je  $\omega > \omega_k$ , to je  $\pi/2 < \alpha < \pi$ . Kod malog koeficijenta prigušenja  $\chi$  i značajne razlike između  $\omega_k$  i  $\omega$  kut pomaka faza se približava  $180^\circ$  i položaj težišta  $S$  relativno prema centru vratila  $O$  prikazuju sl.10.3.d i sl.10.4.

To također slijedi iz jednadžbe (10-4) u kojoj kod  $\omega > \omega_k$  nazivnik postaje negativan; u skladu s tim negativan treba biti i ekscentricitet  $e$ . Zbog toga se on nanosi na sl.10.4 u suprotnom smjeru nego na sl.10.2. Promijenivši predznake u brojniku i nazivniku jednadžbi (10-6) u suprotne, to se ona može napisati u obliku:

$$y = \frac{-e}{1 - (\omega_k/\omega)^2} \quad (10-8)$$

Iz te jednadžbe slijedi, da se s povećanjem u progib smanjuje, a za  $\omega = \infty$  veličina  $y$  postaje jednaka  $e$ ; kod broja okretaja većeg od kritičnog, amplituda vibracija vratila se smanjuje i turbina radi to mirnije, što je viši broj okretaja (jasno do određene granice koja je broj okretaja koji odgovara drugom tonu vibracija). Opisana pojava, koja se zamjećuje i kod eksperimenta odgovara teoriji vibracija. Kod kritičnog se broja okretaja frekvencija prisilnih vibracija podudara s frekvencijom vlastitih vibracija; to uvjetuje intenzivne vibracije vratila i ne dolazi do trenutnog loma samo zahvaljujući prigušnim silama čija prisutnost umanjuje amplitudu vibracija. Za turbinu su opasni samo brojevi okretaja koji su blizu kritičnog. S obje strane od kritičnog broja okretaja (uz dovoljnu udaljenost od njega) vratilo radi mirno. Vratila koja rade kod brojeva okretaja koji su veći od kritičnog nazivaju se *elastična*. Vratila koja rade kod brojeva okretaja nižih od kritičnog nazivaju se *krutima*. Sve su se prethodne jednadžbe odnose na vertikalno (bez mase) vratilo. Sada će se pokazati da one vrijede i za horizontalno vratilo.

Horizontalno se vratilo pod djelovanjem mase diska progiba za veličinu  $y_0$ , sl.10.5. Rotacija se odvija oko elastične linije vratila  $AO''B$  (a ne  $AO'B$ ). Progib  $y$  nastaje pod djelovanjem centrifugalne sile koja je jednaka  $m(y + e)\omega^2$ . Sve prethodne jednadžbe sadrže prema tome silu i kod horizontalnog vratila i zbog toga vrijednost kritičnog broja okretaja ne ovisi o smještaju osi vratila. Ako progib vratila od  $1m$  prouzrokuje sila  $P$ , a sila  $G$  zbog vlastite mase izražena u N prouzrokuje progib  $y_0$  u m, to je:

$$y_0 = G/P$$

ili:

$$P/G = 1/y_0 \quad (10-9)$$

Ako se to uvrsti u jednadžbu (10-3) dobiva se:

$$n_k = \frac{29,9}{\sqrt{y_0}} \quad (10-10)$$



Na taj se način kritični broj okretaja lako određuje na temelju progiba rotora pod djelovanjem vlastite mase. Veličina  $P$  se u prethodnim jednadžbama određuje po poznatim jednadžbama iz čvrstoće materijala. Za slučaj vratila, koje slobodno leži na dva oslonca s diskom u sredini, progib ispod točke djelovanja sile ima vrijednost:

$$y = \frac{Q \cdot l^3}{48E \cdot I}$$

gdje  $l$  - dužina vratila;

$Q$  - koncentrirana sila koja opterećuje vratilo;

$I$  - moment inercije presjeka vratila.

Uz progib  $y = 1m$  sila  $Q$  poprima vrijednost koja je prethodno označena s  $P$ , tj.:

$$P = 48 \frac{E \cdot I}{l^3}$$

Nije teško dokazati, da se kod drugog razmještaja oslonaca vratila i ako opterećenje djeluje u bilo kojoj točki, sila  $P$  može odrediti pomoću jednadžbe:

$$P = p \cdot \frac{E \cdot I}{l^3} \quad (10-11)$$

gdje je  $p$  koeficijent koji ovisi o razmještaju oslonaca i točki u kojoj djeluje sila. U prethodnom slučaju  $p = 48$ . Na sl.10.6 dane su vrijednosti za silu  $P$  za različite slučajeve smještaja diska s obzirom na oslonce te različite konstrukcije oslonaca. Jednadžbe za primjere dane na sl.10.6 mogu se prevesti u oblik dan s jednadžbom (10-11) na jednostavan način ako se veličine  $a$ ,  $b$ ,  $c$  izraze kao funkcije od  $l$ ; npr. za posljednji slučaj stavljajući  $a = \alpha \cdot l$  i  $b = \beta \cdot l$  dobiva se:

$$P = \frac{3}{\alpha^3 \cdot \beta^3} \frac{E \cdot I}{l^3}$$

tj. koeficijent  $p$  ima vrijednost:

$$p = \frac{3}{\alpha^3 \cdot \beta^3}$$

Za treći slučaj ako se disk nalazi po sredini između oslonaca,  $a = l/2$ :

$$P = 48 \frac{E \cdot I}{l^3}$$

kako je prethodno i navedeno, gdje je  $p = 48$ .

Iz jednadžbe (10-3) i jednadžbe (10-11) dobiva se:

$$n_k = 29,9 \sqrt{\frac{p \cdot E \cdot I}{G \cdot l^3}} \quad (10-12)$$

Ta je jednadžba najprikladnija za praktično korištenje. Treba također naglasiti da je u svim prethodnim jednadžbama zanemarena masa vratila.

## 10.2. Vibracije vratila konstantnog promjera bez diskova

Za određivanje vlastitih frekvencija vibracija vratila zbog djelovanja sila inercije uvjetovanih njegovom masom može se primijeniti diferencijalna jednadžba koja opisuje vibriranje prizmatičnog tijela (štapa):

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - k^4 \cdot y = 0 \quad (10-13)$$

gdje je:

$$k^4 = \rho \frac{f \cdot \omega^2}{E \cdot I}$$

Ako je masa jedinice dužine vratila:

$$m_1 = \rho \cdot f$$

prethodna se jednadžba može napisati u obliku:

$$k^4 = \frac{m_1 \cdot \omega^2}{E \cdot I} \quad (10-14)$$

Opće rješenje jednadžbe (10-13) ima oblik:

$$y = C_1 \cdot \sin k \cdot x + C_2 \cdot \cos k \cdot x + C_3 \cdot \sinh k \cdot x + C_4 \cdot \cosh k \cdot x \quad (10-15)$$

Konstante  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  i  $C_4$  određuju se iz rubnih uvjeta. Isto tako za vratilo koje slobodno leži na dva oslonca:

- 1)  $y = 0$  za  $x = 0$ ;
- 2)  $y = 0$  za  $x = 1$ ;
- 3)  $y'' = 0$  za  $x = 0$ ;
- 4)  $y'' = 0$  za  $x = 1$ .

Dva posljednja uvjeta slijede iz činjenice da su savojni momenti u osloncima jednaki nuli.

Iz prvog uvjeta slijedi:  $C_2 + C_4 = 0$  (a)

Iz trećeg uvjeta slijedi:  $-C_2 + C_4 = 0$  (b)

Iz drugog uvjeta slijedi:  $C_1 \cdot \sin k \cdot l + C_2 \cdot \cos k \cdot l + C_3 \cdot \sinh k \cdot l + C_4 \cdot \cosh k \cdot l = 0$  (c)

Iz četvrtog uvjeta slijedi:  $-C_1 \cdot \sin k \cdot l - C_2 \cdot \cos k \cdot l + C_3 \cdot \sinh k \cdot l + C_4 \cdot \cosh k \cdot l = 0$  (d)

Oduzimajući jednadžbu (b) od jednadžbe (a) dobiva se  $C_2 = 0$ . U skladu s tim  $C_4 = 0$ .

Jednadžbe (c) i (d) poprimaju oblik:

$$C_1 \cdot \sin k \cdot l + C_3 \cdot \sinh k \cdot l = 0$$

$$-C_1 \cdot \sin k \cdot l + C_3 \cdot \sinh k \cdot l = 0$$

Zbrajanjem posljednje dvije jednadžbe dobiva se  $C_3 = 0$ , a međusobnim se oduzimanjem dobiva  $C_1 \cdot \sin k \cdot l = 0$ , odn.  $\sin k \cdot l = 0$ . Ta posljednja jednadžba je zadovoljena ako je:

$$k \cdot l = i \cdot \pi \quad (10-16)$$

gdje je  $i$  bilo koji cijeli broj (1,2, 3, ....). Iz jednadžbe (10-14) dobiva se izraz za kritičnu kutnu brzinu:

$$\omega_k = (i \cdot \pi)^2 \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot l^3}} \quad (10-17)$$

gdje  $m = m_1 \cdot l$  masa cijelog vratila. Jednadžba elastične linije vratila uz uzimanje u obzir činjenice da je  $C_2 = C_3 = C_4 = 0$  poprima oblik:

$$y = C_1 \cdot \sin k \cdot l$$

ili uz korištenje jednadžbe (10-16):

$$y_1 = C_1 \cdot \sin \frac{\pi x}{l}, \quad y_2 = C_1 \cdot \sin \frac{2\pi x}{l}, \quad y_3 = C_1 \cdot \sin \frac{3\pi x}{l}, \quad \dots$$

Otuda je vidljivo, da je elastična linija kod vibracija vratila sinusoida. Kod vibracija prvog tona ( $i = 1$ ) vratilo nema čvornih točaka, kod vibracija drugog tona ( $i = 2$ ) postoji jedna čvorna točka te su po dužini vratila smještene dva poluvala, kod vibracija trećeg tona ( $i = 3$ ) zapažaju se dvije čvorne točke, itd., kako prikazuje sl.10.7. Omjeri kritičnih brzina vrtnje za različite oblike vibriranja za vratilo analiziranog tipa su:

$$\omega_{k1} : \omega_{k2} : \omega_{k3} : \dots = 1 : 2^2 : 3^2 : \dots$$

Jednadžba (10-17) može se napisati u obliku:

$$\omega_k = \beta \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot l^3}} \quad (10-18)$$

ili:

$$n_k = 29,9\beta \sqrt{\frac{E \cdot I}{G \cdot l^3}} \quad (10-19)$$

gdje  $G$  - težina vratila;

$E$  - modul elastičnosti materijala vratila;

$l$  - dužina vratila;

$I$  - moment inercije poprečnog presjeka vratila.

Jednadžba (10-18) i jednadžba (10-19) mogu se koristiti i za druge izvedbe oslonaca vratila. Veličina koeficijenta  $\beta$  za vratila s različitim izvedbama oslonaca (ali koja leže samo na dva oslonca na svojim krajevima) i omjeri između kritičnih brojeva okretaja kod različitih oblika vibriranja dani su u tablici 10.1. Progib  $y_0$  vratila izazvan statičkim opterećenjem zbog vlastite mase računa se po jednadžbama:

$$y_{01} = \frac{5}{384} \frac{G \cdot l^3}{E \cdot I}; \quad y_{02} = \frac{1}{384} \frac{G \cdot l^3}{E \cdot I}; \quad y_{03} = 0,00542 \frac{G \cdot l^3}{E \cdot I}$$

gdje indeksi 1,2,3 odgovaraju broju reda u tablici 10.1.

Uspoređujući te jednačbe s jednačbom (10-19) mogu se dobiti sljedeće jednačbe za najmanji kritični broj okretaja vratila konstantnog promjera uz različite izvedbe oslonaca.

$$\text{a) oba oslonca pomična: } n_k = \frac{33,8}{\sqrt{y_{01}}} \quad (10-20.a)$$

$$\text{b) oba oslonca nepomična: } n_k = \frac{34,2}{\sqrt{y_{02}}} \quad (10-20.b)$$

$$\text{c) jedan oslonac pomičan, a drugi nepomičan: } n_k = \frac{34,1}{\sqrt{y_{03}}} \quad (10-20.c)$$

Za vratilo s jednim diskom kod kojeg je zanemarena masa vrijedi analogna jednačbi (10-10). Brojčane se vrijednosti koeficijenta u sve tri jednačbe veoma malo međusobno razlikuju. Za rotore višestupanjskih turbina (uz uzimanje u obzir mase diskova i vratila) taj je koeficijent približno jednak 31,0. Pretpostavljajući tu vrijednost koeficijenta, lako je odrediti (no svakako približno) kritični broj okretaja vratila na temelju njegovog statičkog progiba.

### 10.3. Određivanje kritičnog broja okretaja vratila konstantnog promjera s jednim ili nekoliko diskova

Za približno određivanje kritičnog broja okretaja vratila s diskom (uz uzimanje u obzir mase vratila) može poslužiti prvo empirijski, a potom i analitičkim izvodom potvrđena jednačba:

$$\frac{1}{n_k^2} = \frac{1}{n_0^2} + \frac{1}{n_1^2} \quad (10-21)$$

gdje  $n_0$  - kritični broj okretaja samog vratila bez diska;

$n_1$  - kritični broj okretaja vratila s diskom uz zanemarivanje mase samog vratila;

$n_k$  - kritični broj okretaja realnog vratila s diskom.

Ako se u jednačbu (10-21) uvrsti umjesto  $n_0$  njegova vrijednost po jednačbi (10-20.a), a umjesto  $n_1$  njegova vrijednost po jednačbi (10-10) dobiva se:

$$\frac{1}{n_k^2} = \frac{y_{01}}{33,8^2} + \frac{y_0}{29,9^2}$$

Pošto je obično  $y_0$  znatno veće od  $y_{01}$  neće se učiniti velika greška ako se broj 33,8 u prvom članu zamijeni s 29,9, pa se tada dobiva:

$$n_k = \frac{29,9}{\sqrt{y_{01} + y_0}} \quad (10-22)$$

tj. dobivena je jednačba, koja je analogna jednačbi (10-10), gdje u nazivniku stoji ukupni progib, uvjetovan kako masom diska tako i masom vratila. Jednačba (10-21) primjenjuje se i za višestupanjske turbine s konstantnim promjerom vratila. U tom se slučaju ona piše u sljedećem obliku:

$$\frac{1}{n_k^2} = \frac{1}{n_0^2} + \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + \frac{1}{n_3^2} + \dots \quad (10-23)$$

gdje su  $n_1, n_2, n_3$ , itd., kritični brojevi okretaja vratila samo s prvim, samo s drugim, samo s trećim diskom, itd.  $n_0$  se određuje po jednoj od jednačbi (10-20), a  $n_1, n_2, n_3$  po jednačbi (10-12) s jednom od vrijednosti koeficijenta  $p$  ovisno o položaju danog diska s obzirom na oslonce.

Točnost jednadžbe (10-21) i jednadžbe (10-23) kreće se u granicama 3 do 10%, pri čemu je stvarni kritični broj okretaja obično viši nego dobiveni po tim jednadžbama.

#### 10.4. Energetska metoda proračuna vratila višestupanjskih turbina

U većini slučajeva vratila parnih turbina imaju po dužini promjenjivi promjer i opterećena su nizom diskova. Za određivanje kritičnog broja okretaja takvog vratila može se koristiti diferencijalna jednadžba (10-13), koja se za promjenjivi promjer vratila može napisati u obliku:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( E \cdot I \frac{d^2 y}{dx^2} - m_1 \cdot y \cdot \omega^2 \right) = 0$$

gdje je  $m_1$  masa jedinice dužine vratila.

Ta se jednadžba može riješiti numeričkom integracijom, npr. metodom uzastopnih približenja. Treba isto tako zamijetiti da analitičko rješenje omogućava određivanje kritičnog broja okretaja ne samo prvog tona, nego i viših tonova. Osim toga omogućava pronalaženje kritične brzine vratila koja su oslonjena na više oslonaca, a također i vratila koja su povezana polukrutim spojkama. Odredit će se vlastita frekvencija vibracija vratila (prvi kritični broj okretaja) energetskom metodom. Vlastita se frekvencija vibracija po energetskoj metodi određuje iz uvjeta ravnoteže potencijalne i kinetičke energije rotora za period vibriranja.

Ako je krivulja progiba izabrana nepravilno, to će proračunom određena frekvencija vibracija biti viša nego stvarna. Na taj način, proračun bi trebalo provesti za nekoliko krivulja progiba te se zaustaviti na toj varijanti koja daje najnižu frekvenciju vibracija. U potpunosti se po točnosti zadovoljavajući rezultat dobiva, ako se za krivulju progiba vratila prihvati elastična linija koja je uvjetovana djelovanjem statičkog opterećenja. Neka su sile zbog vlastite mase (težine) diskova  $G_1, G_2, G_3$ , itd., a progibi ispod diskova  $y_1, y_2, y_3$ , itd., sl.10.8.a. Potencijalna energija deformacije vratila, koja se javlja za vrijeme maksimalnog otklona od ravnotežnog položaja je:

$$\Pi = 0,5(G_1 \cdot y_1 + G_2 \cdot y_2 + G_3 \cdot y_3 + \dots) \quad (10-24)$$

Udaljenosti težišta diskova od ravnotežnog položaja u bilo kojem trenutku za vrijeme vibriranja su:

$$y_1 \cdot \sin \lambda \cdot t ; \quad y_2 \cdot \sin \lambda \cdot t ; \quad y_3 \cdot \sin \lambda \cdot t$$

gdje  $\lambda$  - kružna frekvencija vibriranja;

$t$  - vrijeme.

Kad diskovi prolaze kroz ravnotežni položaj, njihove brzine postižu najveće vrijednosti:

$$\left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)_{max} = y_1 \cdot \lambda ; \quad y_2 \cdot \lambda ; \quad y_3 \cdot \lambda ; \quad \dots$$

Kinetička energija rotora u tom trenutku je:

$$T = \sum \frac{m}{2} \left( \frac{\partial y}{\partial x} \right)_{max}^2 = \frac{\lambda}{2} (m_1 \cdot y_1^2 + m_2 \cdot y_2^2 + m_3 \cdot y_3^2 + \dots) \quad (10-25)$$

gdje su  $m, m_1, m_2, m_3$  masa vratila i njegovih dijelova.

Jednadžba (10-24) i jednadžba (10-25) određuju maksimalne vrijednosti potencijalne i kinetičke energije za vrijeme vibriranja. Njihovim međusobnim izjednačavanjem određuje se kružna frekvencija vibracija, tj. kritična kutna brzina:

$$\lambda = \omega_k = \sqrt{\frac{\sum G \cdot y}{\sum m \cdot y^2}}$$

i kritični broj okretaja u minuti:

$$n_k = \frac{30\omega_k}{\pi} = 9,55 \sqrt{\frac{\sum G \cdot y}{\sum m \cdot y^2}} \quad (10-26)$$

Vidljivo je da za određivanje prvog kritičnog broja okretaja (frekvencije vibracija prvog tona) potrebno je definirati odgovarajući oblik elastične linije vratila, koji karakteriziraju najveće u usporedbi s drugima veličine progiba. Tako prema sl.10.8 slijedi da za određivanje prvog kritičnog broja okretaja treba odabrati oblik a) elastične linije, jer kod drugog tona vibracija elastična linija ima oblik b) s nižim vrijednostima progiba i s različitim smjerovima centrifugalnih sila s obje strane od čvorne točke. Za konzolno uležišteno vratilo, sl.10.9, najveći se progibi i u skladu s tim prvi kritični broj okretaja dobiva kod oblika a) elastične linije, koji karakteriziraju suprotno usmjerene sile. Oblik b) s istosmjernim djelovanjem sila odgovara drugom kritičnom broju okretaja. Zbog toga kod proračuna konzolno ili vratila uležištenih na više oslonaca (čiji je broj veći od dva) treba pretpostaviti smjer djelujućih sila međusobno suprotnim prilikom prijelaza preko uležištenja.

Određivanje progiba vratila najjednostavnije je provesti grafičkom metodom koja je prikazana na sl.10.10 i koja se sastoji u sljedećem. Neka je zadano vratilo kao na sl.10.10. Ono se sastoji od tri dijela čiji su promjeri  $d_1$ ,  $d_2$  i  $d_3$ . Vratilo je opterećeno s četiri sile:  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$  i  $G_4$ . Te su sile uvjetovane kako masom diskova tako i masom dijelova samoga vratila. Vratilo se crta u određenom mjerilu jednakom 1:  $m$ , tj. 1 cm na crtežu odgovara  $m$  cm u prirodi.

Ispod sheme vratila crta se dijagram savojnih momenata, sl.10.10.c. Njegov odgovarajući poligon sila prikazan je na sl.10.10.b. Mjerilo sila je uzeto  $p$  kN/cm (tj. 1 cm na crtežu odgovara  $p$  kN). Polno rastojanje  $H$ , odabire se proizvoljno. U mjerilu sila ono odgovara  $p \cdot H$ , kN. Savojni se moment u bilo kojoj točki vratila može odrediti množenjem odgovarajuće ordinate dijagrama savojnih momenata  $z$ , izmjerene u mjerilu dužine  $m$ , s polnim rastojanjem  $H$ , mjerenim u mjerilu sile  $p$ , tj.:

$$M = m \cdot z \cdot p \cdot H_1 \quad (10-27.a)$$

Zbog uzimanja u obzir promjenjivosti promjera vratila uzima se jedan od njegovih dijelova (s najvećim promjerom  $d$ ) kao osnovni te se povećavaju ordinate drugih dijelova dijagrama savojnih momenata s omjerom momenata inercije presjeka vratila  $I/I_x$ , gdje je  $I$  moment inercije vratila promjera  $d$ . Na taj se način, na prvom dijelu vratila ordinate dijagrama savojnih momenata povećavaju  $(d/d_1)^4$  puta, a na trećem dijelu  $(d/d_2)^4$  puta. Na isti se način može postupiti i kod uzimanja u obzir promjenjivosti temperature vratila, koja utječe na veličinu modula elastičnosti. Odabirući za proračunski modul  $E$ , modul bdo kojeg dijela (pogodno je uzeti isti taj dio čiji promjer  $d$  je uzet kao osnovni), tada treba pomnožiti ordinate ostalih dijelova dijagrama s  $E/E_x$ , gdje je  $E_x$  modul elastičnosti danog dijela. Vrijednosti modula elastičnosti za različite temperature za određene čelike mogu se pronaći u tablicama.

Za konstruiranje elastične linije vratila treba izmjeriti površinu dijagrama savojnih momenata. U tu se svrhu površina dijela na niz dijelova (površine isprugane u suprotnim smjerovima) i u težište svakog od dijela pridodaje se fiktivna sila  $R$  koja je jednaka površini pripadajućeg dijela u  $\text{kNm/cm}^2$ . Ako je površina dijela u mjerilu crteža jednaka  $f$  cm to je veličina sile:

$$R = m^2 \cdot f \cdot p \cdot H_1 \quad (10-27.b)$$

Samu konturu dijagrama savojnih momenata nije potrebno mijenjati kao što je to učinjeno na sl.10.10.c. Apscisa težišta dijela se ne mijenja pri proporcionalnom povećanju ordinate dijela. Zbog

toga je potrebno množiti s  $(d/d_x)^4$ , ili također s  $E/E_x$  površine dijelova, ne povećavajući ordinate površina. Dijelovi na koje se dijeli površina savojnih momenata su trokuti, trapezi ili peterokuti. Težište trapeza najlakše je odrediti grafički kako je to prikazano na sl.10.11. Povlači se crta  $MN$  koja spaja sredine paralelnih stranica: odrezak  $BE$  je jednak dužoj osnovici trapeza, a odrezak  $CF$  je jednak kraćoj osnovici trapeza. Težište leži na presjecištu  $EF$  i  $MN$ . Apscisu težišta peterokutnika  $ABCDE$ , sl.10.12, može se odrediti po jednadžbi:

$$x_0 = \frac{1}{3} \frac{(2z_2 + z)x_2^2 - (2z_1 + z)x_1^2}{(z_2 + z)x_2 - (z_1 + z)x_1} \quad (10-28)$$

Poligon fiktivnih sila, sl.10.10.d, za određivanje elastične linije nanosi se u mjerilu 1 cm  $q$  kNcm<sup>2</sup>. Polna udaljenost  $H_2$  treba biti jednaka  $E \cdot I$ , pa uz odabrano mjerilo:

$$H_2 = E \cdot I / q$$

Pošto je ta veličina obično dosta velika i ne može se prikazati na crtežu, umanjuje se  $r$  puta, pa na taj način:

$$H_2 = E \cdot I / q \cdot r$$

Zbog toga će progibi vratila na crtežu biti ne u mjerilu 1:  $m$  već u povećanom mjerilu 1:  $(m/r)$ . Odredivši elastičnu liniju, sl.10.10.e, određuju se progibi vratila  $y_1, y_2, y_3$  i  $y_4$  u točkama djelovanja sila  $G_1, G_2, G_3$  i  $G_4$ . S crteža izmjerene veličine progiba treba pomnožiti s  $(m/r)$ , što na kraju predstavlja stvarne progibe vratila. Veličine  $G, y, y^2, G \cdot y, m \cdot y^2$  unose se u tablicu, određuju se zatim vrijednosti  $\sum G \cdot y$  i  $\sum m \cdot y^2$ , što na kraju daje mogućnost da se po jednadžbi (10-26) odredi kritični broj okretaja.

U prethodnom proračunu nije uzet u obzir utjecaj krutosti glavina diskova navučenih na vratilo, žiroskopski efekt rotirajućih diskova te neki drugi faktori o kojima će u narednom poglavlju biti govora. Kod određivanja kritičnog broja okretaja monoblok rotora, gdje su diskovi izrađeni zajedno s vratilom, može se uzeti u obzir povećanje krutosti vratila zbog djelovanja diskova dodavanjem na promjer vratila debljine diska.

## 10.5. Utjecaj sporednih faktora na kritični broj okretaja vratila

Iz prethodno izloženog vidljivo je da osnovni faktor, koji određuje kritični broj okretaja vratila je oblik njegove elastične linije progiba, koja ovisi o opterećenju vratila, tipu i razmještanju oslonaca te o krutosti vratila. Kod toga je zanemaren utjecaj niza sporednih faktora, iako se neki od njih uz određene uvjete ne mogu smatrati sporednima. Dalje će se ukratko analizirati ti faktori.

### 10.5.1. Utjecaj poprečne sile

Poprečne se sile mogu zanemariti samo kod vratila, kod kojih su dimenzije poprečnih presjeka vratila male u usporedbi s dužinom. Na sl.10.13 dana je ovisnost  $(\omega_k' / \omega_k)$  o  $l/d$  za vratilo kružnog presjeka konstantnog promjera na dva pomična oslonca s jednom koncentriranom silom između njih gdje je:

$\omega_k'$  - vlastita frekvencija vibracija uz uzimanje u obzir poprečnih sila;

$\omega_k$  - vlastita frekvencija vibracija bez uzimanja u obzir tih sila;

$l$  - dužina vratila;

$d$  - promjer vratila;

$\varphi = a/l$ , gdje je  $a$  udaljenost koncentrirane sile od danog oslonca.

Uzimanje u obzir utjecaja poprečnih sila ima smisla i za duga vratila kod određivanja vlastitih frekvencija vibracija viših tonova, kada dijelovi između čvornih točaka postaju sve kraći.

### 10.5.2. Utjecaj aksijalne (uzdužne) sile i zakretnog momenta

Utjecaj aksijalne sile, koja je uvijek prisutna kod turbinskih vratila, na vlastitu frekvenciju vibracija prvog tona može se izraziti jednadžbom:

$$\omega_k' = \sqrt{1 \pm \frac{P}{P_{kr}}} \quad (10-29)$$

gdje  $\omega_k'$  - vlastita frekvencija vibracija uz prisutnost uzdužnih sila;  
 $\omega_k$  - vlastita frekvencija vibracija bez uzimanja u obzir uzdužnih sila;  
 $P$  - veličina uzdužne sile;  
 $P_{kr}$  - kritična sila za uzdužno savijanje u ravnini vibriranja.

U slučaju razvlačenja vratila odabire se pozitivni predznak pod korijenom, a u slučaju sabijanja negativni predznak, tj. vlačna sila povisuje, a tlačna snižava kritični broj okretaja. Za većinu slučajeva ta je korekcija zanemarivo mala. Također je beznačajan utjecaj zakretnog momenta, koji općenito govoreći, snižava vrijednost kritičnog broja okretaja:

$$\omega_k' = \omega_k \left[ 1 - b \left( \frac{\tau}{E} \frac{l}{d} \right)^2 \right] \quad (10-30)$$

gdje  $b$  - koeficijent koji ovisi o konstrukciji oslonaca i načinu opterećenja vratila;  
 $\tau$  - torzijsko naprezanje;  
 $E$  - modul elastičnosti materijala vratila.

### 10.5.3. Utjecaj konstrukcije ležaja

Zbog toga što između blazinice ležaja i rukavca vratila uvijek postoji zazor, obično se ležaji analiziraju kao pomični oslonci s radijalnom silom koja djeluje u točki po sredini širine ležaja. Isto se tako kod širih ležaja te značajnog progiba vratila i malih zazora u ležaju rukavac može osloniti na unutarnji rub blazinice, što smanjuje rastojanje između oslonaca i povisuje kritični broj okretaja.

S druge se strane, kod samoudešavajuće (pomoću kugle) blazinice može smatrati da je opterećenje kod ležaja ravnomjerno raspoređeno po njegovoj širini. U tom se slučaju kritični broj okretaja nešto snižava. Obično se utjecaj konstrukcije ležaja na kritični broj okretaja može zanemariti.

### 10.5.4. Utjecaj diskova navučenih na vratilo s prednaprežanjem

Masivne glavine diskova, koji su navučeni na vratilo s prednaprežanjem, povisuju krutost vratila, a samim time i kritični broj okretaja. No pošto između diskova postoje zazor, to ipak utjecaj diskova na kritični broj okretaja nije tako velik kao što bi se moglo očekivati. Obično se preporuča sljedeća metoda za određivanje elastične linije vratila uz uzimanje u obzir navučenih diskova.

Za vratilo s  $n$  diskova prvo se određuje elastična linija vratila bez uzimanja u obzir sila zbog mase diskova (puna krivulja na sl.10.14). Zatim se određuje veličina  $\Delta y$  koja predstavlja smanjenje progiba u bilo kojoj točki na rastojanju  $x$  od oslonca izazvano navučenim diskovima:

$$\Delta y = \frac{l-x}{l} \sum_1^i \left[ (1-x) \cdot a \cdot h \cdot \frac{M}{I \cdot E} \right]_i + \frac{x}{l} \sum_k^n \left[ (1-x)(l-a) \cdot h \cdot \frac{M}{I \cdot E} \right]_i \quad (10-31)$$

gdje  $M$  - savojni moment na mjestu gdje je navučen pojedini od diskova (određuje se iz momentnog dijagrama);  
 $I$  - moment inercije vratila na tom istom mjestu;  
 $h$  - debljina diska (glavine);



$a$  - udaljenost između osi određenog diska i oslonca;  
 $x$  - koeficijent koji se očitava iz dijagrama na sl.10.15 na temelju omjera debljine diska (glavine) i promjera vratila; za monoblok rotore treba koristiti koeficijent  $x_v$ , a za diskove koji su navučeni na vratilo koeficijent  $x_m$ .

S prvim su pribrojnikom u jednadžbi (10-31) uključeni svi diskovi od prvog do  $i$ -tog za koje je  $a < x$ , a s drugim diskovi od  $k$ -tog do  $n$ -tog za koje je  $a > x$ . Izračunavši  $\Delta y$  za nekoliko vrijednosti  $x$ , konstruira se stvarna elastična linija s progibima:

$$y_r = y - \Delta y$$

(crtkana krivulja na sl.10.14) i na temelju nje se određuje na uobičajeni način pomoću energetske metode kritični broj okretaja vratila. Za monoblok rotore može se približno uzeti u obzir utjecaj diskova povećanjem promjera vratila ispod diska za debljinu diska.

### 10.5.5. Utjecaj elastičnosti oslonaca i kućišta

Kod određivanja kritičnog broja okretaja vratila smatralo se, da se ono oslanja na apsolutno krute oslonce. Isto tako su često krutost oslonaca i rotora međusobno podjednaki. U tom slučaju navedena pretpostavka dovodi do značajnog odstupanja proračunate i stvarne vrijednosti kritičnog broja okretaja. Navedenu činjenicu treba uvažavati kod određivanja kritičnog broja okretaja rotora kako manjih turbina, tako i turboagregata velike snage.

Kritični broj okretaja rotora na elastičnim osloncima (bez uzimanja u obzir žiroskopskog efekta) može se odrediti po jednadžbi:

$$n_k = \frac{29,9}{\sqrt{y}} = \frac{29,9}{\sqrt{y_0 + y_1}} \quad (10-32)$$

gdje  $y_0 = G/P$  - progib vratila u točki pričvršćenja diska;  
 $y_1$  - pomak te iste točke izazvan deformacijom oslonaca;  
 $G$  - sila uslijed vlastite mase diska;  
 $P$  - krutost vratila, izračunata po jednadžbi (10-11).

Veličina  $y_1$  određuje se na sljedeći način. Pomak  $v$  elastičnog oslonca koji ima krutost  $P_0$  pod djelovanjem reakcije  $R$  je:

$$v = \frac{R}{P_0}$$

Pošto  $y_1 = v(l - a)/l$ , a  $R = G(l - a)/l$ , to je:

$$y_1 = \frac{G}{P_0} = \frac{(l - a)^2}{l^2} = \frac{G}{P_0} (1 - \varphi)^2 \quad (10-33)$$

gdje  $\varphi = a/l$ .

Koristeći jednadžbu (10-10), jednadžbu (10-32) i jednadžbu (10-33) dobiva se:

$$\frac{n_k'}{n_k} = \sqrt{\frac{1}{1 + (y_0 + y_1)}} = \sqrt{\frac{1}{1 + (P/P_0)(1 - \varphi)^2}} \quad (10-34)$$

Ovisnost  $n_k'/n_k$ , određena po jednadžbi (10-34), prikazana je na sl.10.16. Iz dijagrama slijedi, da se kod krutosti oslonca koja je blizu krutosti vratila, kritični broj okretaja posljednjeg znatno snižava. Ako oslonci imaju u dva međusobno okomita smjera nejednoliku krutost, to će vratilo s jednim

diskom imati dva različita kritična broja okretaja. Krutost oslonca kojeg predstavlja klizni ležaj sastoji se od krutosti oslonca i krutosti uljnog filma, koji nastaje između rukavca vratila i blazinice ležaja.

Najtočnije se vrijednost krutosti oslonca može odrediti samo eksperimentalno. U tu se svrhu u procijep ležaja ugrađuje specijalni vibrator, koji pobuđuje na vibriranje oslonac. Mjereći amplitudu vibracija oslonca kod blazinice, uz poznatu veličinu sile, koja pobuđuje vibracije, te njenu frekvenciju, proračunski se može odrediti tražena krutost oslonca.

Krutost uljnog filma, koja je različita u vertikalnom ( $c'$ ) i horizontalnom ( $c''$ ) smjeru, može se odrediti prema jednadžbama:

$$c' = \frac{G}{\delta} \bar{c}'; \quad c'' = \frac{G}{\delta} \bar{c}''$$

gdje  $G$  - sila uslijed vlastite mase rotora;

$\delta$  - dijametralni zazor između rukavca vratila i blazinice.

Koeficijenti uljnog filma  $\bar{c}'$  i  $\bar{c}''$  određuju se iz dijagrama koji je dan na sl.10.17 u ovisnosti o veličini  $\chi$  (pogledati poglavlje o ležajima).

Utjecaj uljnog filma u stvarnosti je složeniji, nego što je rečeno. Njegovo prisutnost u određenim uvjetima dovodi do nestabilnog rada rotora, tj. pojave samouzbudnih vibracija, koja do ovog trenutka nije u potpunosti razjašnjena. U nekim slučajevima, kod nedovoljne (u usporedbi s rotorom) krutosti kućišta turbine moguće su međusobno povezane vibracije sustava rotor - kućište. Kod toga ne samo da se mijenja vrijednost kritičnih brojeva okretaja, već se pojavljuju i nova rezonantna stanja sustava.

#### 10.5.6. Utjecaj žiroskopskog efekta

Ako je disk smješten na sredini vratila na dva oslonca to se kod progiba vratila položaj srednje ravnine diska ne mijenja: ona je okomita na tangentu  $x - x$  elastične linije vratila, a sama tangenta je paralelna s pravcem  $AB$  koji prolazi kroz centar ležaja i predstavlja geometrijsku os vratila, sl.10.18. Samo u tom slučaju, kada kod progiba vratila srednja ravnina diska ostaje okomita na pravac  $AB$ , važe svi prethodno dani izvodi. Ako zbog progiba vratila srednja ravnina diska nije više okomita na geometrijsku os vratila, to se kod rotacije javlja žiroskopski moment koji utiče na veličinu kritičnog broja okretaja vratila.

Elementarna veličina tog momenta je:

$$\Delta M = \Delta C \cdot x$$

gdje  $\Delta C$  - centrifugalna sila elementa mase diska, sl.10.19;

$x$  - udaljenost od točke djelovanja te sile do osi koja je okomita na geometrijsku os vratila i prolazi kroz težište .

Žiroskopski moment izaziva vibracije osi  $AOB$  vratila, kod kojih svaka točka te osi opisuje eliptičku ili kružnu trajektoriju, U specijalističkoj literaturi postoje dokazi, da se takva trajektorija dobiva kao rezultat složenog gibanja rotirajućeg vratila u dvije međusobno okomite ravnine. U isto vrijeme dok rotor turbine rotira oko savijene osi  $AOB$  vratila, sama os rotira oko geometrijske osi  $AB$ . Takvo se gibanje naziva *precesija*. Brzina i smjer rotacije elastične linije vratila (osi  $AOB$ ) mogu se razlikovati od smjera i brzine rotacije rotora. Ako se smjerovi obje rotacije podudaraju govori se o *direktnoj precesiji*, a u suprotnom slučaju o *obrnutoj precesiji*. Ako su kutne brzine rotacije rotora i elastične linije jednake govori se o *sinkronoj precesiji*. Najčešće se javlja *direktna sinkrona precesija*: kružna frekvencija vibracija elastične linije izazvana je neuravnoteženosti rotora i podudara se s brojem okretaja rotora. Ne isključuje se i mogućnost *obrnute sinkrone precesije*, ali uz uvjet da djeluje neka vanjska sila, koja izaziva vibracije elastične linije. Utjecaj žiroskopskog momenta osobita je značajan kod rotora s konzolno smještenim diskom, a također i kod turbina s jednim diskom ako se rastojanja od diska do ležaja međusobno bitno razlikuju, sl.10.19.

Kod simetrično smještenog diska s obzirom na oslonce, sl.10.18, žiroskopski je moment jednak nuli. Kod višestupanjskih turbina kod kojih diskovi nisu gusto smješteni jedan do drugoga i omjer između dužine vratila koju zauzimaju diskovi i ukupne dužine vratila je malen, žiroskopski efekt obično se ne uzima u obzir. Ako se uzme da se težište diska podudara s točkom  $O$ , to centrifugalna sila mase  $m$  diska, koji rotira s kutnom brzinom  $\omega$  oko geometrijske osi  $AB$  je:

$$P = \sum \Delta C = m \cdot y \cdot \omega^2 \quad (10-35)$$

gdje  $y$  - progib vratila u točki  $O$ .

Žiroskopski se moment diska u općem slučaju izražava jednadžbom

$$J = \theta \cdot \omega^2 \cdot \alpha \quad (10-36)$$

gdje je za slučaj direktne precesije:

$$\theta = -(\theta_p - \theta_0) \quad (10-37)$$

a za slučaj obrnute precesije:

$$\theta = \theta_p + \theta_0 \quad (10-38)$$

gdje  $\theta_p$  - polarni moment inercije diska s obzirom na os  $x - x$ ;

$\theta_0$  - ekvatorijalni moment inercije diska s obzirom na promjer koji prolazi kroz točku  $O$ .

Žiroskopski moment je pozitivan u slučaju obrnute precesije, tj. savija vratilo u istom smjeru kao i statičko opterećenje (povećava veličinu progiba). Žiroskopski moment je negativan u slučaju direktne precesije i tada smanjuje progib vratila izazvan statičkim opterećenjem. Zbog toga su u jednadžbi (10-37) i jednadžbi (10-38) vrijednosti  $\theta$  uzete s odgovarajućim predznacima. Pošto žiroskopski moment utječe na veličinu progiba vratila, to će stvarni kritični broj okretaja biti drugačiji, nego dobiveni bez uzimanja u obzir žiroskopskog efekta. Njegova prisutnost kod direktne sinkrone precesije povisuje kritični broj okretaja vratila, a kod obrnute precesije proračunom se dobivaju dva kritična broja okretaja, jedan niži, a drugi viši nego broj okretaja određen bez uzimanja žiroskopskog efekta.

Zbog toga izložena energetska metoda određivanja kritičnog broja okretaja nije pogodna kod prisutnosti žiroskopskog efekta. Postoji grafička metoda proračuna vratila po Stodoli, koja se može primijeniti za proračun kritičnog broja okretaja kako uz prisutnost žiroskopskog momenta tako i bez njega. Ona je izložena u sljedećem poglavlju.

## 10.6. Proračun kritičnog broja okretaja uz uzimanje u obzir žiroskopskog efekta diskova

Metoda Stodole temelji se na pretpostavci navedenoj u prvom poglavlju da se kod kritičnog broja okretaja rotor nalazi u stanju indiferentne ravnoteže i u skladu s tim progib vratila može poprimiti bilo koju vrijednost. Pretpostavljajući krivulju progiba rotora tako da ona u većoj ili manjoj mjeri odgovara razmještaju opterećenja i konstrukciji ležaja, mogu se odrediti veličine centrifugalne sile i žiroskopskih momenata po jednadžbi (10-35) i jednadžbi (10-36). Kod toga se veličine progiba i kuta nagiba tangente na elastičnu liniju  $\alpha$  uzimaju direktno iz crteža, dok se kutna brzina  $\omega_k$  uzima proizvoljnom. Nakon što se odrede sile  $P$  i momenti  $J$  konstruira se nova krivulja progiba rotora, čije su ordinate označene s  $y'$ . Prema jednadžbi (10-10):

$$\frac{\omega_k'^2}{\omega_k^2} = y/y'$$

tj. stvarna kritična brzina je:

$$\omega'_k = \omega_k \sqrt{y/y'} \quad (10-39)$$

Ta je jednačba ispravna samo za slučaj kada je nova krivulja progiba geometrijski slična prethodno pretpostavljenoj, tj. u svim su točkama vratila progibi  $y'_1, y'_2, y'_3$ , itd., proporcionalni ranije uzetim  $y_1, y_2, y_3$ , itd. Zbog provjere mjere se progibi  $y_i$  i  $y'_i$  u jednoj te istoj točki vratila te se određuje:

$$\omega'_k = \omega_k \sqrt{y_i/y'_i}$$

i množe ordinate krivulje  $y'$  s omjerom  $(\omega'_k/\omega_k)^2$ . Ako se na taj način dobivena krivulja podudara s ranije pretpostavljenom to je  $\omega_k$  stvarni kritični broj okretaja. U protivnom slučaju treba ponoviti proračun uzimajući za polaznu krivulju elastičnu liniju s progibima  $y'$ . Ta je metoda primijenjena na vratilu koje je prikazano na sl.10.20. a. Rotor se sastoji od tri diska i uležišten je na dva oslonca. Jedan je od diskova smješten na konzoli. Shema opterećenja prikazana je na sl.10.20.b, a manje ili više točno pretpostavljena elastična krivulja vratila na sl.10.20.c (za prvi kritični broj okretaja).

Centrifugalne sile  $P_1, P_2, P_3$  izračunate su prema jednačbi (10-23), gdje je  $m$  masa diska i pripadajućeg dijela vratila,  $y$  je ordinata elastične krivulje ispod danog diska, a  $\omega = \omega_k$  je pretpostavljena kutna brzina (npr.  $100 \text{ s}^{-1}$ ). Vrijednosti  $y$  mogu se uzimati prema njihovim prirodnim veličinama na crtežu u cm. Žiroskopski momenti  $J$  računaju se prema jednačbama (10-36) do (10-38) odvojeno za slučajeve direktne i obrnute precesije, pri čemu se kut  $\alpha$  mjeri sa sheme na sl.10.20.c u radijanima (kod kuta većeg od  $10^\circ$  u jednačbi (10-36) treba uvrstiti  $\tan \alpha$ ). Svaki se od momenata zamjenjuje s parom sila:

$$J = Q \cdot L$$

gdje je  $L$  širina glavine u cm. Iako se vratilo crta u mjerilu  $lim$ , za određivanje sila  $Q$  uzima se stvarna širina glavine. Kod nanošenja sila  $Q$  na shemu na sl.10.20.b potrebno je uzeti u obzir i njihov smjer prema pravilu: u slučaju direktne precesije žiroskopski moment smanjuje kut  $\alpha_1$ , a u slučaju obrnute ga povećava. Na sl.10.20.b prikazan je slučaj direktne precesije, momenti su izračunati prema jednačbi (10-36) i jednačbi (10-37) i predstavljeni parovima sila  $Q_1 - Q_1', Q_2 - Q_2'$  i  $Q_3 - Q_3'$ .

Na taj je način, kako prikazuje sl.10.20.b, vratilo opterećeno s pet sila koje su usmjerene prema gore i s četiri koje su usmjerene prema dolje. Dalje se konstruira poligon sila (sl.10.20.d) i dijagram savojnih momenata (sl.10.20.e). Crta  $mn$  prolazi kroz oslonce. Površina dijagrama (sl.10.20.e) dijeli se na dijelove, računa se njihova površina i svodi se na moment inercije jednog od dijela vratila, konstruira se poligon fiktivnih sila (10.20.f) uz uvažavanje predznaka savojnog momenta: na lijevoj su strani dijagrama sile  $R$  usmjerene prema gore, a na desnoj prema dolje. Na kraju se konstruira verižni poligon (sl.10.20.g) koji predstavlja elastičnu liniju vratila; os vratila je predstavljena crtom  $m_1n_1$ .

Progib vratila u bilo kojoj točki predstavljen je ordinatama  $y'$  s obzirom na crtu  $m_1n_1$ . Te ordinate trebaju biti proporcionalne ordinatama elastične krivulje c), tj. treba biti:

$$y_1':y_1 = y_2':y_2 = y_3':y_3$$

Ako to nije postignuto, proračun treba ponoviti s tim da je u drugom pokušaju krivulja sa sl.10.20.g polazna. Kritična se brzina računa prema jednačbi (10-39), gdje za  $y$  treba uzeti progib vratila prema krivulji na sl.10.20.c, izmjeren u cm crteža, a za  $y'$  stvarnu veličinu progiba u toj istoj točki prema krivulji na sl.10.20.g (uz uzimanje u obzir mjerila).

## 10.7. Određivanje kritičnog broja okretaja rotora na više oslonaca

Kritični broj okretaja vratila, koje predstavlja sustav rotora (dva do tri rotora turbine plus rotor generatora), koji su međusobno spojeni sa spojka različite konstrukcije, veoma je teško odrediti.

Danas se određivanje kritičnih brojeva okretaja takvih složenih konstrukcija pojednostavljuje korištenjem računala. Na potrebu određivanja kritičnog broja okretaja sustava rotora ukazuje činjenica zamijećena kod velikog broja konkretnih konstrukcija, a sastoji se u tome da se kritični broj okretaja sustava može značajno razlikovati od kritičnog broja okretaja pojedinog rotora. Analizirat će se osnove analitičkog proračuna kritičnog broja okretaja vratila na više oslonaca, a u pojedinačnom slučaju i na dva, pomoću metode koja se temelji na numeričkoj integraciji jednadžbe savijene osi vratila promjenjive krutosti:

$$E \cdot I \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad (10-40)$$

Ta je metoda primjenljiva za vratila čiji je promjer malen u usporedbi s njegovom dužinom. Prvo se sastavlja proračunska shema vratila. Ono se razbija po dužini na dijelove s konstantnom krutosti. U granicama pojedinog dijela vratilo se uzima kao da je bez mase, dok se njegova masa i masa diskova s lopaticama pridružuje proračunskim presjecima na krajevima dijelova, sl.10.21. Pretpostavlja se, da vratilo rotira s proizvoljnom kutnom brzinom  $\omega$  i da je kod toga progib u  $i$ -tom presjeku  $y_i$ .

Pošto se pretpostavlja da je u granicama dijela vratilo bez mase, dijagram poprečnih sila  $Q$  ima oblik kao na sl.10.22. U granicama dijela veličina  $Q$  ostaje konstantna, dok se u proračunskim presjecima mijenja skokovito za veličinu  $\Delta Q_i$  inercijske mase, smještene u danom presjeku:

$$\Delta Q_i = m_i \cdot y_i \cdot \omega^2 \quad (10-41)$$

Poprečna sila, koja djeluje na prvom dijelu, određuje se po jednadžbi:

$$Q_1 = Q_0 + \Delta Q_0 = Q_0 + m_0 \cdot y_0 \cdot \omega^2 \quad (10-42)$$

gdje  $Q_0$  - poprečna sila u početnom, nultom presjeku.

Uvažavajući, da je  $dM/dx = Q_1 = konst.$ , dobiva se izraz za savojni moment koji djeluje u granicama prvog dijela:

$$M = \int_0^x Q_1 dx + M_0 = Q_1 \cdot x + M_0 \quad (10-43)$$

Otuda:

$$M_1 = Q_1 \cdot \Delta x_1 + M_0 \quad (10-44)$$

$$Q_1 = (M_1 - M_0) / \Delta x_1 \quad (10-45)$$

Integracija jednadžbe (10-40) uz uvažavanje jednadžbe (10-44) daje jednadžbu za kut zakreta osi vratila  $\alpha$ :

$$\alpha = \frac{1}{(E \cdot I)_1} \int_0^x M dx + \alpha_0 = \frac{1}{(E \cdot I)_1} \left( Q_1 \frac{x^2}{2} + M_0 \cdot x \right) + \alpha_0 \quad (10-46)$$

Integracija jednadžbe (10-46) daje jednadžbu za progib vratila u granicama prvog dijela:

$$y = \int_0^x \alpha dx + y_0 = \frac{1}{(E \cdot I)_1} \left( Q_1 \frac{x^3}{6} + M_0 \cdot \frac{x^2}{2} \right) + \alpha_0 \cdot x + y_0 \quad (10-47)$$

Iz jednadžbi (10 - 45) do ( 10-47) može se odrediti vrijednost kuta zakreta  $\alpha_1$  i progiba vratila  $y_1$ , u presjeku  $I$ :

$$\alpha_1 = \beta_1 \left( \frac{M_0}{2} + \frac{M_1}{2} \right) + \alpha_0 \quad (10-48)$$

$$y_1 = \beta_1 \left( \frac{M_0}{3} + \frac{M_1}{6} \right) \cdot \Delta x_1 + \alpha_0 \cdot \Delta x_1 + y_0 \quad (10-49)$$

gdje  $\beta_1 = \Delta x_1 / (E \cdot I)_1$  - elastičnost prvog dijela vratila.

U jednadžbi (10-43), jednadžbi (10-48) i jednadžbi (10-49) s  $M_0$ ,  $\alpha_0$  i  $y_0$  označen je moment, kut zakreta i progib vratila u nultom presjeku. Koristeći dobivenu vrijednost progiba u presjeku  $I$  i jednadžbi (10-42), može se odrediti poprečna sila koja djeluje u granicama drugog dijela:

$$Q_2 = Q_1 + \Delta Q_1 = Q_1 + m_1 \cdot y_1 \cdot \omega^2 \quad (10-50)$$

Postupajući na isti način kao i kod određivanja veličina  $M_1$ ,  $\alpha_1$  i  $y_1$  pronalazi se:

$$M_2 = M_1 + Q_2 \cdot \Delta x_2 \quad (10-51.a)$$

$$\alpha_2 = \beta_2 \left( \frac{M_1}{2} + \frac{M_2}{2} \right) + \alpha_1 \quad (10-51.b)$$

$$y_2 = \beta_2 \left( \frac{M_1}{3} + \frac{M_2}{6} \right) \cdot \Delta x_2 + \alpha_1 \cdot \Delta x_2 + y_1 \quad (10-51.c)$$

Za  $n$ -ti presjek:

$$Q_n = Q_{n-1} + m_n \cdot y_n \cdot \omega^2 \quad (10-52.a)$$

$$M_n = M_{n-1} + Q_n \cdot \Delta x_n \quad (10-52.b)$$

$$\alpha_n = \beta_n \left( \frac{M_{n-1}}{2} + \frac{M_n}{2} \right) + \alpha_{n-1} \quad (10-52.c)$$

$$y_n = \beta_n \left( \frac{M_{n-1}}{3} + \frac{M_n}{6} \right) \cdot \Delta x_n + \alpha_{n-1} \cdot \Delta x_n + y_{n-1} \quad (10-52.d)$$

Od četiri veličine  $Q_0$ ,  $M_0$ ,  $\alpha_0$  i  $y_0$  u nultom presjeku poznate su samo dvije. Ako je vratilo u tom presjeku slobodno oslonjeno, to je  $y_0 = M_0 = 0$ ; ako je kruto ukliješteno onda je  $y_0 = \alpha_0 = 0$ ; na slobodnom konzolnom kraju vratila je  $Q_0 = M_0 = 0$ . Za slučaj na sl.10.21,  $y_0 = M_0 = 0$ . Zbog toga, izražavajući uzastopno  $Q_1$ ,  $M_1$ ,  $\alpha_1$ ,  $y_1$ , itd., preko početnih vrijednosti tih veličina, dolazi se do jednadžbi:

$$Q_n = a_n \cdot Q_0 + b_n \cdot \alpha_0 \quad (10-53.a)$$

$$M_n = c_n \cdot Q_0 + d_n \cdot \alpha_0 \quad (10-53.b)$$

$$\alpha_n = e_n \cdot Q_0 + f_n \cdot \alpha_0 \quad (10-53.c)$$

$$y_n = g_n \cdot Q_0 + h_n \cdot \alpha_0 \quad (10-53.d)$$

gdje su  $a_n, \dots, h_n$  poznati koeficijenti, a  $Q_0$  i  $\alpha_0$  nepoznate veličine.

Prema jednadžbama (10-53.a) do (10-53.d) pronalaze se vrijednosti poprečne sile, momenta, kuta zakreta i progiba vratila u presjeku 7:

$$Q_7 = a_7 \cdot Q_0 + b_7 \cdot \alpha_0 \quad (10-54.a)$$

$$M_7 = c_7 \cdot Q_0 + d_7 \cdot \alpha_0 \quad (10-54.b)$$

$$\alpha_7 = e_7 \cdot Q_0 + f_7 \cdot \alpha_0 \quad (10-54.c)$$

$$y_7 = g_7 \cdot Q_0 + h_7 \cdot \alpha_0 \quad (10-54.d)$$

Kod proračuna rotora na dva oslonca, koji je slobodno oslonjen u presjeku 7, poznato je da  $y_7 = M_7 = 0$ . Uvrštavajući  $y_7 = 0$ , dobiva se :

$$Q_0 = -\frac{h_7}{g_7} \cdot \alpha_0$$

Pošto se kod kritičnog broja okretaja vratilo nalazi u indiferentnoj ravnoteži, za  $\alpha_0$  može se uzeti bilo koja vrijednost. Pretpostavljajući  $\alpha_0 = 0$  i uvrštavajući dobivenu vrijednost  $Q_0$  u jednadžbi (10-54.b) dobiva se:

$$M_7 = -c_7 \cdot \frac{h_7}{g_7} + d_7$$

Pošto je na početku proračuna vrijednost kutne brzine uzeta proizvoljno, to vrijednost  $M_7$  neće biti jednaka nuli. Uvjet  $M_7 = 0$  bit će zadovoljen samo tada, kada je u jednaka jednoj od kritičnih kutnih brzina. Zbog toga se izvodi proračun za nekoliko vrijednosti  $\omega$  te se konstruira ovisnost  $M_7(\omega)$ , sl.10.23. Nultočke dobivene krivulje su i kritične brzine  $\omega_{k1}, \omega_{k2}, \omega_{k3}$ , itd. Na taj se način pomoću izložene metode može odrediti prvi, drugi, treći i viši kritični brojevi okretaja vratila na dva oslonca. Sada će se produžiti proračun rotora prikazanog na sl.10.21. U presjeku 7, gdje se rotor slobodno oslanja na ležaj, vrijede sljedeći uvjeti:

$$y_7' = y_7'' = 0 \quad (10-55.a)$$

$$\alpha_7' = \alpha_7'' \quad (10-55.b)$$

$$M_7' = M_7'' \quad (10-55.c)$$

S jednom su crticom označene veličine lijevo od presjeka 7, a s dvije crtice desno od njega. Uvrštavajući  $y_7 = 0$  u jednadžbu (10-54.d),  $Q_0$  se izrazi pomoću  $\alpha_0$ ; dobivena se vrijednost  $Q_0$  uvrštava u jednadžbu (10-55.b) i jednadžbu (10-55.c), uz uvažavanje činjenice da se vrijednosti

veličina s jednom crticom određuju s jednadžbama (10-54.a) do (10-54.d): Na taj način granični uvjeti u presjeku 7 za proračun drugog slobodnog kraja vratila imaju oblik :

$$M_7 = \left( -c_7 \cdot \frac{h_7}{g_7} + d_7 \right) \alpha_0$$

$$\alpha_7 = \left( -e_7 \cdot \frac{h_7}{g_7} + f_7 \right) \alpha_0$$

$$y_7 = 0$$

Veličina  $Q_7$  je nepoznata. Uzastopnim određivanjem po jednadžbi (10-52.a) do jednadžbe (10-52.d) veličina  $Q_n$ ,  $M_n$ ,  $\alpha_n$  i  $y_n$ , u proračunskim presjecima drugog slobodnog kraja vratila, dobivaju se sljedeći izrazi za  $y_{12}$  i  $M_{12}$  u presjeku 12 nad osloncem:

$$y_{12} = g_{12} \cdot Q_7 + h_{12} \cdot \alpha_0$$

$$M_{12} = c_{12} \cdot Q_7 + d_{12} \cdot \alpha_0$$

Pošto je vratilo slobodno oslonjeno to je  $y_{12} = 0$  i u skladu s tim:

$$Q_7 = -\frac{h_{12}}{g_{12}} \cdot \alpha_0$$

Pretpostavljajući kao i u slučaju vratila na dva oslonca  $\alpha_0 = 1$ , dobiva se:

$$M_{12} = -c_{12} \cdot \frac{h_{12}}{g_{12}} + d_{12} \neq 0$$

Nakon konstruiranja ovisnosti  $M_{12}(\omega)$  i određivanja nultočki dobivene krivulje pronalaze se kritični brojevi okretaja danog sustava koji se sastoji od dva rotora. Analogno se proračunavaju i složeniji sustavi koji se sastoje od tri ili četiri vratila. Ako je potrebno, pomoću te metode može se jednostavno uzeti u obzir žiroskopski efekt, krutost spojki, elastičnost oslonaca, itd.

### 10.8. Približna metoda određivanja kritičnog broja okretaja

Prethodno dane metode proračuna kritičnih brojeva okretaja vratila zahtijevaju prethodno poznavanje konstrukcijskog nacrtu vratila turbine. Ako se pokaže da se proračunom određeni kritični broj okretaja neznatno razlikuje od radnog broja okretaja, tada treba mijenjati konstrukcijski nacrt i ponovo provoditi dosta teški proračun. Zbog toga je svrsishodno raspolagati s nekakvom jednostavnijom, mada i približnom metodom proračuna, koja omogućava ocjenu pravilnosti izbora promjera vratila u početnoj fazi njegovog konstruiranja. Za približno određivanje kritičnog broja okretaja rotora s diskovima na dva oslonca nekolicina autora predlaže jednadžbu:

$$n_k = 23,5 \frac{(d_0/l)^2}{\sqrt{G/l}}, \text{ min}^{-1} \quad (10-56)$$

gdje  $d_0$  - maksimalni promjer vratila, mm;  
 $l$  - rastojanje između oslonaca, m;  
 $G$  - težina rotora, N.

Kod toga je pretpostavljeno da vratilo ima najveći promjer u sredini od kuda se prema ležajima smanjuje . Ako vratilo ima približno konstantni promjer po cijeloj dužini tada približno kritični broj okretaja ima vrijednost:



$$n_k = 25,4 \frac{(d_0/l)^2}{\sqrt{G/l}} \quad (10-57)$$

Pogreška koja se javlja kod određivanja kritičnog broja okretaja pomoću prethodnih jednadžbi je  $\pm 3,5\%$  u usporedbi s energetsom metodom.

### 10.9. Potrebni omjeri između radnih i kritičnih brojeva okretaja

Kao što je već bilo rečeno, vratila parnih turbina mogu imati kritični broj okretaja i viši i niži od radnog. U prvom se slučaju vratilo naziva *krutim*. Iako je s točke gledišta rezonancije pri vibriranju opasno područje koje karakteriziraju brojevi okretaja, koji se razlikuju približno i 5% od kritičnog broja okretaja, obično se traži da je kritični broj okretaja krutih vratila viši za 20 do 25% od radnog broja okretaja. Kod elastičnih vratila radni broj okretaja treba biti 30 do 40% viši od kritičnog.

Pošto je drugi kritični broj okretaja za najveći broj konstrukcija rotora na dva oslonca približno 2,8 puta veći od prvog kritičnog broja okretaja, to radni broj okretaja elastičnog vratila treba biti u sljedećim relacijama s oba kritična broja okretaja:  $1,4n_{k,1} < n < 0,7n_{k,2}$ , gdje je  $n$  radni (nominalni) broj okretaja,  $n_{k,1}$  prvi kritični broj okretaja, a  $n_{k,2}$  drugi kritični broj okretaja. Ako turbina radi s promjenjivim brojem okretaja (npr. turbina za pogon kompresora), to kritični broj okretaja treba biti dovoljno daleko od bilo kojeg broja okretaja na kojem turbina može raditi. Taj uvjet obično dovodi do primjene krutog vratila, tako da je kritični broj okretaja minimalno 20 do 25% viši od maksimalnog radnog broja okretaja. Primjena elastičnog vratila osobito je svrsishodna kod brzohodnih turbina zbog smanjivanja njihovih dimenzija i mase rotora. Isto tako kod njih treba očekivati povišene vibracije vratila kod prolaznja kritičnog broja okretaja. Za elastične je rotore svrsishodna primjena ležaja s kuglastima samopodešavajućim blazinicama koje omogućavaju vratilu da poprimi oblik elastične linije.

### 10.10. Osnove teorije uravnoteživanja

Sva realna tijela su deformabilna, te svi rotori pripadaju toj skupini tijela. Međutim jedan veći dio rotora naziva se *krutima* jer njihova deformacija ne utječe na uravnoteživanje rotora. Kruti se rotor smatra uravnoteženim kad su reakcije veza jednake nuli, tj. kada nema prijenosa sile na okolinu. Deformabilni rotor se smatra uravnoteženim kada isto kao i za kruti rotor nema prijenosa sile na okolinu, no također i kada nema deformacije osi rotora. Jasno da se u praksi ti uvjeti ne mogu ispuniti, pa se uravnoteženim smatra onaj rotor koji ima prijenos sile na ležaje i deformacije osi rotora ispod određenih, dopuštenih granica. Uravnoteživanje se postiže stavljanjem dodatnih utega ili oduzimanjem mase s rotora i to u jednoj, dvije ili više ravnina. Veličina tih dodatnih ili oduzetih masa određuje se uređajima za uravnoteživanje, mjerenjem sila ili deformacija u ležajima (vibracijske karakteristike ležaja) ili mjerenjem deformacije osi rotora (vibracijske karakteristike rotora).

#### 10.10.1. Pojam neuravnoteženosti krutog rotora

Prilikom rotacije krutog tijela (rotora) oko nepomične osi kutnom brzinom  $\omega$  na svaki beskonačno mali element mase tijela djeluje elementarna inercijska (centrifugalna) sila intenziteta  $r \cdot dm \cdot \omega^2$ . Svaka takva elementarna sila izaziva u osloncima rotora reakcijske sile koje je uravnotežuju. Te reakcije nazivaju se *dinamičkim*, jer su posljedica rotacije, tj. gibanja rotora. Na sl.10.24 prikazan je rotor s ucrtanom inercijskom silom koja djeluje na element mase u točki  $M$  i komponentama totalnih dinamičkih reakcija u osloncima  $A$  i  $B$  rotora. Dinamička ravnoteža sustava elementarnih inercijskih sila za čitavi rotor, uključujući i dinamičke reakcije u osloncima, može se izraziti s pomoću četiri jednadžbe (uz konstantnu brzinu vrtnje):

$$X_A + X_B + \int x \cdot \omega^2 dm = 0$$

$$Y_A + Y_B + \int y \cdot \omega^2 dm = 0$$

$$X_B \cdot l + \int (x \cdot \omega^2 dm) z = 0$$

$$Y_B \cdot l + \int (y \cdot \omega^2 dm) z = 0$$

odnosno:

$$X_A + X_B + m \cdot x_0 \cdot \omega^2 = 0 \quad (10-58.a)$$

$$Y_A + Y_B + m \cdot y_0 \cdot \omega^2 = 0 \quad (10-58.b)$$

$$X_B \cdot l + I_{xz} \cdot \omega^2 = 0 \quad (10-58.c)$$

$$Y_B \cdot l + I_{yz} \cdot \omega^2 = 0 \quad (10-58.d)$$

gdje  $X_A, X_B, Y_A, Y_B$  - komponente dinamičkih reakcija;

$x_0, y_0$  - koordinate težišta rotora;

$m = \int dm$  - ukupna masa rotora;

$I_{xz}, I_{yz}$  - centrifugalni momenti inercije mase rotora za odabrane koordinatne osi.

Ako je raspodjela mase rotora takva da dinamičke reakcije u njegovim osloncima iščezavaju, rotor se smatra uravnoteženim. Iz jednadžbi (10-58.a) do jednadžbe (10-58.d) slijedi da za slučaj uravnoteženog rotora vrijedi:

$$x_0 = 0; \quad y_0 = 0; \quad I_{xz} = 0; \quad I_{yz} = 0 \quad (10-59)$$

tj. rotor je uravnotežen i na njega za vrijeme vrtnje neće djelovati dinamičke reakcije ako je njegovo težište u osi rotacije i ako je os rotacije ujedno jedna od glavnih osi inercije rotora. Drugim riječima, uravnotežen rotor ima homogenu rotacijski simetričnu raspodjelu mase s obzirom na os rotacije. Budući da je praktično nemoguće izraditi rotor s takvom idealnom raspodjelom mase, na svakom realnom rotoru pojavit će se dinamičke reakcije s većom ili manjom vrijednosti. Razni postupci uravnoteživanja rotora, za koje je u svakodnevnoj tehničkoj praksi uobičajen termin "balansiranje", predstavljaju zahvate koji imaju cilj da uklone ili barem svedu na najmanju moguću vrijednost dinamičke reakcije u osloncima rotora. Postojanje neuravnoteženih inercijskih sila, odnosno postojanje dinamičkih reakcija u osloncima je jedan od najčešćih uzroka vibracija strojeva, pa se zbog toga uravnoteživanju rotirajućih dijelova suvremenih strojeva posvećuje najveća pažnja.

Velik se dio centrifugalnih sila uravnotežuje kroz naprezanja u materijalu, dok se na okolinu prenosi samo dio koji se ne poništava kao unutarnja sila. Neuravnoteženost može nastati zbog konstrukcijske greške ili konstrukcijske nužnosti da dijelovi nisu rotacijski simetrični, što je rjeđi slučaj. Neuravnoteženost rotora uglavnom se javlja zbog proizvodne nesavršenosti kao što su greške u materijalu rotora, greške izrade i montaže, te greške koje se javljaju tokom eksploatacije. Sve se te greške mogu svesti na greške težišta rotora s obzirom na os rotacije te greške smjera glavne osi inercije tijela rotora s obzirom na os rotacije, odnosno njihove kombinacije. U tablici 10.2 prikazani su pojedini slučajevi neuravnoteženosti krutog rotora. Na temelju uvjeta danih s jednadžbom (10-59) razlikuju se sljedeći slučajevi neuravnoteženosti rotora:

- Težište nije u osi rotacije. Taj je slučaj prikazan pod rednim brojem 2 u tablici 10.2. Takvi se rotori nazivaju *statički neuravnoteženima*. Neuravnoteženost se obično definira kao umnožak mase i njene udaljenosti od osi rotacije. Statički neuravnoteženi rotori mogu se uravnotežiti

dodavanjem ili oduzimanjem jedne mase ekscentrično smještene u odnosu na os rotacije tako da se dodavanjem (oduzimanjem) te mase, težište čitavog rotora dovede u os vrtnje, sl.10.25.a. Postoji također i *kvazistatička neuravnoteženost* koja će nastupiti kada se na inače uravnoteženom rotoru nalazi neuravnotežena masa u ravnini koja je za udaljenost  $a$  pomaknuta od težišta. Taj je slučaj prikazan pod rednim brojem 3 u tablici 10.2. Naziv kvazistatička neuravnoteženost od tuda što se može eliminirati jednom masom (silom) pomaknutom za  $a$  od težišta kako prikazuje sl.10.26.

- b) Težište je u osi rotacije ( $x_0 = 0, y_0 = 0$ ), ali os rotacije nije jedna od glavnih osi rotacije (slučaj pod rednim brojem 4 u tablici 10.2). Za takav se rotor kaže da je *kinetički neuravnotežen*. Pri njegovoj vrtnji javljaju se protivno usmjerene dinamičke reakcije koje izazivaju protufazno vibriranje oslonaca. Uravnoteženost koja se naziva kinetičkom ostvaruje se uvođenjem sprega sila (postavljanjem dviju masa na rotor) koji će imati moment jednakog intenziteta, ali suprotan po smjeru momentu sprega reakcija, kao što prikazuju sl.10.25.b i sl.10.27.
- c) U općenitom slučaju neuravnoteženost će biti posljedica ekscentričnosti težišta prema osi vrtnje i odstupanja osi vrtnje od glavne osi inercije rotora; bit će dakle kombinacija statičke i kinetičke neuravnoteženosti, i naziva se *dinamičkom neuravnoteženosti* (slučaj pod rednim brojem 5 u tablici 10.2). Uravnoteživanje se može provesti na više načina, a najčešće se primjenjuje postavljanje dvije korekcijske mase u dvije unaprijed zadane korekcijske ravnine, sl.10.25.c.

Problem uravnoteživanja rotora može se dakle lako riješiti ako se poznaje karakter i intenzitet neuravnoteženosti. Različite praktične metode uravnoteživanja upravo se i razlikuju u načinu utvrđivanja intenziteta neuravnoteženosti i kutnog položaja neuravnoteženosti masa.

### 10.10.2. Kriterij kvalitete uravnoteženosti

Zbog sve veće brzohodnosti suvremenih strojeva zahtjevi za kvalitetom uravnoteživanja veoma su strogi, ali je uvijek prisutno i pitanje koliko točno treba provoditi uravnoteživanje rotora, jer pretjerano točno uravnoteži vanje znači poskupljenje proizvoda. Prema smjernicama VDI 2060, odnosno ISO 1940 rotori su podijeljeni u veći broj grupa prema potrebnoj kvaliteti uravnoteženosti. Kao karakteristična vrijednost koja karakterizira stupanj kvalitete uravnoteženosti uzima se vrijednost umnoška  $e \cdot \omega$  izražena jedinicom  $s^{-1} \cdot mm$ . Da bi se objasnilo značenje toga umnoška, treba se vratiti na definiciju neuravnoteženosti kao umnoška neuravnotežene mase i udaljenosti njenog težišta od osi rotacije. Uobičajeno je da se neuravnoteženost izražava jedinicom  $g \cdot mm$ :

$$U = m \cdot e \quad \text{u } g \cdot mm$$

Da bi se mogli uspoređivati različiti rotori, neuravnoteženost se izražava reducirano na ukupnu masu rotora u kg:

$$U/m = e \quad \text{u } g \cdot mm/kg, \text{ tj. } e \text{ u } \mu m$$

Prema tome neuravnoteženost, reducirana na masu rotora, isto je što i pomak težišta izvan osi rotacije zbog nepravilne raspodjele mase rotora. Pomnožena s kutnom brzinom vrtnje  $\omega$ ,  $s^{-1}$ , ta vrijednost daje karakteristiku stupnja kvalitete uravnoteženosti. Taj je umnožak zapravo obodna brzina težišta u slučaju statički neuravnoteženog rotora u obliku ploče. U svim ostalim slučajevima to je samo pomoćna računaska veličina. U tablici 10.3 prikazana je podjela rotirajućih strojnih dijelova u grupe prema stupnjevima kvalitete neuravnoteženosti, a na sl.10.28 mogu se za pojedine vrste rotora utvrditi dopuštene vrijednosti preostale neuravnoteženosti u ovisnosti o broju okretaja. Dijagram je nacrtan za tanke pločaste rotore, dok se za ostale krute rotore, koji se uravnotežuju u dvije ravnine, može približno uzeti da je vrijednost dopuštene preostale neuravnoteženosti jednaka polovici vrijednosti

koja vrijedi za pločasti rotor. Ovdje treba naglasiti da smjernice VDI 2060, odnosno ISO 1940 nisu propisi, posebno da to nisu i ne mogu biti propisi za preuzimanje rotora, već samo pomoćno sredstvo za lakše sporazumijevanje osoblja koje se bavi tehnikom uravnoteživanja rotora. One nadalje mogu poslužiti kao orijentacijsko sredstvo konstruktoru koji treba propisati stanje uravnoteženosti rotirajućih dijelova. Pravilnim izborom stupnja kvalitete uravnoteženosti postići će se da rotor bude dovoljno točno uravnotežen, a da pri tom troškovi ne budu previsoki, tj. da se uravnoteživanje ne provodi s nepotrebno pretjeranom točnošću.

### 10.10.3. Uravnoteživanje rotora na strojevima

Za razliku od statičkog uravnoteživanja rotora, za koje su obično dovoljni veoma jednostavni uređaji (točkasti oslonac, nekoliko horizontalnih gredica ili dva para valjaka) bez ikakve mjerne tehnike, za uravnoteživanje rotora koji su dinamički neuravnoteženi, tj. za dinamičko uravnoteživanje potrebni su posebni strojevi odnosno uređaji. Osim mehaničkim sustavom za oslanjanje i pogon rotora za vrijeme postupka uravnoteživanja, ti tzv. stabilni strojevi za uravnoteživanje opremljeni su posebnim mjernim sklopovima za utvrđivanje intenziteta i kutnog položaja neuravnoteženosti u unaprijed odabranim korekcijskim ravninama. Intenzitet i položaj neuravnoteženosti utvrđuje se mjerenjem posljedica neuravnoteženosti (vibracija odnosno sila) koje se prilikom vrtnje neuravnoteženog rotora prenose na oslonce rotora. Iz toga slijedi podjela strojeva za uravnoteživanje u dvije grupe:

- a) strojevi s uređajem koji mjeri pomak (brzinu pomaka) oslonca rotora;
- b) strojevi s uređajem koji mjeri sile koje se prenose na oslonce rotora.

Kod strojeva iz prve grupe rotor je oslonjen na elastično zavješene ili oslonjene ležaje. Zbog postojanja neuravnoteženosti rotor će za vrijeme rotacije vibrirati sinkrono s brojem okretaja. Na oslonce se montiraju induktivni primači vibracija koji mjere vibracijsku brzinu. Ti strojevi rade nadkritično, tj. frekvencija broja okretaja pri uravnoteživanju mora biti najmanje 30% veća od vlastite frekvencije elastičnog sustava oslonaca zajedno s masom rotora.

Za razliku od prve grupe, strojevi iz druge grupe imaju krute oslonce i mjere sile koje se prenose na oslonce. Područje radnih brojeva okretaja tih strojeva je podkritično, tj. frekvencije brojeva okretaja pri uravnoteživanju dosežu najviše do 60% od vlastite frekvencije sustava oslonaca zajedno s rotorom koji se uravnotežuje. Naravno, vlastite frekvencije tih sustava apsolutno gledano su znatno više od frekvencija "mekanih" sustava strojeva koji rade na principu mjerenja pomaka.

Bez obzira na to da li se koristi sustav za mjerenja pomaka ili sustav za mjerenje sile, kao rezultat mjerenja dobiva se električni signal koji je proporcionalan vibracijskoj brzini ili ubrzanju i pogodan da posluži za utvrđivanje veličine položaja neuravnoteženosti. Frekvencija toga signala odgovara frekvenciji broja okretaja pri uravnoteživanju. Električnom ili elektroničkom obradom tog signala na pogodan način dobivaju se podaci koji su potrebni za korekciju raspodjele mase na rotoru.

Danas je najčešće u upotrebi "direktna" metoda koja upotrebljava stroboskopski efekt i omogućuje utvrđivanje položaja neuravnoteženosti direktno na rotoru koji treba uravnotežiti i wattmetarska metoda koja je razvijena u tvrtki "Schenck", koja se ubraja u tzv. "indirektnu" metode. Kod gotovo svih sustava koji se primjenjuju mjere se vibracije rotora u dvije ravnine (mjerne ravnine), redovito na osloncima, a korekcija raspodjele mase vrši se također u dvije ravnine (korekcijske ravnine). Pri tome se posebnim računskim sklopom (električnim ili elektroničkim) uzima u obzir utjecaj utega postavljenog u jednoj korekcijskoj ravnini na svaku od mjernih ravnina. Uz pretpostavku linearnosti elastičnosti i prigušenja mogu se npr. amplitude pomaka izraziti na ovaj način:

$$L = \alpha \cdot U_L + \beta \cdot U_D$$

$$L = \gamma \cdot U_L + \delta \cdot U_D$$

gdje su  $L$  i  $D$  amplitude pomaka izmjerene u lijevoj i desnoj mjerenoj ravnini,  $U_L$  i  $U_D$  zamišljene efektivne neuravnoteženosti u lijevoj i desnoj korekcijskoj ravnini, a  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  i  $\delta$  tzv. vibracijski

utjecajni koeficijenti sustava. Shema rotora i primijenjenog računskog sklopa prikazana je na sl.10.29. Vrijednosti amplituda  $L$  i  $D$  mogu se izmjeriti, utjecajni koeficijenti ostvaruju se pomoću potenciometra, a vrijednosti neuravnoteženosti mogu se tada izračunati iz dvije navedene jednadžbe, odnosno riješiti pomoću prikazanog računskog sklopa. Na sl.10.30 prikazana je blok-shema stroboskopskog mjernog uređaja s podesivim filtrom koji se podesi prema broju okretaja prema kome se vrši uravnoteživanje.

Mjerni napon koji je propušten kroz filter dovodi se na mjerni uređaj pokazanog instrumenta i tako omogućuje očitavanje neuravnoteženosti. U sklopu koji slijedi signal "očišćen" od smetnji, dakle sinusoidalan, pretvara se u pravokutan. Taj pravokutni signal električki se diferencira zbog čega se dobiva na dijelu porasta signala pozitivni iglasti impuls, a na dijelu opadanja pravokutnog signala iglasti impuls s negativnim predznakom. Pozitivnim impulsom okida se stroboskopska lampa koja blješti u ritmu broja okretaja, a njenim bljeskom upravlja centrifugalna sila koja je uzrokovana neuravnoteženosti. U svjetlu te stroboskopske lampe čini se da rotor stoji. Na skali s kutnom podjelom koja je prethodno postavljena na rotor može se očitati kutni položaj neuravnoteženosti.

Taj postupak pruža izvanrednu prednost velike zornosti. Uz dobru tehnološku obradu elektroničkog sustava može se postići velika točnost. Sa stroboskopskim uređajima na strojevima za uravnoteživanje na principu mjerenja puta postižu se bez poteškoća točnosti od 0,1 do 0,3  $\mu\text{m}$  preostalog ekscentriciteta. Stroboskopski postupak ima, međutim, nedostatak da filter predstavlja rezonantni krug, koji neizbježno pri promjeni broja okretaja rotora koji se uravnotežuje izaziva grešku faznog kuta. Uz pravilno rješenje pogona i odgovarajuće održavanje ležaja rotora ostaju relativno male greške koje se u praksi pojavljuju. Naročito za serijsko uravnoteživanje malih rotora direktna stroboskopska metoda ima veliku prednost, što znači vremensku uštedu koju ne treba podcjenjivati. Pri indirektnim mjernim postupcima, u kojima se kutni položaj neuravnoteženosti očitava na instrumentu, mora se to očitavanje najprije prenijeti na rotor, što u prvom redu zahtjeva neko vrijeme, a osim toga unosi i neku grešku. U praksi se pokazalo da je pri uravnoteživanju većeg broja rotora uz točnost do 1,5  $\mu\text{m}$  preostalog ekscentriciteta stroboskopska metoda vremenski u prednosti (manji gubitak vremena) pred ostalim metodama (za veću točnost ta se prednost gubi). Osim toga troškovi mjerne elektronike tu su relativno niski. Takav uređaj može biti ugrađen na stabilni stroj za uravnoteživanje ili se može upotrebljavati kao prijenosni sustav za terensko uravnoteživanje. Na sl.10.31 prikazana je shema wattmetarskog uređaja s fotočelijskim očitavanjem kutnog položaja neuravnoteženosti. Tu je riječ o tzv. indirektnoj metodi.

Signali iz analognog računala (svejedno da li se radi o sustavu na principu mjerenja pomaka ili sustavu koji mjeri silu), koji su dobiveni u dvjema mjernim ravninama, vode se preko preklopnika (lijeva ravnina - desna ravnina) na dva sklopa za množenje  $xH$  i  $xV$ . Za utvrđivanje faznih omjera potrebno je u predloženom slučaju na rotoru postaviti referentnu oznaku koja se može čitati fotoelektričnim putem. Pri fotoelektričnom čitanju pojavljuje se za svaki okretaj kratkotrajni električni impuls koji se u uređaju pretvara u dva za  $90^\circ$  međusobno pomaknuta izmjenična napona. Oba ta napona predstavljaju vjernu analogiju rotacijskog gibanja rotora koji se uravnotežuje i oba se također vode na sklopove za množenje  $xH$  i  $xV$ . Označi li se tzv. fazni kut, tj. kut između referentne oznake na rotoru i kutnog položaja neuravnoteženosti s  $\varphi$ , a veličinu neuravnoteženosti s  $U$ , onda u jednom sklopu za množenje postoji istosmjerni napon veličine  $U \cdot \sin \varphi$ , a u drugom sklopu za množenje istosmjerni napon veličine  $U \cdot \cos \varphi$ , tj. vektor neuravnoteženosti bit će rastavljen u dvije međusobno okomite ravnine. Taj umnožak u sklopu za množenje nestaje, međutim, samo ako je frekvencija signala od mjerenja neuravnoteženosti identična frekvenciji koja se dobiva "čitanjem" referentne oznake na rotoru. To znači da se do uređaja za pokazivanje s ekstremno visokom selektivnosti vodi samo onaj udio napona od mjerenja neuravnoteženosti koji ima frekvenciju jednaku broju okretaja rotora (točnije frekvenciji broja okretaja), dok su parazitski udjeli drugih, čak i veoma bliskih frekvencija, bez utjecaja na rezultate mjerenja. Takvo rješenje ima osim toga prednost da varijacije broja okretaja ostaju bez utjecaja na rezultate mjerenja ako se signal od neuravnoteženosti (vibracija) mijenja jednakomjerno kao i električni signal koji preslikava rotaciju tijela koje se uravnotežuje.

Istosmjerni naponi koji odgovaraju horizontalnoj odnosno vertikalnoj komponenti neuravnoteženosti pojačavaju se i kapacitivno akumuliraju. Svaka komponenta napona vodi se na vlastiti zračni galvanometar sa zakretnim svitkom koji je ugrađen u pokaznom aparatu sa svijetlom točkom. U tom

aparatu zraka svjetla koja polazi iz svjetlosnog izvora na jednom galvanometru otklanja se horizontalno za veličinu  $U \cdot \sin \varphi$  i zatim se vodi na zrcalni sustav drugog za  $90^\circ$  zaokrenutog galvanometra. U drugom se galvanometru zraka svjetlosti otklanja u vertikalnom pravcu proporcionalno veličini  $U \cdot \cos \varphi$  tako da svijetla točka na kružnoj skali tog pokaznog aparata pokazuje veličinu i položaj neuravnoteženosti. Tako se u tom aparatu obje komponente neuravnoteženosti optičkim putem opet svode na jednu rezultantu  $U$ .

Za indirektnu metodu dakle vrijedi:

- a) Radijalni otklon svijetle točke odgovara veličini neuravnoteženosti, a kutno pokazivanje kutu između referentne oznake na rotoru koji se uravnotežuje i položaja neuravnoteženosti u smjeru vrtnje. Taj kut treba očitati i zatim prenijeti na rotor koji se uravnotežuje.
- b) Taj se uređaj također može upotrebljavati kao stabilni ili prijenosni. Umjesto zrcalnog galvanometra, koji je prilično skup, jeftinije izvedbe imaju wattmetar kao pokazni instrument. Umjesto vektora neuravnoteženosti na watt metru se očitavaju njegove komponente.

Na sl.10.32 prikazan je uređaj "Schenck-Federn" koji se veoma često primjenjuje na strojevima za uravnoteživanje kod kojih se rotor pokreće preko kardanskog vratila. Umjesto fotoćelije za utvrđivanje kutnog položaja neuravnoteženosti upotrebljava se fazni generator s pločom na kojoj je ucrtana kutna podjela. Uređaj je visokoselektivan, pa ne zahtijeva ugradnju filtra. Pokazivanje može biti riješeno galvanometarski ili pomoću običnog wattmetra.

Potpun postupak uravnoteživanja rotora na stroju za dinamičko uravnoteživanje obuhvaća utvrđivanje intenziteta i položaja neuravnoteženosti, korekciju mase u ravninama korekcije i probni hod. Skale mjernih uređaja obično nisu označene, pa se veoma često u proces uravnoteživanja uključuje i tzv. kalibracijski hod, tj. na rotor se postavljaju probni utezi poznate mase, pa se pomoću njih utvrđuju mjerila skala instrumenata za mjerenje intenziteta neuravnoteženosti. To otpada prilikom tzv. "serijskog" uravnoteživanja. kada je uređaj unaprijed pripremljen (konstruktivno ili prethodnim postupkom baždarenja) za uravnoteživanje određenog tipa rotora.

Pogon rotora na stroju za uravnoteživanje obično se ostvaruje preko spojke ili kardanskog zgloba; međutim za bolju kvalitetu uravnoteživanja takav način pogona neće zadovoljiti jer unosi prevelike smetnje odnosno kvari rezultate mjerenja. Bolje je primijeniti pogon remenom (najbolje plosnatim), komprimiranim zrakom ili rotirajućim magnetskim poljem.

#### **10.10.4. Uravnoteživanje rotora u vlastitim ležajima (terensko uravnoteživanje)**

Osim uravnoteživanja rotora na strojevima za uravnoteživanje često se javlja potreba za uravnoteživanjem rotora u vlastitim ležajima, dakle u samom stroju kojega su dio. Razlozi za to mogu biti raznoliki, no važniji su:

- a) Na stroju za uravnoteživanje često se ne mogu ostvariti brzine rotacije koje rotori postižu u vlastitim ležajima u normalnom pogonskom režimu. Pri velikim brzinama vrtnje u normalnim pogonskim prilikama rotori se više ne ponašaju kao kruti; oblik elastične linije mijenja se s povećanjem broja okretaja, pa uravnoteživanje pri manjem broju okretaja koji se može ostvariti na stroju za uravnoteživanje ne može dati dobar rezultat. U tom slučaju jedino uravnoteživanje rotora na radnom broju okretaja, dakle u samom stroju, daje optimalne rezultate.
- b) Radna temperatura koja kod raznih turbostrojeva raste do nekoliko stotina  $^\circ\text{C}$  ima sličan utjecaj kao i povišeni broj okretaja.
- c) Taloženje stranih naslaga na rotore ili istrošenost rotora u radu mijenja raspodjelu mase i zahtjeva njezinu korekciju.

- d) Sastavljeni rotori kojih se pojedini dijelovi uravnotežuju u toku procesa izrade moraju se i nakon sastavljanja uravnotežiti kao cjelina, jer uravnoteženost pojedinih dijelova ne jamči uravnoteženost cjeline.
- e) Demontaža i transport težih rotora često su skuplji nego uravnoteživanje na mjestu ugradnje.

Načini terenskog uravnoteživanja veoma su različiti i kreću se od metode obilaženja probnim utegom za koju nije potrebna nikakva složena instrumentacija, osim najjednostavnijeg instrumenta za mjerenje vibracija, do primjene najmodernijih metoda koje upotrebljavaju suvremene prijenosne uređaje za uravnoteživanje. Na sl.10.33 prikazana je jedna od mogućih shema uravnoteživanja u vlastitim ležajima.

Prilikom terenskog uravnoteživanja mjere se vibracije oslonaca i utvrđuje utjecaj korekcijskih masa (utega) na vibracije oslonaca. Rotor se smatra dovoljno dobro uravnoteženim kada vibracije njegovih oslonaca ne premašuju dopuštene vrijednosti propisane nekim uobičajenim standardima. U Europi su najčešće u upotrebi smjernice *VDI 2056*. U tablici 10.4 prikazana je podjela strojeva u grupe prema *VDI 2056*, a na sl.10.34 podjela na stupnjeve mirnoće rada za svaku od tih grupa. Sl.10.35 detaljnije prikazuje kriterije za ocjenjivanje vibracija za grupu turbostrojeva.

Kruti rotor može se raspoloživim metodama uravnotežiti s četiri pokretanja, ako se radi o uravnoteživanju u dvije po volji odabrane korekcijske ravnine. Kako se većina velikih odnosno brzohodnijih rotora ne ponaša kruto, postupci uravnoteživanja bit će približni i zahtijevati će nešto dugotrajnije uravnoteživanje s većim brojem pokretanja rotora prije postizanja potrebne uravnoteženosti.

#### **10.10.5. Neuravnoteženost deformabilnih rotora**

Sve do sada rečeno u ovom poglavlju odnosilo se na tzv. "krute" rotore, tj. one koji se pri radu ne deformiraju u velikoj mjeri, ili po definiciji "*ISO - Recommendation on Balancing Terminology*", *Def .Nr.2.2.*, to su rotori koji se mogu uravnotežiti u dvije po volji odabrane ravnine i čija preostala neuravnoteženost ostaje u tolerancijama uravnoteživanja u cijelom području brojeva okretaja, sve do radnog broja okretaja. U praksi se susreću rotori koji rade iznad prve, druge ili čak neke više kritične brzine vrtnje. Ti se rotori nazivaju "fleksibilni" ili "elastični" rotori. Oblik elastične linije tih rotora mijenja se s prolazom kroz pojedina područja kritičnih brzina vrtnje, a ovisi i o tipu ležaja kao što prikazuje sl.10.36. Promjenom elastične linije mijenja se raspodjela masa s obzirom na os rotacije, zaostali unutarnji momenti rastu s porastom broja okretaja i iskrivljuju rotor tako da iskrivljenost s već spomenutom promjenom u raspodjeli masa izaziva pojavu novih centrifugalnih sila koje se u osloncima odražavaju kao harmonijski promjenjive sile.

Veoma lijep numerički primjer, gdje se dobro vidi djelovanje unutarnjih momenata pri uravnoteživanju krutog, podkritičnog i nadkritičnog rotora prikazan je na sl.10.37, a na sl.10.38 prikazana je rezonantna krivulja jednog takvog rotora. S te dvije slike može se uočiti da pri nižem broju okretaja uravnoteženi elastični rotor postaje neuravnotežen kad rotira na većem broju okretaja. Kolika će biti ta neuravnoteženost ovisi o krutosti rotora, tj. o položaju kritičnog broja okretaja s obzirom na broj okretaja s kojim rotor rotira. Iz iznesenog je vidljivo da za fleksibilne rotore ne vrijedi definicija koja je dana za kruti rotor, tj. fleksibilni se rotor ne može uravnotežiti u dvije po volji odabrane ravnine na nekom broju okretaja, da bi u cijelom području brojeva okretaja njegova preostala neuravnoteženost ostala u granicama tolerancija uravnoteživanja.

Svi se postupci za uravnoteživanje takvih rotora svode na uravnoteživanje neuravnoteženih masa uz istovremena uklanjanja unutarnjih momenata savijanja nastalih od neuravnoteženosti. To je jedino moguće postići uravnoteživanjem rotora u ravninama u kojima i postoji neuravnoteženost. Jasno je da to u općem slučaju nije moguće izvesti, jer se ne mogu točno utvrditi ravnine u kojima postoji neuravnoteženost, ali zato se već konstrukcijski može predvidjeti ravnine korekcija u kojima će se dobiti optimalni rezultati. Sve što je do sada rečeno navodi na zaključak da je problem uravnoteživanja deformabilnih rotora mnogo više i teorijski i mjerno tehničke prirode od problema uravnoteživanja krutih rotora. Teškoće postaju još veće s konstantnim porastom broja okretaja i dimenzija u gradnji velikih strojeva, kao što su npr. parne turbine i generatori u području velikih snaga. Zbog toga pristup

rješavanju problema uravnoteživanja deformabilnih rotora mora biti studiozan, vrijeme uravnoteživanja duže je nego za uravnoteživanje krutog rotora, a strojevi i uređaji mnogo skuplji, naročito ako se radi o jedinicama velike snage.

#### **10.10.6. Uravnoteživanje deformabilnih rotora**

Za uravnoteživanje masa i istodobno otklanjanje unutarnjih momenata, izazvanih tim uravnoteživanjem, razrađeno je i nalazi se u upotrebi nekoliko metoda za uravnoteživanje deformabilnih rotora, od kojih će neke biti ovdje поближе objašnjene. Koju bi metodu u određenom slučaju trebalo primijeniti, ovisi o više faktora, od kojih treba izdvojiti dva najvažnija - tehničke karakteristike rotora i mogućnosti stroja za uravnoteživanje. Elastični se rotori uravnotežuju kod radnih brojeva okretaja, zbog toga što kako je navedeno točni oblik elastične linije ovisi o broju okretaja te elastičnosti ležaja, pa se uravnoteživanje vrši i u vlastitim ležajima ako je to moguće ili u ležajima sličnih karakteristika. Elastični se rotori uravnotežuju na sljedeći način. Kod niskog broja okretaja, znatno ispod prvog kritičnog broja okretaja rotor se uravnotežuje kao kruti u dvije ravnine.

Ako rotor radi neposredno ispod ili iznad prvog kritičnog broja okretaja, uravnotežuje se u tri ravnine kako prikazuje sl.10.39. Kod toga treba poznavati oblik vibracija (na temelju proračuna ili mjerenja). Treća se ravnina uravnoteživanja izabire na mjestu najveće deformacije, te se protuutegom izravnava elastična linija ( $m_{u2}$ ). Moraju se dodati još dva utega, da rotor ostane uravnotežen kad radi s nižim brojem okretaja, odnosno kada se ponaša kao kruti.

Ako rotor radi neposredno iznad ili ispod drugog kritičnog broja okretaja, onda se uravnoteživanje obavlja u četiri ravnine na radnom broju okretaja. Oblik vibriranja se također mora poznavati ili iz proračuna ili iz mjerenja, te se utezi postavljaju tako da izravnavaju drugi oblik vibracija, kao što je prikazano na sl.10.40. I ovdje se stavljaju utezi za izravnavanje elastične linije, kao i utezi koji uravnotežuju rotor dok on radi kao kruti. Ako rotor radi kod viših kritičnih brojeva okretaja postupak je isti, s tim što je broj ravnina uravnoteživanja jednak broju čvorova elastične linije uvećan za jedan.

#### Uravnoteživanje rotora koji rade u podkritičnom području u "optimalnim ravninama" uravnoteživanja

Mora li se uravnoteživanje zbog mogućnosti stroja za uravnoteživanje izvršiti pri nižem broju okretaja, primjenjuje se često ova metoda. Ona daje dobre rezultate za rotore koji rade ispod ili oko prve kritične brzine rotacije, a naročito je pogodna za serijsko uravnoteživanje takvih rotora, zbog velikih ušteda na vremenu u usporedbi npr. s metodom uravnoteživanja u više ravnina. Eksperimentima i matematičkom interpretacijom rezultata ustanovljeno je da se kod rotora koji imaju karakteristiku:

$$E \cdot I = konst.; \quad q = m/L = konst.$$

mjesto optimalnih ravnina uravnoteživanja nalazi na udaljenosti  $X_1 = 0,22L$  i  $X_2 = 0,78L$  od kraja rotora. Tako uravnotežen rotor gornjih karakteristika dobar je u cijelom području brojeva okretaja od 0 do  $0,5n_{k2}$ , dakle sve do 50% drugog kritičnog broja okretaja. Kod rotora čija krutost nije konstantna po cijeloj dužini mjesto optimalnih ravnina uravnoteživanja mora se utvrditi eksperimentalno. Kao primjer navode se dva slučaja. Prvi se odnosi na uravnoteživanje kardanskog vratila, gdje su iz jedne serije uzeta četiri vratila i na njima izvršeno ispitivanje uravnoteživanjem u različitim ravninama ( $a$ ,  $b$ ,  $c$ ) i pronalaženjem optimalne ravnine. Drugi slučaj odnosi se na rotor višestupanjske pumpe. Rezultati i način ispitivanja prikazani su na sl.10.41. Za crtanje krivulja mjerene su amplitude  $A$  i  $A_1$  progiba vratila odnosno rotora u  $\mu\text{m}$ .

#### Postupno uravnoteživanje rotora pri montaži, uz niži broj okretaja

Ako se rotor sastoji od više pojedinačnih dijelova, kao što je to npr. turbinski rotor niskog tlaka, prikazan na sl.10.42, može se uravnoteživanje i poništavanje unutarnjih momenata uspješno izvršiti pri niskom broju okretaja tako da se samo uravnoteživanje izvrši u nekoliko odvojenih zahvata pri završnoj montaži rotora. Za visoku kvalitetu rada rotora taj bi se postupak sastojao od ovih zahvata:



- a) Uravnoteživanje samog, glatkog turbinskog vratila u dvije ili tri ravnine.
- b) Zasebno uravnoteživanje svakog diska zasebno u jednoj ravnini.
- c) Montaža diskova na vratilo i istovremeno zajedničko uravnoteživanje diska i vratila, odnosno za prikazani slučaj bilo bi dovoljno da se npr. zajedničko uravnoteživanje izvrši u dvije ravnine nakon svaka četiri postavljena diska (kao što je to prikazano na sl.10.42). Takvim postupkom neuravnotežene mase uravnotežene su u ravninama u kojima su i postojale, unutarnji momenti jednaki su nuli, te rotor može raditi u bilo kojem području kritičnih brzina vrtnje.

#### *Sistematsko višeravninsko uravnoteživanje - Federnova metoda*

Ovom se metodom uravnoteži elastični rotor najprije pri nižem broju okretaja (tamo gdje se on još ponaša kao krut), obično u dvije vanjske ravnine, a zatim se ide na eliminiranje dijelova neuravnoteženosti u pojedinim oblicima vibriranja ako one utječu, tj. ako se radni broj okretaja nalazi u području neke vlastite frekvencije rotora, ili dolazi blizu nje. Pri takvom uravnoteživanju može se zapaziti da se eliminacijom neuravnoteženosti nekog višeg vlastitog oblika vibriranja neće narušiti uravnoteženost područja nižih oblika vibriranja.

Nabrojenim se metodama ni izdaleka ne iscrpljuju svi postupci koji se danas primjenjuju u tehničkoj praksi. Cilj uravnoteživanja elastičnih (deformabilnih) rotora je ili smanjenje vibracija vratila (tj. rotora) ili smanjenje sila kojima vratilo djeluje na ležaje. Danas je problematika uravnoteživanja elastičnih rotora u fazi naglog razvoja, ali zasad još ne postoje jedinstvena mišljenja o najpovoljnijem načinu uravnoteživanja.

## 11. TURBINSKE SPOJKE I MEHANIZAM ZA OKRETANJE ROTORA

### 11.1. Uvjeti koji se postavljaju na spojke

Turbinska se vratila spajaju međusobno i s generatorom pomoću spojki. Spojke trebaju prenositi zakretni moment, a kod višekučišnih turbina s jednim odzivnim ležajem za više rotora također i aksijalnu silu. Ako postoji odzivni ležaj za svako od spojenih vratila potrebno je da spojka dopušta neovisno pomicanje vratila. Poželjno je da se preko spojke ne prenose vibracije s jednog vratila na drugo i da konstrukcija spojke dopušta određeni ekscentricitet spojenih vratila te odstupanje njihovih pojedinačnih osi od cjelokupne osne linije rotora. Ako se središta svih ležaja turboagregata nalaze na jednom vodoravnom pravcu kao što prikazuje sl.11.1.a, to zbog progiba vratila čelne površine poluspojki nisu paralelne jedna spram druge, što ima za posljedicu pojavu kod vratila dodatnih savojnih naprezanja, i turbina će raditi nemirno uz vibracije.

Zbog toga spojena vratila trebaju biti postavljena tako, da njihova cjelokupna os predstavlja kontinuiranu krivulju. Ta krivulja može biti vodoravna ili imati određeni nagib na mjestu spoja vratila, no u svakom slučaju čelne površine poluspojki trebaju biti paralelne jedna spram druge. Iz sl.11.1.b i sl.11.1.c jasno je da se to može postići postavljanjem središta ležaja na različite razine. Kao što se vidi, spojke su jako odgovorni element rotora turbine i u značajnoj mjeri određuju sigurnost rada turbine. One prenose zakretni moment s rotora na rotor te ne smije doći do njihovog loma ni kod njegovog kratkotrajnog povećanja i 4 do 6 puta, npr. kod kratkog spoja generatora. Kvaliteta izrade, montaže i centriranja poluspojki isto tako u značajnoj mjeri određuje vibracijske karakteristike turboagregata. Kod spajanja rotora koji nisu centrirani ili postoji lom prirodne linije progiba rotora javljaju se intenzivne vibracije koje onemogućavaju rad turbine.

U skladu s tim, a također i nekim drugim zahtjevima na spojke, mogu se koristiti krute, koje ne dopuštaju nikakvo neovisno pomicanje spojenih vratila, i elastične spojke, koje dopuštaju kako aksijalno pomicanje jednog vratila spram drugog, tako i njihov mali međusobni ekscentricitet. Zato se kod njih ne traži potpuna paralelnost čelnih površina poluspojki kao kod krutih.

### 11.2. Krute i polukrute spojke

Kao primjer krute spojke može poslužiti spojka prikazana na sl.11.2. Dvije se poluspojke navlače na konične krajeve vratila i osiguravaju od okretanja pomoću klinova. Konus obično ima vrijednost 1:600. Preklap kod navlačenja je obično 0,003 do 0,006 promjera vratila. Vijčani se spojevi osiguravaju od samodvrtanja na različite načine. Međusobno se centriranje poluspojki obično osigurava pomoću elementa koji ulazi u procijep druge poluspojke. Ponekad se između poluspojki stavlja pločica za centriranje, što se vidi na sl.11.3. Površine preko kojih se obavlja centriranje izrađuju se u drugoj klasi točnosti. Provrti za vijke obrađuju se razvrtavanjem, a sami vijci se dotjerivaju na čvrsto k provrtima.

Najjednostavnija kruta spojka, koja se i najčešće koristi kod suvremenih turbina velikih snaga prikazana je na sl.11.4. Poluspojke (1) i (3) izrađene su kovanjem zajedno s vratilima rotora koji se spajaju. Centriranje poluspojki ostvaruje se pomoću prstenastog izdanka na jednoj poluspojci i utora na drugoj. Prije podizanja s kranom bilo kojeg od rotora oni se oslobađaju odvrtnjem priteznih vijaka. Poluspojke se pritežu vijcima (2) koji se umeću u strogo osnosimetrične, pažljivo obrađene provrte u poluspojčkama sa zazorom 0,01 do 0,025 mm. Vijci se pritežu ravnomjerno uz kontrolu njihovog produženja. Zakretni moment kod krutih spojki prenosi se na račun sila trenja između čelnih površina poluspojki, koje se javljaju zbog pritezne sile ostvarene vijcima. Zbog točne ponovne montaže nakon demontaže koriste se konični vijci (5). Krute spojke omogućavaju spajanje rotora jednokučišnih turbina i generatora na tri ležaja. Osim toga dopuštaju kod spajanja rotora dvokučišnih turbina upotrebu jednog odzivnog ležaja.

Nedostaci krutih spojki su:

- a) strogi zahtjevi na poluspojke kod centriranja vratila: neparalelnost površina poluspojki ne smije prelaziti 0,06 mm, a međusobni udar po obodu poluspojki 0,08 mm;
- b) prijenos vibracija preko spojke s jednog vratila na drugo, što ponekad otežava objašnjenje vibracija turboagregata.

Kod konstrukcije prikazane na sl.11.5 dodani su polukruti elementi, koji mogu kompenzirati sasvim mali lom osi spojenih vratila. Taj lom može nastati prilikom rada turbine zbog različitih temperaturnih rastezanja po visini oslonaca spojenih vratila. Prilikom montaže turbine lom osi rotora nije dopušten. Slične je konstrukcije spojka kod koje je lijeva poluspojka (na vratilu turbine) izvedena kao na sl.11.5, a desna poluspojka (na vratilu generatora) kao kruta spojka na sl.11.2. Polukruta spojka dopušta neparalelnost površina do 0,06 mm i međusobni udar po obodu do 0,08 mm.

Međusobno se centriranje tri osnovna elementa polukrute spojke ostvaruje točnim prilagođavanjem spojnih vijaka. Na sl.11.6 i sl.11.7 prikazane su polukrute spojke koje se koriste kod plinsko-turbinskih agregata. Kod obje konstrukcije element (1) kompenzira određeni lom osi spojenih vratila, koji kod konstrukcije prikazane na sl.11.7 može imati vrijednost oko 1,5 mm. Za tu je konstrukciju također karakteristično da ne može prenositi aksijalnu silu, dok su zubi (presjek "A-A") iz sigurnosnih razloga ako eventualno dođe do loma polukrutih elemenata (1). Materijali za izradu elemenata opisanih spojki su obični ili legirani čelici (oznake prema GOST-u: čelik 25, 35 ili 45, a također 34HM i 35HNM).

Proračunom čvrstoće provjeravaju se vijci na odrez i torziju ili samo na odrez, a klinovi na odrez i dodirno tlačno naprezanje.

### 11.3. Kandžasta i zupčasta spojka

Kandžasta spojka, sl.11.8, omogućava aksijalno pomicanje spojenih vratila. Na krajevima vratila koja se spajaju navučene su zvijezde (1) čija je konstrukcija vidljiva na sl.11.8, krajnje desno. Dvije poluspojke (2), koje su spojene vijcima (4), imaju procijepe u koje ulaze krakovi zvijezdi sa zazorom 0,3 do 0,6 mm. Poluspojke se centriraju po pojasima na krajevima zvijezdi (taj se pojas na desnoj zvijezdi nalazi s desne strane). Dijametralni zazor kod montaže po pojasima za centriranje je 0,08 do 0,15 mm. Zvijezde se pričvršćuju navrtcima (3) s podložnim pločicama protiv samoodvrtnja. Aksijalni se položaj poluspojki ograničava pločicama (8), koje isto tako dopuštaju međusobno pomicanje vratila u aksijalnom smjeru približno 5 mm. Zbog toga se dodirna površina krakova mora podmazivati za što se ulje dovodi iz susjednih ležaja turbine u prstenasti sabirnik (6), otkuda se kanalima centrifugalnom silom transportira na radnu površinu krakova, na kojima postoje kanali za raspodjelu ulja. Provrt (5) služi za vijak za odvajanje poluspojki. Preko zubi na prirubnicama poluspojki može se okretati rotor turbine za vrijeme upuštanja i zaustavljanja turbine iz rada.

Kod nekih se konstrukcija krakovi na zvijezdama pravokutnog presjeka i utori u poluspojkama zamjenjuju evolventnim zubima istog tipa kao kod pužnika. Kod poluspojki se ti zubi izrađuju s unutarnjim ozubljenjem. Takve se spojke nazivaju zupčaste. Primjer spojke takve konstrukcije prikazan je na sl.11.9. Ovdje se obodna sila raspoređuje ne veći broj zubi pa je opterećenje, a samim time i trošenje zubi manje. To je postignuto obilnim podmazivanjem, koje se izvodi kroz provrte (1) iz susjednog do lijeve poluspojke ležaja. Prsteni (2) služe za centriranje obujmice (3) s obzirom na poluspojkju te istovremeno ograničavaju njeno aksijalno pomicanje. Poluspojke se fiksiraju s obzirom na vratila: desna s dva prizmatična klina, a lijeva s dva prizmatična zatika. Ozubljenje u presjeku II-II predviđeno je za okretanje vratila. Pošto dopuštaju značajno aksijalno pomicanje vratila, to kandžaste i zupčaste spojke zahtijevaju dosta točno centriranje koje je ipak po točnosti ispod krutih spojki. Neparalelnost površina krakova dopušta se do 0,08 mm, a njihov međusobni udar po obodu do 0,1 mm. Osnovni se elementi kandžastih i zupčastih spojki izrađuju od nelegiranih i legiranih čelika.

Te se spojke ugrađuju između kućišta turbine (kada za svako kućište postoji zasebni odrivni ležaj) i između turbine i generatora, ako se kod rotora generatora ne javlja aksijalna sila. Specifični dodirni tlak na kandžama i zubima dopušta se od 100 do 150 MN/m<sup>2</sup>.

Nedostaci prethodno opisanih konstrukcija spojki, posebice kandžastih, je njihova sklonost zaribavanju: zbog toga često puta te spojke uz pojavu temperaturnih deformacija rotora ne izvršavaju svoju osnovnu namjenu i pošto ne kompenziraju deformaciju u aksijalnom smjeru ponekad bitno povisuju opterećenje odrivnog ležaja, što može biti uzrok havarije turbine.

#### 11.4. Elastične spojke

Najčešće se od toga tipa spojki koristi konstrukcija sa zmijolikom oprugom, sl.11.10 i sl.11.11. Dvije su poluspojke (1) i (2) navučene s prednaprežanjem na konične krajeve vratila koja se spajaju, te su osigurane od okretanja s dva klina (12) i fiksirane u aksijalnom smjeru s dva navrtka (10). Na vanjskoj su cilindričnoj površini poluspojki glodalom izrađeni utori u koje je umetnuta opruga zmijolikog oblika (3) od elastičnog čelika, sastavljena od nekoliko segmenata. Opruga prenosi zakretni moment s jednog vratila na drugo. Zubi koje oblikuju utori, u presjeku okomitom na os vratila imaju pravokutni oblik, ali su njihove bočne površine skošene kako prikazuje sl.11.13. To skošenje olakšava samu deformaciju opruge, no istovremeno se odabire takvo da ne bi izazvalo nedopušteno naprežanje u opruzi. Na taj je način postignuta promjenljiva krutost spoja poluspojki, koja raste s povećanjem zakretnog momenta koji se prenosi.

Opruge na koje djeluje centrifugalna sila, pridržavaju se u utorima pomoću kućišta spojke koje se sastoji iz dvije polovice (4) i (5). Lijeva se polovica kućišta pričvršćuje k pogonskoj poluspojci pomoću zatika (9), a desna se polovica spaja s lijevom vijcima (7) s distantnim čahurama (8); čahure prolaze sa značajnim zazorom kroz provrte u desnoj poluspojci. Na taj je način kućište povezano samo s pogonskom poluspojkom, a veza između vratila ostvaruje se samo preko opruge. Zbog smanjenja trenja opruge o kućište ugrađeni su prsteni od mjedi (6).

Ulje za podmazivanje površina u dodiru privodi se od ležaja kroz otvore koji su izbušeni u poluspojka. Pritjecanje ulja osigurava se kroz otvore na cilindričnim površinama kućišta. Otvori su smješteni tako da je opruga cijelo vrijeme potopljena u ulju. Između elemenata spojke trebaju se postići sljedeći zazori:

- a) između površina vratila do 8 mm;
- b) između desne polovice kućišta i desne poluspojke iznad 3 mm;
- c) između cilindrične površine distantne čahure (8) i unutarnje cilindrične površine desne poluspojke 1 mm;
- d) između krajeva petlji opruge i prstena (6) 1,6 mm;
- e) opruga se u utore u poluspojci umeće sa zazorom 0,5 do 0,8 mm.

Promjer otvora za vijke (7) u desnoj poluspojci treba omogućiti zakretanje rotora po obodu za 4 do 5 mm. Opruge spojke izrađuju se od čelika s 0,75 do 0,85% C ili od čelika s 0,55 do 0,65% C. Ostali se elementi spojke izrađuju od nelegiranih čelika uz izuzetak jako opterećenih spojki kod kojih se koriste legirani čelici. Opisana spojka dopušta neovisno uzdužno pomicanje rotora, a također i neznatni ekscentricitet spojenih vratila. Neparalelnost čelnih površina poluspojki treba biti ispod 0,05 mm, a međusobni udar poluspojki ispod 0,06 mm.

Također treba naglasiti da ta spojka ublažava nagle promjene zakretnog momenta na račun elastične deformacije opruge i relativnog kutnog položaja poluspojki. Smatra se također da spojka ne prenosi s jednog na drugo vratilo vibracije i savojne momente. Određena složenost konstrukcije i veća cijena izrade u potpunosti se opravdavaju svim tim prednostima. Spojka sa zmijolikom oprugom primjenjuje se u osnovnom za spajanje vratila višekučišnih turbina i za spajanje vratila turbine s vratilom zupčastog reduktora.

### 11.5. Proračun spojke sa zmijolikom oprugom

Kod nekih konstrukcija spojki sa zmijolikom oprugom zubi na poluspojčkama imaju profil koji je sličan evolventnom ozubljenju, kao što prikazuje sl.11.12. Kod nižih vrijednosti zakretnog momenta opruga gotovo da i nije savijena te obodne sile djeluju u točkama označenima strelicama na sl.11.12.a. Kod porasta zakretnog momenta opruga se savija, površina na koju se ona oslanja povećava se, krak sila koje djeluju na oprugu se smanjuje i kod maksimalnog opterećenja koje prikazuje sl.11.13 slobodna je dužina opruge gotovo jednaka zazoru između poluspojčki. Zubi sa zaobljenim profilom omogućavaju spojci blago izjednačavanje naglih promjena zakretnog momenta, no isto tako je njihova izrada skupa.

Kod stacionarnih parnih turbina zakretni moment u pravilu nema nagle promjene i zbog toga je svrsishodno oblikovati zube s ravnim crtama kako je prikazano na sl.11.14. Pod opterećenjem se opruga savija na način kako je prikazano na sl.11.15. Kao granično naprezanje treba smatrati to kod kojeg opruga dodiruje točku  $b$  kako prikazuje sl.11.13. Od toga trenutka na dalje spojka prestaje biti elastična pošto dužina savijenog dijela opruge postaje jako malena. Obično se spojka konstruira tako da čak moment jedan i pola puta veći od nominalnog ne prelazi vrijednosti koje odgovaraju granici elastičnog rada spojke. Proračun će se provesti za spojku s oblikom zubi kao što prikazuje sl.11.14.

Analizirajući polovicu zavojnice opruge  $ABC$ , sl.11.14 i sl.11.16, nije teško dokazati da se i sve ostale polovice kako pogonske tako i gonjene poluspojčke nalaze u savršeno jednakim uvjetima rada, kod kojih u točkama  $A$  i  $C$  postoje samo poprečne sile  $P$  i vlačne (ili tlačne) sile  $S$ , pa se na taj način polovicu zavojnice može smatrati kao luk s pomičnim osloncima koji je opterećen silama  $P$  koje se prenose sa zubi spojke kao što prikazuje sl.11.16.

Dijagram savojnih momenata u jednoj grani polovice zavojnice prikazan je na sl.11.17. Moment raste od nule na aksijalnoj osi opruge do veličine  $P \cdot a$  u točki djelovanja sile  $P$ , ostaje konstantan na dužini  $l - a$  i opada do nule na zakrivljenom dijelu opruge. Ako spojka prenosi zakretni moment  $M_k$ , a broj zubi na poluspojci je  $z$ , to je obodna sila:

$$P = \frac{2M_k}{z \cdot D} \quad (11-1)$$

gdje  $D$  - promjer spojke mjeran po sredini visine zuba. Vlačna sila  $S$  određuje se iz momentne jednadžbe s obzirom na točku  $A$ :

$$S \cdot r = P \cdot a$$

otkuda slijedi:

$$S = P \frac{a}{r} \quad (11-2)$$

Progib opruge (polovice njene zavojnice) zbog djelovanja sile  $P$  može se odrediti po *Castiglianovom teoremu* kao derivacija po sili potencijalne energije progiba polovice zavojnice. Dijeleći polovicu zavojnice na tri dijela kao što je prikazano na sl.11.17, nije teško napisati jednadžbe za potencijalnu energiju progiba svakog dijela. Na prvom se dijelu savojni moment mijenja po jednadžbi:

$$M_1 = P \cdot x$$

a potencijalna energija po jednadžbi:

$$\Pi_1 = \int_0^a \frac{M_1^2 dx}{2E \cdot I} = \frac{P^2 \cdot a^3}{6E \cdot I}$$

gdje  $I$  - moment inercije presjeka opruge. Na drugom dijelu:

$$M_2 = P \cdot a$$

$$\Pi_2 = \int_a^l \frac{M_2^2 dx}{2E \cdot I} = \frac{P^2 \cdot a^2(l-a)}{2E \cdot I}$$

Na trećem dijelu:

$$M_3 = P \cdot a - S \cdot r(1 - \cos \varphi) = P \cdot a \cdot \cos \varphi$$

$$\Pi_3 = \int_0^{\pi/2} \frac{M_3^2 d\varphi}{2E \cdot I} = \frac{\pi \cdot r \cdot a^2 \cdot P^2}{8E \cdot I}$$

Zbrajajući veličine  $\Pi$  i određivši prvu derivaciju po sili  $P$ ,  $\partial\Pi/\partial P$ , dobiva se progib opruge u točki, a gdje djeluje sila  $P$ :

$$y_a = \frac{P \cdot a^2(12l - 8a + 3\pi \cdot r)}{12E \cdot I} \quad (11-3)$$

Kut zakreta spojke pod djelovanjem momenta  $M_k$  je:

$$\varphi = \frac{4y_a}{D} \quad (11-4)$$

Krutost spojke definirana je kao:

$$C = M_k/\varphi$$

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu  $M_k$  po jednadžbi (11-1),  $\varphi$  po jednadžbi (11-4) i  $y_a$  po jednadžbi (11-3) dobiva se:

$$C = \frac{12E \cdot I \cdot D^2 \cdot z}{8a^2(12l - 8a + 3\pi \cdot r)} \quad (11-5)$$

Maksimalno se savojno naprezanje u opruzi javlja prilikom njenog savijanja po shemi prikazanoj na sl.11.13, tj. u trenutku kada ona dodiruje točku  $b$ . Razlika progiba opruge u točki  $a$  i  $b$  za taj slučaj je:

$$y_a - y_b = (a - b) \tan \alpha \quad (11-6)$$

gdje  $\alpha$  - kut nagiba zuba kao što prikazuje sl.11.13 . Veličina opterećenja, kojem odgovara moment u trenutku dodira opruge sa zubom u točki  $b$  (kraj elastične deformacije spojke), je granica dopuštenog rada za spojku. Odredivši veličinu progiba  $y_b$  iz uvjeta:

$$y_b = (y_1)_{x=b}$$

a progib  $y_1$  prvog dijela polovice zavojnice iz jednadžbe:

$$M_1 = P \cdot x = E \cdot I \cdot y_1''$$

može se odrediti:

$$y_a - y_b = \frac{P_{gr}}{12E \cdot I} [(12l - 6a + 3\pi \cdot r)a(a - b) - 2(a^3 - b^3)]$$

otkuda se uz korištenje jednadžbe (11-6) dobiva:

$$P_{gr} = \frac{12E \cdot I \cdot \tan \alpha}{(12l - 6a + 3\pi \cdot r)a - 2(a^2 + a \cdot b + b^2)} \quad (11-7)$$

Ta se jednadžba može uz još dovoljnu točnost zamijeniti sa sljedećom jednostavnijom:

$$P_{gr} \approx \frac{4E \cdot I \cdot \tan \alpha}{(4l - 2a + \pi r)a} \quad (11-8)$$

Proračun spojke provodi se sljedećim redom. Iz nominalne snage koju prenosi spojka određuje se zakretni moment  $M_k$  i obodna sila (promjer spojke i broj zubi u jednadžbi (1-1) treba zadati). Uzima se:

$$P_{gr} = (1,3 \text{ do } 1,5)P$$

te se prema toj sili prije svega provjerava čvrstoća zubi. Moment koji savija zub jednak je  $P_{gr} \cdot h$ , gdje je  $h$  visina zuba, približno jednaka visini opruge. Debljina zuba je:

$$m = \frac{\pi D}{z} - \delta = 2r - \delta$$

gdje  $\delta$  - debljina opruge kako se vidi sa sl.11.14. Odabirući dimenziju  $a$ , određuje se maksimalni savojni moment koji djeluje na oprugu:

$$M_{max} = P_{gr} \cdot a$$

Maksimalno naprezanje u opruzi je:

$$\sigma = k \left( \frac{M_{max}}{W} + \frac{S}{f} \right)$$

gdje  $W = (\delta \cdot h^2)/6$  - moment presjeka opruge;

$f = \delta \cdot h$  - površina presjeka opruge;

$k$  - koeficijent koji uzima u obzir povišenje naprezanja u unutarnjim vlaknima zakrivljenog dijela opruge i odabire se u ovisnosti o omjeru  $r/h$ .

Smatra se kao dopuštenim naprezanje do  $250 \text{ MN/m}^2$ . Potrebni kut  $\alpha$  zuba određuje se po jednadžbi (11-7) ili jednadžbi (11-8), a krutost spojke po jednadžbi (11-5). Veličina kuta  $\alpha$  obično ima vrijednost 1 do  $2^\circ$ .

## 11.6. Mehanizam za okretanje rotora - "prekretni stroj"

Nakon zaustavljanja turbine njen se rotor hladi neravnomjerno, pa kod kondenzacijskih turbina njegova donja strana okrenuta ka kondenzatoru hladi se brže nego gornja strana. Neravnomjerno hlađenje izaziva krivljenje rotora, smjer njegovog progiba je usmjeren prema gore po osi. Kada se rotor u potpunosti ohladi počinje se ispravljati, ali to traje 25 do 30 sati, pa i više, u ovisnosti o dimenzijama turbine te 3 do 4 sata nakon zaustavljanja turbinu nije moguće ponovo upustiti u pogon. Do krivljenja rotora bilo koje turbine može doći i prilikom njegovog neravnomjernog zagrijavanja: npr. ako u kućište turbine ulazi para, a rotor miruje. U tom se slučaju gornji dio rotora brže zagrijava nego donji i rotor se progiba prema gore.

Da do prethodno opisanih pojava ne bi došlo, sve suvremene turbine imaju mehanizam za okretanje rotora ("prekretni stroj"), koji omogućava njegovo polagano okretanje kod zaustavljanja ili upuštanja u rad, bilo daje rotor progrijan ili hladan. Kod upuštanja turbine mehanizam za okretanje se uključuje prije dovodjenja pare u labirintne brtve. Kod zaustavljanja turbine uključuje se odmah nakon zaustavljanja rotora. U oba se slučaja podmazivanje ležaja turbine osigurava pomoćnom elektropumpom. Primjer konstrukcije mehanizma za okretanje rotora prikazan je na sl.11.18.

Okretanje rotora izvodi se pomoću elektromotora (27) preko prijenosa (9), (10) i (11) te preko pogonskog zupčanika (5) na gonjeni zupčanik (15), koji je navučen na kućište polukrute spojke koja povezuje vratilo turbine s vratilom generatora. Prijenosni omjer je 1:173 pošto je broj okretaja rotora pri radu mehanizma za okretanje 4,25 u minuti. Za turbine snage 50 do 100 MW snaga elektromotora kod 780 o/min je 8,3 kW.

Zupčanik (5) sjedi na dva vijčana proreza (17) na vratilu s kutom podizanja 39°. Kod premještanja zupčanika po prorezima on se spaja i odvaja od zupčanika (15) rotora. Zupčanik (5) premješta dvostruka poluga (14), čiji valjčić (20) ulazi u prstenasti utor zupčanika (5). Poluge (14) navučene su na vratilo (19) koje se može zakretati ručicom (8). Ručica ima brijeg (6) koji se opire o cilindar (2) sabijene opruge (18). Opruga nastoji zaokrenuti polugu iz položaja I u položaj II ("isključeno") i uvesti je u hvatač (24). Na kraju zaporka (21) pod djelovanjem opruge (23) uskače u prorez poluge i zaustavlja mehanizam za okretanje rotora u isključenom položaju. Pogonski se zupčanik pri tome nalazi u položaju IV.

Za uključivanje mehanizma za okretanje treba osloboditi polugu (8) zabacivanjem u stranu držača (22), a s njim i zaporke (21). Zatim se poluga (8) pomiče u lijevo, u stranu turbine, do zahvata sa zubima zupčanika (15). Da bi došlo do zahvata između zupčanika (5) i proreza vratila (12) potrebno je otvoriti košuljicu (26) i zakretati zamašnjak (25) u bilo kojem smjeru, pritiskujući istovremeno polugu (8) prema turbini. To se čini do trenutka dok zupčanik (5) ne uđe 4 do 5 mm u zahvat sa zupčanikom (15), što odgovara veličini aksijalnog zazora između navoja zupčanika i utora vratila.

Nakon toga je potrebno zaokrenuti zamašnjak (25) u smjeru kazaljke na satu za toliko, dok zupčanici (5) i (15) ne dođu u potpuni zahvat. Kod toga poluga (8) pritišće na valjčić (7) krajnjeg isključivača (1), koji uključuje elektromotor, tj. dovodi u vrtnju rotor turbine. Za vrijeme rada mehanizma za okretanje rotora na vratilu (12) javlja se aksijalna sila, koja može poprimiti vrijednost i do 40.000 N. Nju preko matice (4) preuzima odzivni ležaj (3).

Mehanizam se isključuje iskapčanjem elektromotora i zakretanjem nakon toga zamašnjaka u smjeru suprotnom kazaljki na satu. Kod toga se zupčanik (5) pomiče iz položaja III u položaj IV. Nakon što zupčanik (5) izađe iz zahvata sa zupčanikom (15) uz pomoć opruge (18) i poluge (14), to opruga zauzima krajnji, neradni položaj. Istovremeno se poluga (8) zadržava zaporkom (21).

Ako se kod rada mehanizma za okretanje rotora turbini povećava broj okretaja, to će se mehanizam automatski isključiti, kada broj okretaja turbine prekorači broj okretaja elektromotora. U tom slučaju aksijalna sila na vratilu (12) mijenja predznak i zupčanik (5) izlazi iz zahvata sa zupčanikom (15). Poluga (8) zakreće se u stranu generatora, što ima za posljedicu isključivanje elektromotora mehanizma za okretanje rotora. Poluga (8) se kao i u prethodnom slučaju zadržava zaporkom (21). Svim se dijelovima mehanizma koji su u dodiru dovodi ulje pod tlakom kroz ventil (13). Kod pada tlaka ulja u sustavu za podmazivanje ispod 1,5 bar mehanizam za okretanje se automatski isključuje pod djelovanjem releja za upuštanje u rad uljne pumpe za slučaj havarije, koji isključuje elektromotor (27). Pošto se mehanizam za okretanje rotora sastoji od elemenata i sklopova koji se analiziraju u elementima strojeva, ovdje se ne daje njihov proračun.



## 12. TURBINSKA KUĆIŠTA

### 12.1. Opći zahtjevi na konstrukciju kućišta

Iako kućište turbine predstavlja statorski dio turbine, koji je relativno gledano podvrgnut nižim i konstantnim opterećenjima, ipak njegova konstrukcija vuče za sobom niz poteškoća i u svakom je slučaju ozbiljan zadatak. U kućištu turbine smješteni su statorski elementi stupnja, koji zajedno s rotorskim lopaticama čine elemente protočnog dijela turbine. U kućištu su izvedeni kanali koji dovode i raspodjeljuju paru, dijelovi prestrujnih parovoda i ispušni rukavac koji kod kondenzacijskih turbina predstavlja dosta složenu konstrukciju. Osnovno je opterećenje koje djeluje na kućište razlika tlaka. Pod tim djelovanjem kućište treba očuvati ne samo čvrstoću i to u uvjetima visoke temperature kada dolazi do puzanja, već i krutost i nepropusnost prirubničkog spoja.

Kućište parne turbine nalazi se pod djelovanjem pare visoke temperature i visokog tlaka. Treba napomenuti da postoje i turbine koje rade s nadkritičnim ulaznim parametrima (tlakom 300 bara i temperaturom 650°C). Zadatak je konstruktora lokalizacija tih nadkritičnih parametara na minimalno nužno područje kućišta. Značajne dimenzije kućišta i visoka temperatura pare na ulazu uvjetuju značajne toplinske deformacije. Kod konstruiranja treba pažljivo uzeti u obzir mogućnost toplinskog širenja elemenata u svim smjerovima i to bez narušavanja osnosimetričnosti s ležajima koji se obično izvode kao odvojeni elementi. Kod brzih upuštanja u rad i naglih promjena opterećenja, što je popraćeno s brzim promjenama temperature u protočnom dijelu, u prvom redu kod kućišta visokog i srednjeg tlaka, javljaju se temperaturna naprezanja, čije periodičko ponavljanje može dovesti do zamora materijala i pojave pukotina. Neovisno od toplinskog rastezanja metala kod konstruiranja kućišta treba uzeti u obzir i puzanje metala, koje tokom vremena izaziva znatne plastične deformacije, a također i pojavu "rasta" lijeva, što onemogućuje primjenu lijeva kod graničnih temperatura. Puzanje materijala dovodi do krivljenja prirubničkog spoja razdjelne ravnine, trajnog progiba dijafragmi i unutarnjih kućišta (umetaka). Relaksacija naprezanja u vijcima izaziva slabljenje pritezne sile i propuštanje razdjelne ravnine.

Zbog montaže kućišta se uvijek izvode podijeljena u horizontalnoj ravnini (horizontalna razdjelna ravnina). Ponekad se kućište dijeli na odvojene elemente i u vertikalnoj ravnini, što olakšava obradu kućišta. Spajanje dijelova kućišta izvodi se pomoću prirubničkog spoja, koji se sastoji od dvije uzdužne prirubnice koje su spojene pomoću vijaka koji se uvrću u donju polovicu kućišta, sl.12.1. Za spajanje prirubnica koriste se specijalne matice čiji vanjski promjer  $d_m$  prelazi promjer vijka  $d_v$  u manjoj mjeri nego kod običnih standardnih vijčanih spojeva, kod kojih je promjer opisane kružnice oko matice dvostruko veći od  $d_v$ . To omogućava približavanje jednog vijka drugom (smanjenje koraka), povećanje njihovog broja i smanjenje pritezne sile vijka koja je potrebna za ostvarivanje nepropusnog spoja. Osi vijaka smještaju se ne na sredini širine prirubnice  $B$  već se nastoje maksimalno približiti parnom prostoru ( $b < B/2$ ). To je iz razloga što unutarnji tlak, koji nastoji razdvojiti polovice kućišta jednu od druge, djeluje po principu poluge oko točke  $A$ , a pritezna sila vijka u suprotnom smjeru. Što je os vijka dalje od točke  $A$  to je potrebna manja pritezna sila za protudjelovanje. Zbog toga širina prirubnice  $B$  bit će znatno veća od debljine stijenke kućišta  $\delta$ , i nego što to zahtjeva promjer vijka  $d_v$  za svoj smještaj, sl.12.1. Isto tako povećana dimenzija  $B$  zbog osiguranja čvrstoće same prirubnice zahtjeva i veću visinu  $h$ . Prirubnice horizontalne razdjelne ravnine su kod visokotlačnih turbina jedan od najopterećenijih dijelova kućišta i prilikom eksploatacije često se puta javljaju poteškoće u vezi njihove nepropusnosti.

Nedovoljna nepropusnost dovodi do štetnog prostrujavanja pare i smanjenja iskoristivosti. Osobito je opasno prostrujavanje pare u turbinama koje rade sa zasićenom parom, gdje kapljice vlage koje se gibaju velikom brzinom, mogu izazvati eroziju statorskih elemenata. Gubitak nepropusnosti šupljina turbine, povezanih s atmosferom, općenito je nedopušten, pošto prostrujavanje pare u atmosferu povećava vlažnost u strojarnici. U potpunosti treba spriječiti mogućnost prostrujavanja radioaktivne pare u strojarnicu kod nuklearnih elektrana s jednim krugom. Ispušna kućišta kondenzacijskih turbina podvrgnuta su djelovanju vanjskog atmosferskog tlaka, koji kod velikih dimenzija ispušnog kućišta stvara velike sile.

Kućišta se obično lijevaju od ljevova ili čelika, a također se izvode i zavarivanjem. Kod temperature pare preko 565°C potrebno je primijeniti legirane čelike austenitne strukture (ako nije izvedeno hlađenje kućišta). Općenito konstrukcija kućišta mora biti što je moguće jednostavnija. Materijal treba raspodijeliti ravnomjerno, da se ne bi kod lijevanja javila visoka naprezanja. Kod konstrukcije kućišta treba izbjegavati ravne stijenke pošto se one lako savijaju i kod nižih vrijednosti tlakova. Svagdje gdje je potrebno treba predvidjeti ojačanja u obliku rebara. Njihov razmještaj treba pažljivo odabrati pošto se kod njih već u procesu lijevanja javljaju dodatna unutarnja naprezanja. Nedovoljna krutost može dovesti do velikih međusobnih pomicanja rotora i statora te njihovog zapinjanja. Osobito je teško osigurati krutost kućišta niskog tlaka kondenzacijskih turbina velikih snaga (posebice koje rade u nuklearnim elektranama). Iako je kod njih razlika tlaka koja djeluje na kućište u pravilu niža od atmosferskog, teško je osigurati krutost zbog velike površine kućišta. Prilikom rada zbog nejednolikog zagrijavanja pojavljuju se dodatna temperaturna naprezanja koja mogu izazvati pojavu pukotina.

U donjem dijelu kućišta ne smiju postojati nikakva udubljenja u kojima se može zadržavati voda. Ako već iz različitih razloga postoje, u tom slučaju treba predvidjeti njihovo odvodnjavanje. Kućišta turbina manjih snaga, a također visokotlačna kućišta višestupanjskih turbina obično se zavješuju na kućišta prednjeg i stražnjeg ležaja, koja su pričvršćena za temeljnu ploču. Kućište se ne spaja neposredno s temeljnom pločom što mu omogućava slobodno širenje u bilo kojem radijalnom smjeru. Produženje u aksijalnom smjeru je omogućeno time da se kućište ležaja može pomicati po temeljnoj ploči, klizajući u vodilicama koje osiguravaju njegov strogo aksijalni položaj. Istovremeno se kod spajanja kućišta turbine s kućištem ležaja treba vršiti njihovo međusobno centriranje no pri tome se ne smije spriječiti radijalno širenje kućišta, i za to je najbolja konstrukcija s radijalnim klinovima.

Kućišta velikih dimenzija, posebno niskog tlaka, obično imaju s bočne strane pridrživače ("noge") preko kojih se oslanjaju na temeljnu ploču. Noge se ponekad fiksiraju u aksijalnom smjeru, a u smjeru okomitom na njega noge trebaju imati mogućnost klizanja po temeljnoj ploči, usmjeravajući se pri tome pomoću klinova. Parovodi svježe pare i priključci oduzimanja koji su spojeni na kućište ne smiju na njega prenositi svoje temperaturne deformacije: njihovo zanemarivanje u pravilu povlači za sobom pojavu značajnih opterećenja na kućište koja izazivaju njegovo izvijanje ili poprečno pomicanje, pojavu pukotina i vibracija turbine. U ispušnim kućištima (rukavcima) kondenzacijskih turbina velikih snaga para ima dosta visoku brzinu strujanja (150 m/s pa i više). Zbog smanjenja gubitaka tlaka u ispušnim kućištima potrebno je istraživati na njihovim modelima dinamiku strujanja pare, odabirući pri tome optimalni raspored usmjeravajućih elemenata, rebara i karakter promjene presjeka ispušnog kućišta u smjeru toka pare. Kod toga treba težiti maksimalnom iskorištenju izlazne brzine pare iz rotorskih lopatica posljednjeg stupnja.

Konstrukcija spoja ispušnog kućišta s kondenzatorom ovisi o načinu montaže kondenzatora. U slučaju krutog spajanja ispušnog kućišta s kondenzatorom (njihovim međusobnim zavarivanjem), kondenzator se montira na opruge, koje prihvaćaju njegovu težinu i dopuštaju temperaturne deformacije sustava. Ako kondenzator kruto stoji na temelju, tada je potreban pomični (elastični) spoj ispušnog kućišta i kondenzatora. Na kućišta plinskih turbina postavljaju se isti zahtjevi kao i na kućišta parnih turbina.

Treba samo ukazati na neke osobitosti kod plinsko-turbinskih postrojenja:

- a) Relativno niski tlak nakon kompresora (maksimalno 20 bara kod dvoosovinskih izvedbi). Snaga i iskoristivost naglo opadaju sa smanjenjem kompresijskog omjera s obzirom na projektnu vrijednost, zbog toga kod konstruiranja kućišta turbine (a također i kompresora) treba ostvariti minimalne otpore strujanja plinovima izgaranja (odn. zraku), osobito u izlaznim (odn. ulaznim) priključcima. Time se objašnjava preuzeta iz zrakoplovstva "protočna" kompozicija kućišta: kompresor, komora izgaranja, turbina za pogon kompresora i radna turbina su smješteni na jednoj osi tako da postrojenje ima izgled jednoosovinske izvedbe (iako dva vratila imaju čak i različite brojeve okretaja) i ima minimalne gubitke tlaka prilikom prijelaza iz jednog elementa u drugi.
- b) Visoka ulazna temperatura, koja danas prelazi i 800°C i ima tendenciju stalnog rasta.

U prvo su se vrijeme kućišta plinskih turbina izrađivala od austenitnih čelika po uzoru na parne turbine, bez hlađenja (kod temperatura do 600°C). Niz havarija, do kojih je došlo zbog neravnomjernog toplinskog rastezanja kućišta, nastajanje pukotina i narušavanja zazora, dovelo je do napuštanja te konstrukcije i zamjene s odljevkom od perlitnog čelika s unutarnjim tankim ekranom (od austenitnog čelika) te izolacijom između ekrana i odljevka.

## **12.2. Primjeri konstrukcija kućišta parnih turbina**

Konstrukcija kućišta visokog i srednjeg tlaka ovisi o osnovnim čimbenicima: početnim parametrima pare i pretpostavljenom režimu rada. Kod turbina s umjerenim ulaznim parametrima kućišta visokog tlaka izrađuju se s jednom stjenkom. Kod takve konstrukcije na stijenku kućišta djeluje razlika između tlaka pare u turbini i atmosferskog tlaka. U većini se slučajeva kućišta s jednom stjenkom koriste za kućišta srednjeg tlaka turbina klasičnih termoelektrana i kućišta visokog tlaka kod turbina u nuklearnim elektranama. Povećanjem ulaznih parametara konstrukcija s jednom stjenkom postaje neracionalana, pošto zbog osiguranja nepropusnosti prirubnički spoj treba izvesti jako masivnim, a to pak otežava slobodno toplinsko rastezanje kućišta za rotorom kod brzih promjena režima rada i povećava toplinska naprezanja u prirubnici. U tom se slučaju kućište visokog tlaka izvodi s dvije stijenke. Tada na svako od kućišta djeluje samo dio razlike tlaka, što omogućava izradu kućišta s tanjim stjenkama i lakšim prirubnicama. Osim toga konstrukcija s dvije stijenke omogućava lokalizaciju unutar unutarnjeg kućišta (umetka) visoke temperature (kod klasičnih termoelektrana) i visokih tlakova i vlažnosti (kod turbina koje rade u nuklearnim elektranama) te izradu vanjskog kućišta od jeftinijih i boljih po tehnološkim svojstvima materijala.

Prednost konstrukcije s dvije stijenke je toliko značajna da se ona često ne koristi samo za visokotlačna nego i za srednjotlačna kućišta. To je potrebno zbog brzog upuštanja turbine u pogon i promjene opterećenja, bez opasnosti od zapinjanja rotorskih o statorske dijelove i pojave pukotina zbog zamora.

Jednostavna konstrukcija kućišta turbine manje snage s jednom stjenkom prikazana je na sl.12.2. Radi se o turbini snage 6 MW čiji je broj okretaja 3.000 u minuti. Tlak i temperatura svježe pare su 35 bara i 435°C, a protutlak 6 bara. Samo je kućište prikazano na sl.12.3.

Kućište se sastoji od dvije polovice s horizontalnom razdjelnom ravninom i izrađeno je lijevanjem od čelika. Polovice su međusobno spojene pomoću vijaka. Vijci se nalaze sa zazorom u provrtima prirubnica i sporije se progrijavaju nego prirubnice. Njihovo je toplinsko rastezanje za vrijeme progrijevanja manje nego prirubnica, što izaziva istezanje vijaka preko granice elastičnih deformacija. Na taj se način oslabljuje pritegnutost vijaka i prirubnički spoj može propuštati paru. To ima posebnu važnost kod visokotlačnih turbina kod kojih, kako će biti kasnije pokazano, postoje specijalne mjere u svrhu ravnomjernog progrijevanja vijaka i prirubnica.

Na gornjem dijelu kućišta (poklopcu) smještena je sapnička kutija sa sjedištima ventila i sapničkim segmentima (vidjeti na sl.12.2 poprečni presjek preko sapnica). U donjoj su polovici kućišta smještena s prednje strane dva odvoda iz prednje labirintne brtve: prvi u hladnjak pare, a drugi u ispušni parovod; na stražnjoj su strani smješteni: odvod iz brtvi u hladnjak pare i dva ispušna parovoda za odvođenje radne pare iz turbine. Preko noga (1) i (2) koje predstavljaju produženje prirubnice donje polovice kućišta, donja se polovica kućišta oslanja na stalke kućišta ležaja. U vertikalnoj se ravnini centriranje izvodi pomoću klinova koji su pričvršćeni na kućišta ležaja i ulaze u utore u kućištu (3). Četiri cijevi (4) služe za vođenje poklopca kućišta kod njegovog podizanja i spuštanja.

Prednji ležajni blok ima mogućnost da se kod toplinskog širenja kućišta pomiče po temeljnoj ploči, usmjeravajući se pri tome u aksijalnom smjeru pomoću klina (5) koji se vidi na sl.12.2. Stražnji ležajni blok je fiksiran u aksijalnom smjeru pomoću poprečnih klinova (6) koji su također vidljivi na sl.12.2. Ovdje se nalazi "mrtva točka" turbine.

Kod turbina manjih snaga, srednjih i nižih vrijednosti ulaznog tlaka, primjenjuje se također prirubnički spoj donje polovice kućišta s kućištem prednjeg ležaja. U tom se slučaju centriranje realizira s tri klina kako je prikazano na sl.12.4. Pričvršćenje kućišta turbine za kućište ležaja izvedeno je u danom slučaju sa šest vijaka. Radijalno (ili približno radijalno) razmještanje klinova omogućava kućištu

slobodno širenje po polumjeru. Površina dodira između prirubnica kućišta i kućišta ležaja izvodi se minimalnom zbog toplinske izolacije ležaja. Zazori kod spojeva s klinovima u ovisnosti o temperaturi klina i njegovog utora obično su od 0,04 do 0,1 mm.

Vijci pomoću kojih se prednji ležaj pričvršćuje za temeljnu ploču, ne trebaju biti zategnuti, jer bi to sprječavalo pomicanje ležaja po klinu (6). Primjenjuje se i konstrukcija pričvršćenja kućišta ležaja kao što je prikazana na sl.12.5, kod koje su veličine zazora  $y$  ili  $z$  od 0,03 do 0,06 mm. Kod konstrukcije na sl.12.5.a to se postiže graničnikom na vijku o koji se opire matica; kod konstrukcije na sl.12.5.b s distancionom čahuricom čija se visina odabire nešto većom od debljine pridrživača ležaja i kod konstrukcije na sl.12.5.c kutnikom čija je visina također nešto veća od debljine pridrživača. Zazor  $x$ , koji omogućava ležaju pomicanje u aksijalnom smjeru, ovisi o veličini temperaturene deformacije kućišta turbine i može imati veličinu 10 do 20 mm.

Karakterističnu konstrukciju imaju kućišta turbina s visokim ulaznim tlakom, a posebice s nadkritičnim tlakom. Kod projektiranja tih turbina najdelikatnije je pitanje temperature pare na ulazu. Kao što je poznato, ekonomski je svrsishodno povišenje temperature na što višu vrijednost, koju ograničavaju samo uvjeti sigurnog rada agregata. Isto tako u današnje vrijeme primjena čelika perlitne strukture (tehnološki i sigurni prilikom eksploatacije) ograničena je temperaturom 565°C (maksimalno i do 580°C). Kod još viših temperatura potrebna je primjena austenitnih čelika, koji imaju čitav niz nedostataka, osobito prilikom lijevanja tako složenih, velikih elemenata kao što su kućišta parnih turbina. Austenitni čelici imaju niži koeficijent toplinskog provođenja, značajne koeficijente toplinskog širenja i nezadovoljavajuća antifriksijska svojstva. Zbog toga neravnomjerno zagrijavanje kućišta izaziva značajna temperaturna naprezanja. Takva ista naprezanja mogu se javiti i kod zavarivanja elemenata kućišta. U oba slučaja može doći do pojave pukotina. Kod kućišta gotovo uvijek postoje elementi koji klizu jedan po drugom prilikom toplinskog rastezanja: loša antifriksijska svojstva austenitnih čelika mogu dovesti do zaklinjavanja klizućih elemenata, što također dovodi do pojave nedopuštenih naprezanja.

Iz tih razloga, ili se nastoji ograničiti temperaturu svježeg pare na vrijednosti 565 do 570°C, ili s mogućim povećanjem u budućnosti na vrijednosti 600 do 610°C za perlitne čelike. Kod turbina koje danas rade s ulaznim temperaturama 600 do 650°C, ili se primjenjuju austenitni čelici ili se vrši hlađenje najintenzivnije zagrijanih dijelova kućišta s parom nešto niže temperature. Na sl.12.6 prikazana je konstrukcija kućišta visokog tlaka s jednom stjenkom na čijem je ulazu tlak pare 10 MPa.

Kućište se sastoji od donje polovice (2) i poklopca (3), koji su međusobno spojeni s prirubnicama (7) i (9) i vijcima, koji se uvrću u donju polovicu kućišta i prolaze kroz provrte (19) u poklopcu (na slici nisu prikazani vijci). U poklopac kućišta i njegovu donju polovicu zavarene su po dvije sapničke kutije (5), na čije rukavce su privarena kućišta (1) i (4) regulacijskih ventila. Para iz kućišta regulacijskih ventila ulazi u sapničku kutiju, struji kroz protočni dio turbine s desna na lijevo i izlazi kroz dva ispušna rukavca (20) koji su odliveni zajedno s donjom polovicom kućišta. Sapničke kutije (3) koje su zavarene za kućište, imaju mogućnost slobodnog pomicanja na takav način, da s jedne strane ne dođe do pojave sile u zavaru, a s druge do zapinjanja rotirajućih o statorske dijelove. Za to služi specijalni sustav klinova. Dva klina (10), presjek  $D-D$  na sl.12.6, fiksiraju položaj sapničkih kutija u ravnini  $A-A$ , dopuštajući njihovo pomicanje samo u toj ravnini i isključuju aksijalno zapinjanje sapničkih kutija o rotirajući disk regulacijskog stupnja. Klin (32) koji je smješten u utoru (6), presjek  $B-B$  na sl.12.6, dopušta pomicanje sapničkih kutija samo duž osi rukavca sapničke kutije. Na taj se način, sapnička kutija može slobodno širiti od pojasa zavora duž rukavca, no samo u ravnini njene ugradnje.

Unutarnja površina kućišta ima niz utora u koje se ugrađuju ostali statorski elementi. Utori (14) služe za ugradnju unutarnjih kućišta (umetaka), u koja se pak ugrađuju dijafragme, a utori (13) za ugradnju kućišta segmenata vanjskih brtvi. U utoru (15) ugrađuju se sapnice regulacijskog stupnja. Priključci (18) i (21), smješteni između izlaznih priključaka (20), a također i priključci (16), (17) i (22) služe za odvođenje pare iz brtvi u sustav regenerativnih predgrijača napojne vode.

Kod montaže turbine donja se polovica kućišta preko produženja svojih prirubnica, tzv. noga (31), oslanja na kućišta ležaja te centrira prema njima. Zbog toga se kod noga izvode utori za klinove, a na cilindričnim površinama kućišta površine (11) za ugradnju vertikalnih klinova. Nakon montaže donje polovice kućišta u blazinice nosivih ležaja ulaže se rotor, a nakon toga spušta se poklopac. U provrte

(23) u prirubnici donje polovice prije spuštanja poklopca postavljaju se usmjeravajuće motke, duž kojih se i spušta poklopac. To isključuje mogućnost oštećivanja tankih labirintnih šiljaka u dijafragmama i vanjskim brtvama. Zbog potpune ponovljivosti montaže kod kapitalnih remonata u provrte (26) postavljaju se čisti kontrolni vijci, sl.12.7.

Pošto su vijci velikog promjera (kod kućišta visokog tlaka može iznositi i 200 mm) koristi se toplinsko pritezanje, koje omogućava lakoću pritezanja i sprječava zadiranje površina u kontaktu. Prije pritezanja vijak se predgrijava pomoću elektrozagrijača koji je ugrađen u aksijalni provrt vijka, a kod nekih konstrukcija može i pomoću vruće pare ili plinova. Kontrolirajući temperaturu vijka, može se ostvariti prethodno određeno produženje vijka, koje je ekvivalentno vlačnim naprezanjima koja se javljaju u vijku nakon njegovog pritezanja i skraćanja nakon hlađenja.

Nalijeganje poklopca na donju polovicu treba biti nepropusno, i to tako da bi se isključila svaka mogućnost prostrujavanja pare kroz razdjelnu ravninu. Stoga se razdjelna ravnina pažljivo dotjeruje. Da bi se smanjila površina koju treba dotjerivati kako pri izradi tako i kod remonta što u protivnom može dovesti do krivljenja kućišta, u prirubnicama se izvodi kanal (8) i dotjeruju se samo pojasevi (28) i (29). Zahtjev za garantiranom nepropusnosti razdjelne ravnine dovodi do toga da prirubnički spoj mora biti većih dimenzija, masivan, što snižava brzinu upuštanja turbine u pogon. Zbog toga da bi se osiguralo progrijavanje prirubnica s istom brzinom kao i stijenke kućišta izvedeno je njihovo zagrijavanje dovođenjem pare u kutije izrađene od čeličnog lima, koje su zavarene na vanjsku površinu prirubničkog spoja (nisu prikazane na sl.12.6). Brzo progrijavanje prirubnice u vertikalnom smjeru može dovesti do toga, da se u hladnom vijku, koji je već rastegnut priteznom silom prirubnica, jave dodatna naprezanja. To može dovesti kod vijka do plastične deformacije i trajnog produženja njegovog radnog dijela. Tada će kod stacionarnog režima rada, kada se vijci zagriju na istu temperaturu kao i prirubnice te zbog toga produže doći do prostrujavanja pare kroz razdjelnu ravninu. Stoga da bi se osiguralo zagrijavanje vijaka s istom brzinom kao što se zagrijavaju i prirubnice, kroz provrt (30) u kanal se dovodi pregrijana para, koja opstrujava gornji dio vijka. Kroz provrt (27) para se odvodi. Kontrola kvalitete montaže u termoelektrani nakon ugradnje turbine i spajanja svih cjevovoda (nakon izrade turbina prolazi prvu kontrolnu montažu u tvornici) izvodi se pomoću specijalnih dinamometara ugrađenih u provrte (25) u nogama kućišta.

Prije zatvaranja kućišta, površina razdjelne ravnine se zbog ostvarivanja što bolje nepropusnosti maže s grafitom ili specijalnom pastom. Kod dugotrajnog rada pasta "spoji" poklopac i donju polovicu kućišta, što otežava lako odvajanje poklopca od donje polovice za vrijeme remonta nakon otpuštanja vijaka prirubničkog spoja. Za početno odvajanje poklopca od donje polovice u provrte (24) ugrađeni su vijci za odvajanje poklopca, sl.12.7. Zavrćući vijak u čahuri on se sa svojim čelom opire u površinu donje polovice kućišta te tako podiže poklopac. Kao primjer turbine koja radi s veoma visokim ulaznim parametrima je konstrukcija protutlačne turbine prikazane na sl.12.8. Snaga te turbine je 50 MW, broj okretaja 3.000 u minuti, ulazni tlak i temperatura su 200 bara odn. 550 do 570°C te protutlak 34 bara.

Protočni dio čine suvremeni profili pri čemu statorski kanali imaju manju širinu. Nad bandažama rotorskih lopatica nalaze se labirintne brtve. Brtve se također i aksijalni zazori po unutarnjem promjeru protočnog dijela. Prednja i stražnja labirintna brtva su izvedene bez segmenata koji se pričvršćuju na vratilo, što predstavlja veću garanciju od havarije jer nema oslabljenja vratila zbog navlačenja segmenata na vratilo. Na prednjem se dijelu vratila turbine nalazi centrifugalna pumpa, koja snabdijeva uljni sustav regulacije i sustav za podmazivanje ležaja. Kod turbine je primijenjen centrifugalni regulator s oprugom. On se nalazi na samom kraju vratila turbine s lijeve strane. Kućište turbine sa sl.12.8 prikazano je na sl.12.9. Ono je odliveno od čeličnog lijeva. Oslanja se na kućišta ležaja s četiri noge (1) preko poprečnih klinova ispod njih samih i centrira se u vertikalnoj ravnini pomoću specijalnih klinova koji ulaze u utore u elementima (2) i (3). Dijafragme su ugrađene u dva unutarnja kućišta (umetka) koja se sastoje od dva dijela: njihovo međusobno spajanje i ovješenoje u vanjsko kućište prikazano je na presjeku IV-IV, a ovješenoje dijafragmi u umetak je prikazano na presjeku II-II. Centriranje prednjeg umetka osigurava se specijalnim klinovima (4); njihova je konstrukcija prikazana na presjeku III-III.

U prednjem su umetku smješteni sapnički segmenti prvog regulacijskog stupnja. Njihovo se centriranje osigurava u vertikalnoj ravnini klinovima (5). Parovodi koji vode paru od regulacijskih ventila do sapničkih segmenata brtve se pomoću klipnih prstena. Polovice vanjskog kućišta prikazanog na sl.12.9 pritežu se vijcima promjera 120 mm.

Slične se konstrukcije s unutarnjim kućištima gotovo uvijek primjenjuju kod turbina s visokim tlakom i temperaturom na ulazu. Takve konstrukcije omogućavaju lokaliziranje visokih parametara pare u sapničke kutije: u unutarnje kućište para ulazi nakon ekspanzije u sapnicama regulacijskog stupnja, tj. sa sniženim parametrima. Prednji je dio kućišta na taj način opterećen iznutra tlakom pare koja je ekspandirala u regulacijskom stupnju i naredna četiri stupnja. Opterećenje unutarnjeg kućišta bitno se snižava zahvaljujući tome, što je s vanjske strane u dodiru s parom relativno visokog tlaka. Konstrukcija s unutarnjim kućištem snižava također razliku temperatura po obje strane kako unutarnjeg tako i vanjskog kućišta. Kasnije će biti prikazana i konstrukcija samih umetaka. Na sl.12.10 prikazana je konstrukcija kućišta s dvije stijenke s nadkritičnim parametrima pare na ulazu u turbinu.

Para u turbinu ulazi kroz elastične parovode (3) u četiri cijevna priključka (10) i iz njih u četiri sapničke kutije (9). Nakon sapnica regulacijskog stupnja koje su smještene u sapničke kutije, para prolazi kroz protočni dio smješten u unutarnjem kućištu (11). Zatim se zakreće za 180° i struji ponovo kroz međukućišni prostor između unutarnjeg (11) vanjskog (12) kućišta a potom kroz protočni dio koji je smješten u vanjskom kućištu (12). Para iz kućišta izlazi kroz dva cijevna priključka (5). Na taj se način u kućištu realizira protustrujna shema strujanja pare. Montaža kućišta izvodi se na sljedeći način.

Pomoću noga (1) vanjsko se kućište oslanja na kućišta ležaja i centrirana se s obzirom na njih pomoću vertikalnih klinova (2), smještenih u vertikalnoj ravnini simetrije kućišta. U donjoj su polovici (17) vanjskog kućišta izrađena četiri utora (19), a na prirubnici donje polovice (18) unutarnjeg kućišta noge (7), preko kojih je ono slobodno ovješeno u vanjskom kućištu. Kod toga cijevni priključak donjih sapničkih kutija (9) slobodno ulazi u cijevni priključak (10). Ako i kroz unutarnje i kroz vanjsko kućište prolazi jedan te isti rotor, jasno da unutarnje kućište treba biti centrirano prema vanjskom, tj. osi im se trebaju podudarati. Zbog toga osim ovješnja unutarnjeg kućišta u vanjskom tako, da im se horizontalne razdjelne ravnine podudaraju (presjek B-B na sl.12.10), u vertikalnoj ravnini simetrije ugrađuju se uzdužni klinovi (6). Na taj način, ovješnje unutarnjeg kućišta na razini razdjelne ravnine i uzdužni klinovi osiguravaju centriranje unutarnjeg kućišta s obzirom na vanjsko. Ako se ne poduzimaju dodatne mjere, to se uz očuvanje centričnosti unutarnje kućište može premještat u vanjskom koliko omogućava podatljivost cijevnih priključaka (10). Kod toga se javlja opasnost njihovog loma na mjestu zavora. Zato se strogo na osi upuštanja pare između kućišta ugrađuju po dva (na svakoj polovici) vertikalna klina (8). Presjecište tri ravnine, horizontalne ravnine ovješnja unutarnjeg kućišta u vanjskom, vertikalne ravnine simetrije i poprečne ravnine upuštanja pare, čine "mrtvu" točku (20), od koje se ostvaruje slobodno toplinsko širenje unutarnjeg kućišta u vanjskom uz očuvanje centričnosti.

Nakon centriranja donje polovice unutarnjeg kućišta u vanjskom, sl.12.11, i donjih polovica ostalih umetaka (nisu prikazani na slici) ulaže se rotor turbine i zatvara se unutarnje kućište s poklopcem (11), a umetci s gornjim polovicama. Prirubnički se spoj priteže vijcima (15). Zatim se spušta poklopac vanjskog kućišta, koji sa svojim gornjim dovodima pare s cijevnim priključcima (10) ulazi u otvore sapničkih kutija (9), te se priteže prirubnički spoj vanjskog kućišta vijcima (14). Vanjsko kućište ima kutiju (16) za zagrijavanje prirubnice i kolektor (13) za zagrijavanje vijaka. Na sl.12.12 prikazana je konstrukcija priključka za dovodjenje pare u visokotlačni dio izveden s dvostrukom stjenkom. Na priključku su izrađeni utori, u koje se ulažu razrezani brtveni prsteni. Sam priključak zavaruje se za vanjsko kućište. U utor sapničke kutije, koja je zavorana za unutarnje kućište, s preklopom se ugrađuje zakaljena čahura i učvršćuje se sa specijalnim zaustavnim segmentom. Pošto su razrezani i elastični, brtveni prsteni čiji je promjer u slobodnom stanju nešto veći od unutarnjeg promjera čahure, mogu se stisnuti. Na taj način oni ulaze u čahuru, tvoreći s njom nepropusni, no pokretni spoj, koji ne ometa slobodno međusobno vertikalno pomicanje unutarnjeg i vanjskog kućišta.

Na sl.12.13 prikazan je prednji dio kućišta srednjeg tlaka turbine snage 300 MW. Analogna konstrukcija koristi se često i za kućišta visokog tlaka turbina u nuklearnim elektranama. Relativno niži tlak uvjetovao je manju debljinu stijenke i manju širinu prirubnice. Za razliku od ranije prikazanih

konstrukcija, kućište nema sapničke kutije, pošto je protok pare kroz kućište srednjeg tlaka određen položajem regulacijskih ventila kućišta visokog tlaka (analogno se konstruira kućište i za visoki tlak s raspodjelom pare uz prigušivanje). Para ulazi u prstenasti prostor, na čijem su izlazu u utorima smještene sapnice prvog stupnja. Za desni bočni dio kućišta pričvršćen je izlazni dio turbine (jedan od tri dijela niskog tlaka).

Na sl.12.14 prikazana je konstrukcija kućišta srednjeg tlaka s dvostrukom stjenkom turbine snage 1.200 MW. Analogna se konstrukcija također koristi i za kućišta visokog tlaka turbina u nuklearnim elektranama. Ulaz pare u unutarnje kućište izveden je kroz pomični spoj kao na sl.12.12. Iz prostora za dovođenje pare, para se dijeli na dva toka. Na izlazu iz prostora smještene su sapnice prvog stupnja, a zatim u utore dijagfragme. U vanjskom je kućištu u utorima ugrađeno unutarnje kućište s dijafragmama. Unutarnje se kućište ovješuje u vanjsko na razini razdjelne ravnine i centrira se pomoći četiri uzdužna klina. Mrtva točka je smještena na presjecištu osi turbine i poprečne ravnine dovoda pare. Na prirubnicu (4) pričvršćuje se kućište regulacijskog ventila kućišta srednjeg tlaka, koji pomaže održavanje broja okretaja turbine kod pada opterećenja zbog ispada generatora s mreže. Na bočne su strane vanjskog kućišta pričvršćeni izlazni dijelovi, iz kojih se para usmjerava u niskotlačno kućište. Kao što je već rečeno, jako bitan element kućišta visokog tlaka su vijci koji spajaju horizontalne prirubnice. Opterećenje tih vijaka dostiže značajne vrijednosti, a njihova je temperatura blizu temperature pare u danom presjeku turbine (temperatura vijaka prilikom rada turbine je za 30°C niža od temperature prirubnice, a temperatura prirubnice je približno za 40°C niža od temperature pare u danom presjeku).

Pod utjecajem puzanja metala naprezanje u vijku, koje postoji zbog prednaprezanja opada: opaža se relaksacija naprezanja prilikom koje ukupna deformacija vijka ostaje nepromijenjena, no plastična deformacija raste na račun elastične. Zbog osiguranja pritegnutosti vijaka za duži period (npr. između dva remonta), potrebno je prilikom pritezanja u vijcima realizirati viša naprezanja. Obično se vijci promjera 70 mm i više pritežu uz njihovo istovremeno zagrijavanje plinskim plamenikom ili pomoću električne struje. Za te su potrebe u vijcima izvedeni aksijalni provrti. Također, da bi se smanjio korak vijaka primjenjuju se specijalne "slijepce" matice s manjim dimenzijama za ključ. Zbog lakšeg pritezanja vijci imaju matice s obje strane. Horizontalne prirubnice razdjelne ravnine kućišta visokog tlaka zbog uvjeta čvrstoće izvode se jako masivnima, bez obzira što iznutra na te prirubnice djeluje tlak pare koja je ekspandirala u jednom ili više stupnjeva turbine. Pošto turbina može biti puštena u pogon tek kada svi njeni elementi poprime odgovarajuću temperaturu, a kod prirubnica za to treba dosta vremena, svrsishodno je vršiti predgrijavanje vijaka i prirubnica pomoću pare. Jedna takva konstrukcija prikazana je na sl.12.15. Prirubnice se zagrijevaju parom iz labirintnih brtvi vratila. Između površina nalijeganja prirubnica (1) i (2) izveden je kanal kroz koji cirkulira para. Deflektori (3) prisiljavaju paru da opstrujava vijak. Matica vijka ima unutarnji šesterokut što omogućava smanjenje koraka vijaka. Ispod matice se nalazi podložna pločica čija je uloga da poveća dužinu vijka. Kod toga se relativno produženje vijka zadržava u granicama elastičnosti materijala.

Nastojanja da se smanji masa prirubnica i konstrukcija u potpunosti oslobodi od vijaka dovela su do konstrukcija koje su prikazane na sl.12.16 i 12.17. Kod prve su vijci zamijenjeni vertikalno postavljenima masivnima sponama, koje čvrsto prilježu jedna k drugoj. Spone se prije montaže zagrijevaju i nakon što se ohlade s prednaprezanjem obuhvaćaju prirubnice čija je masa značajno manja nego kod normalne konstrukcije. No treba zamijetiti da kod progrijavanja turbine spone ostaju relativno hladne i kod toplinskog rastezanja prirubnica u vertikalnom smjeru mogu poprimiti plastične deformacije.

Kod druge se konstrukcije na sl.12.17 vanjsko kućište turbine nalazi pod tlakom ispuha od 140 bara i uopće nema horizontalnu razdjelnu ravninu. S lijeve strane se ono zatvara poklopcem koji je pritegnut pomoću matice čime se ovdje izbjegava primjena jako opterećene prirubnice i vijaka. Protočni se dio turbine sastoji od akcijskog regulacijskog stupnja i niza reakcijskih stupnjeva na bubnju. Podijeljeno unutarnje kućište spaja se pomoću masivnih prstena s koničnim međukomadima unutar njih. Međukomadi, pritežući se vijcima, zaklinjuju se između prstena i unutarnjeg kućišta. Na taj se način postiže brtvljenje dosjeda polovica kućišta.

Unutarnje cilindrično kućište spaja se s unutarnjim nepodijeljenim kućištem prvog stupnja pomoću matice koja se istovremeno koristi za pritezanje po svojoj unutarnjoj površini međukomada, koji pritežu obje polovice cilindričnog kućišta. Centriranje unutarnjeg kućišta, a također i segmenata labirintnih brtvi s obzirom na vanjsko kućište osigurava se pomoću radijalnih zatika, koji dopuštaju aksijalno pomicanje unutarnjih elemenata i istovremeno ne sprječavaju njihovo radijalno rastezanje.

Cijevi koje dovode paru do sapnica prvog stupnja, slobodno su umetnute u unutarnje kućište prvog stupnja i brtve se pomoću klipnih prstena. Svi su dijelovi turbine, osim onih koji su u neposrednom dodiru sa svježom parom, izrađeni od perlitnog čelika. Na sl.12.18 prikazano je nepodijeljeno kućište radijalne turbine. Kod te su turbine od austenitnog čelika izrađeni samo statorski dijelovi koji su pod djelovanjem svježe pare (gusto istočkani dijelovi na slici). Od rotirajućih dijelova austenitni je samo disk visokog tlaka i s njim spojena četiri radijalna stupnja (mrežasto isprugani dijelovi). Ostali dijelovi, kao i nepodijeljeno kućište, izrađeni su od perlitnog čelika, pri čemu su unutarnje površine kućišta u području prvih stupnjeva alitrane (na slici koso isprugano). Cijevi koje dovode paru (4) umetnute su u provrte u kućištu i na mjestima (9) zavarene za kućište. Zbog razlike temperaturnih deformacija cijevi i kućišta konstrukcija šava zavara izvedena je kao elastična, kako prikazuje sl.12.19. Uz prethodno opisane konstrukcije, kod kojih se da bi se mogli primijeniti perlitni čelici, odgovarajući elementi izoliraju od svježe pare visoke temperature, susreću se i konstrukcije, kod kojih se elementi, koji su u doticaju s parom visoke temperature, hlade s parom niže temperature. To je primijenjeno kod konstrukcije turbine prikazane na sl.12.20. Vanjsko kućište kuglastog oblika (zbog smanjenja naprezanja), podijeljeno u horizontalnoj razdjelnoj ravnini, izrađeno je od perlitnog čelika. Nakon ekspanzije u unutarnjem kućištu (s jedanaest stupnjeva) para ima parametre, tlak 85 bara i temperaturu oko 425°C. Para tih parametara popunjava prostor između vanjskog i unutarnjeg kućišta.

Unutarnje kućište, odliveno od krom-molibden čelika perlitne strukture, izolirano je od pare visoke temperature tankim ekranom od austenitnog čelika te se u području prvih stupnjeva hladi s parom temperature 515°C. Para za hlađenje dovodi se svakom sapničkom segmentu kroz prirubnicu *A*, sl.12.21. Otuda para struji po prstenastom prorezu *B* između relativno tankostijene cijevi svježe pare i kućišta sapničkog segmenta i zatim se dijeli na dva dijela. Jedan ide po crti *E-F-G* i hladi labirintne brtve visokog tlaka; drugi po crti *D-H-I-J* prolazi po kanalu *H* unutarnjeg kućišta, a zatim po kanalu *I-J* između kućišta i prethodno spomenutog ekrana od austenitnog čelika. Taj ekran, a također i cijevi koje dovode svježju paru, prekriveni su termoizolacijskim slojem, koji zadržava visoku temperaturu samo u dijelovima od austenitnog čelika i sprječava pregrijavanje pare za hlađenje.

U svrhu ispitivanja (a koja su se pokazala i uspješnima) kod te je turbine istovremeno s austenitnim rotorom bio primjenjivan i rotor od perlitnog čelika, kod kojeg je bilo izvedeno hlađenje parom iz istog toka pare kao i za hlađenje statora. Para se propuštala po smjeru *K-L-M* i na taj je način opstrujavala površine rotora i labirintnih brtvi smještenih u dijafragmama. Istovremeno su poduzete mjere da se radna para ne miješa s parom za hlađenje. Ukupni je protok pare za hlađenje statora i rotora imao vrijednost 45.000 kg/h. Na sl.12.22 prikazana je konstrukcijska shema hlađenja parom parovoda koji dovodi svježju paru do sapnica. Para za hlađenje uzima se iz prostora iza regulacijskog stupnja i strujeći po spiralnom kanalu između perlitnog kućišta i parovoda svježe pare, odvodi se jednom od narednih turbinskih stupnjeva. Parovod je ekraniziran na većem dijelu svoje dužine. Tipična konstrukcija kondenzacijske turbine velike snage s visokim ulaznim parametrima prikazana je na sl.12.23. Kućište se sastoji od šest dijelova. Kućište visokog tlaka se sastoji od dvije polovice i odliveno je od krom-molibden čelika; srednjetačno i ispušno kućište (također izrađena iz dviju polovica) izrađeno je u zavarenoj izvedbi, što je znatno smanjilo utrošak materijala za izradu turbine. Dijafragme svih stupnjeva ugrađene su u umetke koji olakšavaju obradu vanjskog kućišta turbine i poboljšavaju uvjete njenog progrijavanja što znatno ubrzava upuštanje turbine u pogon.

Sjedišta regulacijskih ventila zavarena su za sapničke kutije kao što prikazuje sl.12.24. Sapničke kutije su pak zavarene za kućište turbine. Ta konstrukcija dopušta sapničkim kutijama da se deformiraju neovisno jedna od druge i od kućišta turbine. S obzirom na kućište one se fiksiraju u aksijalnom smjeru pomoću klinova. Pod tlakom svježe pare nalaze se samo sapničke kutije. U kućište turbine para dolazi pošto su joj dosta sniženi parametri u sapnicama regulacijskog dvostupanjskog kola (50 bara i 410°C).



Stražnji dio kućišta (ispušno kućište, ispušni rukavac) prikazan je na sl.12.25. Izveden zavarivanjem od čeličnih ploča, taj dio kućišta ima dosta jednostavnu konstrukciju koja je ojačana rebrima privarenima na stijenke. Ta rebra čine kruti kostur konstrukcije koji je potreban za ojačanje ravnih stijenki. Posebno je ispušno kućište povezano iznutra uzdužnim rebrima i jednim zakrivljenim rebrom koje služi za usmjeravanje toka pare. Ispušno se kućište zavaruje za kondenzator na mjestu montaže turbine, što je u potpunosti svrsishodno s točke gledišta čvrstoće spoja. Kućište stražnjeg ležaja turbine izrađeno od sivog lijeva zavareno je za ispušno kućište. U istom se kućištu nalazi prednji ležaj generatora i stroj za okretanje rotora. Preko ploča (6) i (7) ispušno se kućište oslanja na temeljnu ploču. Posljednji oslonac je i mrtva točka turbine. U dva parovoda (9) nalaze se također i atmosferski ventili koji se automatski otvaraju kod narušavanja vakuuma. Općenito je osnovna karakteristika kućišta niskog tlaka velike dimenzije uvjetovane tendencijom smanjenja gubitka izlazne brzine. Velike dimenzije čine lijevanu konstrukciju kućišta niskog tlaka neracionalnom: lijevano bi kućište imalo preveliku masu. Zbog toga se kućišta niskog tlaka kondenzacijskih turbina izvode zavarivanjem iz tankih čeličnih limova, lako razlika tlaka koja djeluje na kućište niskog tlaka nije velika, njegove velike dimenzije prouzrokuju velike sile zbog atmosferskog tlaka. Zbog toga kućište treba imati velik broj rebara i podupirača koji ga čine dovoljno krutim. Zbog mogućnosti montaže rotora kućište niskog tlaka izvodi se s horizontalnom razdjelnom ravninom. No u pravilu zbog tehnološkičnosti izrade izvodi se i nekoliko vertikalnih razdjelnih ravnina. Nakon izrade odvojenih dijelova kućišta, oni se spajaju po vertikalnim razdjelnim ravninama u tvornici i dalje postoji samo horizontalna razdjelna ravnina. Kućišta niskog tlaka također se izrađuju s jednom ili dvije stijenke.

Primjer kućišta s jednom stjenkom prikazan je na sl.12.26. Kućište se sastoji od zavarenog (ponekad i lijevanog) srednjeg dijela (9), na koji su spojena dva ispušna dijela (8) koji imaju dvije razdjelne ravnine zbog tehnoloških potreba te su u njih zavarene donje polovice kućišta ležaja. Para ulazi u kućište kroz ulazne cijevne priključke (16). Dijafragme protočnog dijela umetnute su u utore umetka (10). Na poklopcu kućišta su smješteni atmosferski ventili (11), koji ispuštaju paru iz kućišta kada tlak u njemu prijeđe vrijednost atmosferskog tlaka. Donji dio kućišta ležaja (4), koji je zavaren za donji dio kućišta, pokriven je poklopcem (6) (nakon montaže rotora turbine i montaže poklopca kućišta turbine). Kućište ležaja ima utore (5) pod blazinicama nosivih ležaja, na koje se oslanjaju rukavci rotora dva susjedna kućišta. Ulje za podmazivanje ležaja dovodi se blazinicama kroz prirubnički spoj (12) cjevovodom za dovodenje ulja (7). Odvođenje ulja iz kućišta izvodi se iz prostora (2). U prostor (5) kućišta ležaja smještena je spojka. Kućište niskog tlaka oslanja se na temelj preko nosivog pojasa i širi se po njegovoj ravnini od mrtve točke, koju čini presjecište linije uzdužnih klinova (1) i (14) i poprečnih klinova (15), koji su ugrađeni između nosivog pojasa i temeljne ploče. Donji dio kućišta ležaja (4) ima na bočnim stranama izdanke na koje se postavljaju poprečni klinovi (13). Na njih se preko svojih utora oslanjaju noge susjednog kućišta srednjeg tlaka. Pomicanje vertikalnih ravnina kućišta srednjeg tlaka i kućišta niskog tlaka ostvaruje se pomoću vertikalnog klina (3).

Prethodno analizirana konstrukcija kućišta niskog tlaka s jednostrukom stjenkom ima niz nedostataka. Kod nje ulazni dio i ispušni dio su jedna cjelina, zbog toga deformacija jednog od dijela se manifestira kroz deformaciju ostalih dijelova. Atmosferski tlak, koji djeluje na veliku površinu ispušnog dijela prenosi se također i na ulazni dio. Sam ulazni dio ima temperaturu 200 do 240°C, dok kruto na njega vezani ispušni dijelovi 20 do 30°C. Ako se aksijalna i radijalna premještanja tih elemenata trebaju uskladiti (kako konstrukcija sama po sebi predstavlja jednu cjelinu), kod njih se javljaju dodatna naprezanja i krivljenje. Pod djelovanjem mase vode u kondenzatoru deformiraju se izlazni dijelovi niskotlačnog kućišta, a zajedno s njim i ulazni dio. Deformacija ulaznog dijela dovodi do opasnosti krivljenja dijafragmi i zapinjanja rotirajućih o statorske dijelove. Zbog toga se kod svih suvremenih kućišta niskog tlaka koristi konstrukcija s dvije stijenke ili kućište s umetkom. Umetak se slobodno umeće u vanjsko kućište i njegove se deformacije praktički ne prenose na ulazni dio.

Na sl.12.27 prikazana je konstrukcija kućišta niskog tlaka s dvostrukom stjenkom. Vanjsko je kućište zavarene izvedbe. Ono se sastoji od dva izlazna i srednjeg dijela, koji su spojeni s prirubnicama. Horizontalna razdjelna ravnina vanjskog kućišta fino je dotjerana da bi što bolje brtvila kako bi se izbjeglo usisavanje atmosferskog zraka u kondenzator. Zrak otežava kondenzaciju pare i povisuje tlak u kondenzatoru te se na taj način snižava snaga turbine.

Ulazni se dio ugrađuje u vanjsko kućište na sljedeći način. Prirubnica donje polovice ulaznog dijela ima četiri noge, sl.12.27, pomoću kojih se ovješuje u vanjsko kućište na razini horizontalne razdjelne ravnine. Zbog isključivanja mogućnosti zakretanja ulaznog dijela na račun reakcijske sile, koja djeluje na dijafragme, on se dodatno pridržava pomoću spona, koje također isto tako ne sprječavaju slobodno poprečno toplinsko širenje. Za fiksiranje zajedničke poprečne ravnine kućišta, u njihove se donje polovice ugrađuju dva vertikalna klina, sl.12.27 i sl.12.28. Podudaranje vertikalnih ravnina osigurava se s četiri uzdužna klina. Mrtva točka unutarnjeg kućišta spram vanjskog smještena je na presjecištu vertikalne i poprečne ravnine i horizontalne ravnine ovješanja. Upuštanje pare u niskotlačno kućište izvodi se s dvije cijevi smještene postrance, u donju polovicu kućišta. Prestrujni parovod između vanjskog i unutarnjeg kućišta ima kompenzator za međusobna pomicanja. Kondenzacijske turbine izuzetno velikih snaga izvode se obično kao dvokućišne ili trokućišne, općenito višekućišne. Takva je turbina prikazana je na sl.12.29. Kućište niskog tlaka izvedeno je kao dvostrujno. Srednji je dio kućišta odljevak od sivog lijeva, a krajnji dijelovi predstavljaju zavarenu konstrukciju analognu onoj prikazanoj na sl.12.25.

Kućišta visokog i niskog tlaka međusobno su spojena prestrujnim parovodom koji je zavješten na kompenzatorima i koji je u većini slučajeva smješten kao na sl.12.29. Kompenzatori imaju spojnice koje preuzimaju sile zbog rastezanja, no one istovremeno ne sprječavaju toplinsko rastezanje prestrujnog parovoda u uzdužnom smjeru. Kod dvokućišnih turbina obično se mrtva točka nalazi ispod kućišta niskog tlaka, zbog čega se čitava turbina, a i kućište ležaja između kućišta visokog i niskog tlaka, pomjeraju prilikom zagrijavanja u smjeru visokotlačnog kućišta. O pričvršćenju za temelj kako jednokućišne tako i višekućišnih turbina bit će govora u poglavlju 13. Kućište visokog tlaka turbine prikazano na sl.12.29 zbog rasterećenja noga ima amortizer (oprugu) smješten s lijeve strane (ako se gleda sa strane prestrujnog parovoda). Isto tako lijeve noge nose dopunsko opterećenje zbog reakcijskog momenta, koji ima smjer suprotno rotaciji rotora. Konstrukcija amortizera prikazana je na sl.12.30. Dio opterećenja, koje se prenosi na nogu kućišta, predaje se na oprugu (5) preko pomičnog grebena s kugličnim osloncima. Greben dopušta slobodno premještanje kućišta prilikom njegovog rastezanja u bilo kojem smjeru. Potrebno prednaprezanje opruge postiže se vijkom (2) i fiksira zaustavnom pločicom (3). Na sl.12.31 prikazana je konstrukcija dvostrujnog kućišta niskog tlaka, slična kao i na sl.12.26. Konstrukcija je izvedena zavarivanjem elemenata od sivog lijeva (srednji dio, kućišta ležaja) i čeličnih ploča koje su ojačane rebrima. Kućište se oslanja na temelj preko stalaka (1) i (2), pri čemu je prvi stalak i "mrtva točka" turbine. Na obje polovice kućišta smješteni su atmosferski ventili (3) koji se automatski otvaraju kod narušavanja vakuuma. Dovođenje pare se realizira s dva parovoda (4). Ispušni se rukavci zavaruju s prirubnicom kondenzatora.

Na sl.12.32 prikazana je trokućišna izvedba turbine. Kućište visokog tlaka slično je kao kod konstrukcije prikazane na sl.12.8. Vanjsko kućište je čelični odljevak. Sapničke kutije i unutarnje kućište prvih stupnjeva odliveni su od austenitnog čelika. Ostala su unutarnja kućišta izrađena od perlitnog krom-molibden čelika. U tom se slučaju spoj sapničkih kutija s unutarnjim kućištem ne izvodi zavarivanjem već pomoću vijaka kao kod konstrukcije prikazane na sl.12.8. Između kućišta visokog i srednjeg tlaka je međupregrijanje pare tako da i kućište srednjeg tlaka radi s visokom temperaturom. Niskotlačno kućište je zavarene izvedbe. Treba obratiti pažnju na ugrađene usmjeravajuće lopatice za zakretanje pare iz prostora dovođenja pare dijafragmama prvog niskotlačnog stupnja. Kod slične konstrukcije turbine, prikazane na sl.12.33, koja radi s nešto nižim ulaznim parametrima od prethodne turbine, sva su kućišta izrađena lijevanjem. Turbina se sastoji od visokotlačnog kućišta s akcijskim regulacijskim stupnjem i 23 reakcijska stupnja, kućišta srednjeg tlaka koje ima 12 reakcijskih stupnjeva i s kojim je zajedno odliven dio niskotlačnog kućišta kroz koji prolazi 1/3 ukupne količine pare te na kraju od dvostrujnog niskotlačnog kućišta kroz koje prolaze ostale 2/3 pare. Sva tri toka pare ulaze u jedan kondenzator.

Rotor visokog tlaka izrađen je kovanjem s privarena dva bubnja. Rotori narednih kućišta izrađeni su zavarivanjem od odvojenih diskova koji tako povezani čine bubnjeve. Svi su rotor spojeni međusobno i s rotorom generatora krutim spojkama. Odrivni je ležaj smješten između visokotlačnog i srednjotlačnog kućišta, u kojima su smjerovi strujanja pare suprotni kako bi se djelomično uravnotežile aksijalne sile.

Kućište visokog tlaka ima jednostavni osnosimetrični oblik. Priključci za dovod svježe pare do sapnica hlade se parom uzetom iza prvog stupnja na način kako je prikazano na sl.12.22. Prirubnice horizontalne razdjelne ravnine i vijci koji ih spajaju zagrijavaju se kako je prikazano na sl.12.15. Uspoređujući ovu turbinu s prethodno izloženom svakako treba ukazati na prisutnost kod nje samo četiri nosiva i jednog odrivnog ležaja, dok je prethodna konstrukcija turbine imala sedam nosivih i dva odrivna ležaja. Turbina prikazana na sl.12.33 ima posljednju lopaticu visine 550 mm uz obodnu brzinu 385 m/s. Turbina na sl.12.32 ima pretposljednju lopaticu izvedenu kao dvostrujnu čija je visina 664 mm uz maksimalnu obodnu brzinu 417 m/s. Lopatica posljednjeg stupnja ima približno istu visinu što se objašnjava činjenicom da radi kod višeg vakuuma (0,03 bar) nego turbina na sl.12.33 (0,055 bar).

Na sl.12.34 prikazana je trokućišna parna turbina snage 250 MW. Parametri pare na ulazu u turbinu su tlak 196 bara, a temperatura 570°C. Unutarnje kućište koje je podvrgnuto djelovanju pare tlaka 196 bara, ima toroidalni oblik. Reakcijski su stupnjevi smješteni u tri umetka. Rotori koji su povezani s krutim spojkama, imaju samo jedan odrivni ležaj između kućišta visokog i srednjeg tlaka. Nakon sedmog stupnja kućišta niskog tlaka, para se dijeli u tri toka. Kućište niskog tlaka u stvari se sastoji od dva kućišta, jednog jednostrujnog i jednog dvostrujnog.

Na sl.12.35 prikazana je četverokućišna turbina snage 500 MW s dva jednaka kućišta niskog tlaka i s posljednjom lopaticom visine 1.050 mm. Kućište visokog tlaka oblika kruške ima umetak u čijem je ulaznom toroidalnom kanalu ispred sapnica prvog stupnja tlak 226 bara, a temperatura 511°C. Para iz kućišta visokog tlaka prelazi u kućište srednjeg tlaka, gdje se prvo dijeli između dvije grupe s po četiri stupnja, pa potom prolazi kroz posljednjih pet stupnjeva. Dva identična kućišta niskog tlaka čine četiri toka pare: para odlazi u kondenzator kroz pet stupnjeva. Na sl.12.36 prikazana je trokućišna parna turbina snage 800 MW. Kod kućišta visokog tlaka para nakon regulacijskog stupnja prvo struji s desna u lijevo kroz pet stupnjeva, i na kraju s lijeva u desno kroz šest stupnjeva. Kućišta srednjeg i niskog tlaka izvedena su kao dvostrujna. Parametri pare na ulazu u turbinu su tlak 235 bara, a temperatura 540°C.

Na sl.12.37 prikazana je peterokućišna turbina snage 1.300 MW. Sastoji se od po jednog kućišta visokog i srednjeg tlaka, te tri identična kućišta niskog tlaka. Parametri pare na ulazu u turbinu su tlak 235 bara, a temperatura 540°C. Kod preopterećenja turbina može postići snagu od 1.380 MW. U visokotlačnom kućištu para prvo nakon regulacijskog stupnja struji s desna u lijevo kroz tri stupnja, i na kraju s lijeva u desno kroz četiri stupnja. Kućište srednjeg tlaka, kao i kućišta niskog tlaka izvedena su kao dvostrujna. Kod turbina prikazanih na sl.12.36 i sl.12.37 između visokotlačnog i srednjetačnog kućišta izvedeno je međupregrijanje pare. Treba zamijetiti da su sva kućišta kod obje turbine izvedena kao dvostijena, s umetcima. Nešto više i o konstrukciji samih umetaka.

Ugradnja umetaka u prstenaste utore u kućištu turbine prikazana je na sl.12.38. Uz već navedene, konstrukcija kućišta s umetcima ima još niz dodatnih prednosti. Veliki prstenasti prostor između oslonaca susjednih umetaka čini pogodne komore za oduzimanje pare. Kad umetci ne postoje potrebno je dodatno konstruirati komore za oduzimanja, pošto malo rastojanje između stupnja i cijevnog priključka za oduzimanje dovodi do neravnomjernosti toka po obodu između stupnjeva što u krajnjem slučaju može dovesti do vibracija i zamora rotorskih lopatica. Isto tako ugradnja komora za oduzimanja povlači za sobom s jedne strane povećanje dužine turbine, a s druge smanjenje ekonomičnosti zbog gubitka izlazne brzine u stupnju koji je smješten neposredno ispred oduzimanja. Ugradnja umetaka pojednostavljuje montažu turbine, stoga se umetci često koriste i kod turbina koje nemaju oduzimanja. Umetci djeluju na kućište turbine kao ekran. Brze promjene temperature u protočnom dijelu turbine, koje se javljaju kod naglih promjena režima, ne prenose se zbog toga tako brzo na unutarnju površinu kućišta, što povećava startnost turbine. Ugradnja umetaka ima također i nedostatke. Kućište turbine poprima veliki promjer, a pošto je sila koja nastoji razdvojiti prirubnički spoj proporcionalna promjeru, potrebno je povećati dimenzije prirubničkog spoja. Kućište s umetcima ima veću masu i dimenzije.

Tipična konstrukcija umetka prikazana je na sl.12.39. On predstavlja cilindar koji ima horizontalnu razdjelnu ravninu i čije su polovice spojene prirubničkim spojem. Umetak se ugrađuje u kućište tako da se može slobodno širiti od nekog u potpunosti definiranog položaja. Zbog toga se na vanjskoj površini umetka izvodi prstenasti oslonac, pomoću kojeg on ulazi u prstenasti utor u kućištu turbine.

Na donjoj se polovici umetka u razini razdjelne ravnine na prstenasti oslonac privaruju dva držača, s kojima se preko montažnih podmetača podešava prilikom montaže prema donjoj polovici kućišta. Da bi se isključila mogućnost poprečnog pomicanja umetka, u donjoj se polovici kućišta turbine ugrađuje uzdužni klin. Kod rada turbine, pad tlaka koji djeluje na umetak čvrsto pritišće njegov oslonac k prstenastoj površini utora u kućištu. Na taj se način umetak centrira prema kućištu turbine i slobodno širi od prstenastog oslonca. Montaža umetka se izvodi na sljedeći način. Donja se polovica umetka slobodno stavlja u donju polovicu kućišta. Zatim se u utore umetka ugrađuju donje polovice dijafragmi. Nakon ulaganja u ležaje, ugrađuje se gornja polovica umetka s u njemu ovješanim gornjim polovicama dijafragmi. Međusobno centriranje polovica umetka izvodi se vijcima za centriranje. Na kraju se prirubnički spoj umetka priteže pomoću vijaka te se kućište zatvara spuštanjem poklopa.

Kod nekih se konstrukcija, ne gledajući na prednost umetaka, mora od njih odustati. To se odnosi na kućišta visokog tlaka turbina sa zasićenom parom kod kojih se zbog odvođenja vlage regenerativna oduzimanja rade gotovo iza svakog stupnja. U tom se slučaju komore oduzimanja izvode iskustveno u kućištu turbine oko protočnog dijela.

Na sl.12.40 prikazan je umetak za dijafragme dva stupnja turbine koji rade sa zasićenom parom, između kojih su smještena dva cijevna priključka za regenerativno oduzimanje pare. Za razliku od prethodna analiziranih konstrukcija, za učvršćenje dijafragmi se ne koristi utor u umetku, već oslonci s kojima on ulazi u dijafragmu. Kao rezultat takve izvedbe dobiva se velika komora za oduzimanje iznad dijafragmi. U cijevne priključke oduzimanja uprešava se čahura, unutar koje slobodno klizi ulazni priključak s brtvenim prstenom, analogno kao na sl.12.12.

Ako prostrujavanje pare zbog propusnosti površine nalijeganja oslonca umetka na površinu utora u kućištu koje radi s pregrijanom parom dovodi do sniženja ekonomičnosti, to kod kućišta koja rade s vlažnom parom dovodi do erozije. Da do toga ne bi došlo, na površini oslonca koji je u kontaktu s kućištem u utor oblika lastinog repa ugrađuju se čelični elementi otporni na koroziju. Na samom kućištu na mjestu kontakta nanosi se sloj pomoću čelične elektrode koja sadrži 13% kroma i koji je otporan na eroziju. Dodatnom poboljšanju nepropusnosti pridonosi i mala kontaktna površina između umetka i kućišta.

### 12.3. Primjeri konstrukcija kućišta plinskih turbina

Kućišta plinskih turbina izložena su višim temperaturama i nižim tlakovima (2 do 3 MPa) nego kod parnih turbina. Oblikovana su tako da uzrokuju što manje gubitke strujanja, posebice na ulazu i ispuhu. Plinsko-turbinska kućišta najčešće se izrađuju od perlitnih čelika. U nekim se slučajevima kućišta zavaruju iz pojedinačnih komada. Zbog lakše montaže i demontaže, kućišta velikih plinskih turbina imaju često horizontalnu razdjelnu ravninu. Također zbog lakše izrade, kućišta plinskih turbina s više stupnjeva imaju čak i dodatnu vertikalnu razdjelnu ravninu ili se ponekad sastoje od prstenastih dijelova koji se spajaju pomoću prirubničkog spoja. Kod bilo koje varijante konstrukcije kućišta, ono mora biti zadovoljavajuće čvrstoće i što je moguće više kruto, te da su radijalni zavori između kućišta i rotorskih lopatica što manji, pošto rotorske lopatice kod plinskih turbina nemaju bandažu. Izrađuju se sa simetričnim poprečnim presjekom i jednolikom debljinom stijenke tako da temperaturne deformacije koje se mogu javiti kod čestih i naglih temperaturnih promjena kod rada turbine ne dovedu do pojave loma. Zbog toga se kućišta turbina s jednim ili malim brojem stupnjeva izvode bez razdjelne ravnine. U takvim se slučajevima koristi aksijalna montaža i demontaža. Kao što je već rečeno, kućišta plinskih turbina izrađuju se u pravilu od perlitnog čelika (odljevka ili lima) s ekranom od čeličnog lima austenitne strukture i izolacijom između njih. Tipična konstrukcija kućišta plinske turbine prikazana je na sl.12.41.

Vanjsko je kućište odliveno od perlitnog čelika *12HML* (oznaka prema GOST-u) te ima i horizontalnu i vertikalnu razdjelnu ravninu. U donjem je dijelu visokog tlaka smješten priključak, koji se spaja s cjevovodom koji dovodi plinove iz komore izgaranja. U niskotlačnom su dijelu smještene dvije vertikalne prirubnice na koje se spajaju dva ispušna priključka. Zbog povećanja krutosti kućišta u njegovoj je donjoj polovici ugrađeno pet šupljih štapova (*11*), kroz koje struji rashladni zrak, koji odsisava kompresor. Unutarnji ekran (*9*) kućišta visokog tlaka izrađen je od austenitnog čeličnog lima *1H18N9T* (oznaka prema GOST-u) debljine 5 mm. Ekran u horizontalnoj razdjelnoj ravnini ima

držače pomoću kojih se pričvršćuje na izdanke kućišta. Držači se pričvršćuju za izdanke kućišta pomoću vijaka. Pričvršćenje osigurava slobodno toplinsko širenje ekrana. Unutarnji ekrani (6) i (8) izrađeni su od čeličnog lima 12HM (oznaka prema GOST-u) debljine 4 mm. Izolacija kućišta se osigurava od ispuhivanja pomoću elastičnih košuljica (2), koje su zavarene za ekrane u kućištu. U visokotlačnom je dijelu košuljica (2) izrađena od čelika 1H18N9T (oznaka prema GOST-u) debljine 1 mm, a u niskotlačnom dijelu od čelika 1H13 (oznaka prema GOST-u) debljine 1 mm. U kućištu je smještena komora (13) za dovod zraka, kroz koju se rashladni zrak dovodi disku visokog tlaka. Komora je pričvršćena za kompenzator (3) (vidjeti sl.5.40) koji spaja ekran s kućištem turbine pomoću grebena i radijalnih zatika. Kompenzator je pričvršćen za kućište pomoću vijaka. Rashladni se zrak dovodi komorama od kompresora kroz četiri cijevi (12), sl.12.41.

Umetak (4) koji nosi dva reda usmjeravajućih lopatica visokog tlaka ugrađen je u prstenasti utor u kućištu. On se sastoji od dvije polovice i izrađen je od čelika 2H13 (oznaka prema GOST-u). U umetku je pričvršćeno dvanaest segmenata (3) koji nose usmjeravajuće lopatice i to po šest u svakoj polovici. Između segmenata ostavljeni su zazori, čija je ukupna veličina jednaka razlici toplinskog širenja segmenata i umetka u tangencijalnom smjeru. Za preuzimanje aksijalne sile, koja djeluje na usmjeravajuće lopatice i umetak, ugrađen je odzivni prsten (5) od čelika 3H13 (oznaka prema GOST-u), koji se hladi zrakom oduzetim iza trećeg stupnja kompresora (vidjeti sl.5.39). Umetak (7), sl.12.41, koji nosi usmjeravajuće lopatice radne turbine također se sastoji od odvojenih segmenata izrađenih od čelika 2H13 (oznaka prema GOST-u). Oni su pričvršćeni neposredno za izdanak kućišta turbine koji ima T-oblik, i koji je također opstrujavan zrakom za hlađenje oduzetim iza trećeg stupnja kompresora. U donjoj polovici kućišta postoje dva izdanka (10), koji su smješteni u vertikalnoj ravnini, koja prolazi kroz os turbine u čijim su utorima smješteni vertikalni klinovi. Temperatura kućišta kod punog opterećenja turbine ne prelazi 360°C. Temperatura umetka (4) izrađenog od nehrđajućeg čelika ima vrijednost 615°C (pogledati sl.5.39). Vanjsko je kućište turbine prikazano na sl.5.42 također izrađeno od čelika perlitne strukture i s vanjske strane se opstrujava zrakom za hlađenje.

Umetci su izrađeni od austenitnog čelika i odvojeni su od vanjskog kućišta pomoću izolacije. Po obodu radijalnog zazoru rotorskih lopatica smješten je niz metalokeramičkih međukomada koji omogućavaju minimalni radijalni zazor. Principijelno istu konstrukciju ima stator plinske turbine prikazane na sl.12.42. Dijelovi statora turbine, koji su podvrgnuti djelovanju visoke temperature, izrađeni su od austenitnog čelika (odljevcima i lim). Od vanjskog su kućišta odvojeni zračnim slojem, ekranom od nehrđajućeg čelika i slojem izolacijskog materijala. Na sl.5.44 prikazano je temperaturno polje plinske turbine. Osnovni elementi imaju temperaturu ispod 300°C, dok je kod elemenata koji su u dodiru s protočnim dijelom, blizu ulazne temperature plina. Kućište je pouzdano izolirano tako da je temperatura njegove vanjske površine svega 120 do 130°C.

Kod konstrukcije prikazane na sl.12.43 kućište (1) da bi imalo nižu temperaturu stijenke zaštićeno je također s ekranom (2) koji je izrađen od vatrootpornog austenitnog čelika. Prostor između stijenke kućišta i ekrana puni se s materijalom koji služi kao toplinska izolacija. Ekran ima perforaciju kako bi se smanjilo djelovanje tlaka. Također postoje i druge metode za sniženje temperature stijenke kućišta. Npr., kućište je zatvoreno u oplatu i rashladni se zrak propuhuje kroz šupljinu između oplata i kućišta. Neke turbine imaju kućište s dvostrukom stjenkom koje se hladi pomoću zraka dovedenog iz kompresora. Unutarnja stjenka takvog kućišta izložena je višoj temperaturi nego vanjska, dok je vanjska stjenka koja je na bitno nižoj temperaturi izložena djelovanju tlaka. Neke plinske turbine imaju vodom hlađena kućišta. Hlađenje vodom puno je efikasnije nego zrakom i praktički isključuje mogućnost temperaturnih deformacija kućišta. Da bi se spriječilo začepeljivanje kanala, koristi se zatvoreni cirkulacijski sustav, koji je napunjen s odgovarajućom demineraliziranom vodom. Hlađenje vodom ipak čini konstrukciju plinske turbine i plinsko-turbinskog postrojenja puno kompliciranijom. Kućište plinske turbine obično ima noge za oslanjanje na temeljnu ploču preko koje se kućište pričvršćuje za temelj turbine.

#### **12.4. Proračun čvrstoće turbinskih kućišta**

Određivanje naprezanja u stjenkama kućišta turbine predstavlja jako složen zadatak zbog različitih geometrijskih oblika kućišta, prisutnosti rebara, prirubnice i priključaka za parovode, neravnomjernog

tlaka i temperature radnog medija po dužini kućišta, a također i zbog prisutnosti sila koje se prenose na kućište s dijafragmi i usmjeravajućih lopatica. Najsloženiji je proračun kućišta visokog tlaka, koje ima oblik koji je teško shematski prikazati, značajne debljine stijenki i koje radi pri visokim parametrima pare u uvjetima puzanja metala. Konstruktivno su jednostavnija kućišta srednjeg tlaka i zbog toga je njihov proračun pouzdaniji. Kod proračuna kućišta niskog tlaka i ispušnih rukavaca kondenzacijskih turbina treba obratiti posebnu pažnju na osiguranje krutosti i stabilnosti (u slučaju prisutnosti šupljina pod vakuumom) elemenata konstrukcije.

Obično se kod približnog proračuna kućište analizira kao dugi cilindar zatvoren s čelnih strana stjenkama i koji je opterećen razlikom tlaka  $\Delta p$ , jednakoj razlici tlaka na unutarnjoj i vanjskoj površini. Tada se za radijalna  $\sigma_r$  i tangencijalna  $\sigma_t$  naprezanja mogu koristiti jednadžbe za disk konstantne debljine s provrtom ako se u njih uvrsti  $\sigma_{r,a} = 0$  i  $\sigma_{r,0} = -\Delta p$ :

$$\sigma_r = -\Delta p \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\beta^2 - \bar{r}^2}{\beta^2 - 1} \quad (12-1)$$

$$\sigma_t = \Delta p \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\beta^2 + \bar{r}^2}{\beta^2 - 1} \quad (12-2)$$

Za naprezanje  $\sigma_x$  koje djeluje duž osi cilindra (koje je konstantno za bilo koju točku presjeka) lako se dobiva ovisnost:

$$\sigma_x = \frac{\Delta p}{\beta^2 - 1} \quad (12-3)$$

U tim je jednadžbama:

$$\beta = r_v/r_u \quad \text{i} \quad \bar{r} = r/r_u$$

gdje  $r_v$  i  $r_u$  - odgovarajući vanjski i unutarnji polumjer.

Najveće glavno naprezanje u bilo kojoj točki kućišta je tangencijalno naprezanje  $\sigma_t$ , a najmanje radijalno naprezanje  $\sigma_r$ . Po trećoj teoriji čvrstoće maksimalno je opterećena unutarnja stjenka kućišta gdje je:

$$\sigma_{max} = \frac{2\beta^2}{\beta^2 - 1} \Delta p \quad (12-4)$$

Ta veličina treba biti manja od dopuštenog naprezanja za danu temperaturu metala.

U kućištu se također javljaju i naprezanja zbog razlike temperature po debljini stijenke. Temperaturna naprezanja ovise o karakteru temperaturne raspodjele u kućištu i dostižu maksimalne vrijednosti kod promjenljivog režima rada. Na sl.12.44 prikazano je temperaturno polje po poprečnom presjeku kućišta visokog tlaka turbine nominalne snage 200 MW kod upuštanja u pogon pri snazi 80 MW, a na sl.12.45 temperaturna raspodjela u horizontalnom uzdužnom presjeku po sredini visine gornje prirubnice u području dovođenja pare i prostora regulacijskog stupnja kućišta visokog tlaka turbine nominalne snage 220 MW prilikom upuštanja kod snage 62 MW. U kružićima su dane proračunske vrijednosti temperatura. Temperaturna naprezanja u kućištu kao i ostalim elementima turbine mogu se podijeliti u dvije grupe. U prvu spadaju naprezanja, koja se javljaju pod djelovanjem nejednolikog temperaturnog polja u stjenci samog elementa, a u drugu naprezanja zbog međusobnog djelovanja različitih dijelova elementa, npr. stijenke kućišta i prirubnice.

Kod kvalitativne analize treba imati na umu, da su temperaturna naprezanja u bilo kojoj točki elementa proporcionalna razlici temperature u toj točki i srednje temperature elementa. Ako se površina elementa brzo progrijava ili hladi, a srednja se temperatura elementa mijenja polako, javljaju se visoka

temperaturna naprezanja. Opće je pravilo, da ako se žele postići umjerena temperaturna naprezanja, tada se temperatura radnog medija, koji oplakuje element, ne smije razlikovati od temperature površine elementa za više od 50°C. Kako se temperaturna naprezanja mijenjaju u stjenci kućišta uz različite temperaturne razlike po njenoj debljini vidi se na sl.12.46.

Na sl.12.47.a prikazana je proračunska shema i rezultati proračuna temperaturnih naprezanja u stjenci visokotlačnog kućišta turbine snage 200 MW kod upuštanja u rad iz hladnog stanja, a na sl.12.47.b prikazano je to isto, ali za visokotlačno-srednjetačno kućište turbine snage 160 MW. Na sl.6.27 prikazana je promjena temperature tokom vremena duž kućišta i rotora srednjeg tlaka turbine snage 300 MW nakon zaustavljanja iz rada. U stacionarnom se režimu temperatura u dugom cilindru mijenja po zakonu:

$$t = t_u - \frac{\Delta t}{\ln \beta} \ln \bar{r}$$

gdje  $\Delta t = t_u - t_v$  - razlika temperature unutarnje i vanjske stijenke. U tom se slučaju naprezanja određuju uz korištenje prihvaćenih oznaka prema sljedećim jednadžbama:

$$\sigma_r = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2(1-\nu)} \left[ \frac{\ln(\beta/\bar{r})}{\ln \beta} - \frac{(\beta/\bar{r})^2 - 1}{\beta^2 - 1} \right] \quad (12-5.a)$$

$$\sigma_t = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2(1-\nu)} \left[ \frac{\ln(\beta/\bar{r}) - 1}{\ln \beta} - \frac{(\beta/\bar{r})^2 + 1}{\beta^2 - 1} \right] \quad (12-5.b)$$

$$\sigma_x = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2(1-\nu)} \left[ \frac{2 \ln(\beta/\bar{r}) - 1}{\ln \beta} + \frac{2}{\beta^2 - 1} \right] \quad (12-5.c)$$

Po teoriji najvećih tangencijalnih naprezanja maksimalno proračunsko naprezanje bit će ponovo na unutarnjoj površini kućišta, uz  $\bar{r} = 1$  (ovdje je  $\sigma_r = 0$ ):

$$\sigma_{max} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot \Delta t}{2(1-\nu)} \left[ \frac{\ln \beta - 1}{\ln \beta} + \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1} \right] \quad (12-6)$$

Kako je u danom slučaju  $\Delta t > 0$ , to će predznaci naprezanja na unutarnjoj površini kućišta, izazvanih razlikom tlaka i temperature, imati suprotni predznak. To ukazuje, da kod zamjetnih temperaturnih razlika opasni presjek može biti na  $r > r_u$ . Proračun po metodi dopuštenih naprezanja uz korištenje prethodno danih jednadžbi može biti opravdan samo za slabo plastične i krte materijale, npr. sivi lijev. Za čelična kućišta treba koristiti proračun po metodi graničnih naprezanja, koji uzima u obzir preraspodjelu naprezanja kod pojave na najopterećenijim mjestima plastičnih deformacija. Analizirat će se ravnomjerno zagrijavani cilindar čiji materijal ima plastične deformacije. Jednadžba ravnoteže malog elementa, izdvojenog iz cilindra, bit će ista kao i jednadžba za disk konstantne debljine uz  $n = 0$ :

$$\frac{d\sigma_r}{dr} - \frac{\sigma_t - \sigma_r}{r} = 0 \quad (12-7)$$

Za vezu između naprezanja  $\sigma_r$  i  $\sigma_t$  koristi se uvjet plastičnosti Mizesa koji za dani slučaj,  $\sigma_x = (\sigma_r + \sigma_t)/2$ , poprima oblik:

$$\sigma_t - \sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{0,2} \quad (12-8)$$

Ako se jednadžbu (12-8) uvrsti u jednadžbu (12-7) i pretpostavi  $\sigma_x = konst.$ , integracija jednadžbe (12-7) uz rubni uvjet  $\sigma_r(r_u) = -\Delta p$  daje:

$$\sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{0,2} \cdot \ln \bar{r} - \Delta p \quad (12-9)$$

Iz uvjeta  $\sigma_r = 0$  za  $r = r_v$ , tj. za  $\bar{r} = \beta$ , određuje se veličina graničnog pada tlaka  $\Delta p_{gr}$ , kod kojeg se postiže analizirano stanje u kućištu:

$$\Delta p_{gr} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{0,2} \cdot \ln \beta \quad (12-10)$$

Pretpostavit će se da je koeficijent sigurnosti s obzirom na tlak  $n = \Delta p_{gr}/\Delta p$  jednak koeficijentu sigurnosti s obzirom na naprezanja  $n = \sigma_{0,2}/\sigma_{dop}$ . Tada se prema jednadžbi (12-10) može dobiti jednadžba za izračunavanje debljine stijenke kućišta:

$$\delta = r_u - r_v = r_u \left( e^{\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\Delta p}{\sigma_{dop}}} - 1 \right) \quad (12-11)$$

Kod  $\beta \leq 1,5$  do 1,6 jednadžba (12-11) može se napisati u obliku:

$$\delta = \frac{\Delta p \cdot D_u}{2,3\sigma_{dop} - \Delta p} \quad (12-12)$$

gdje  $D_u$  - unutarnji promjer kućišta. Uz relativno malu debljinu stijenke, tj. kod  $\beta < 1,3$ , po jednadžbi (10-12) dobiva se debljina stijenke nešto tanja nego po poznatoj "kotlarskoj" jednadžbi:

$$\delta = \frac{\Delta p \cdot D_u}{2\sigma_{dop}} \quad (12-13)$$

koja je dobivena na temelju teorije najvećih normalnih naprezanja uz usrednjavanje naprezanja  $\sigma_t$  po debljini stijenke. Zbog toga kod  $\beta > 1,3$  treba koristiti jednadžbu (12-12) a kod  $\beta < 1,3$  jednadžbu (12-13). Analiza velikog broja teorijskih i eksperimentalnih radova s područja čvrstoće turbinskih kućišta pokazuje da se najveća naprezanja javljaju u stjenci prednjeg toroidalnog dijela kućišta. Ovdje će se bez izvoda dati relativno jednostavne približne jednadžbe za računanje vlačnih i savojnih naprezanja u toroidalnoj stjenci. Analizirat će se tri tipa toroidalnih stijenki, koje se sastoje od cilindričnih i dijelova u obliku tonusa. Uvode se sljedeće oznake (sl.12.48):

$\Delta p$  - razlika tlaka koja djeluje na stijenku;

$r_0$  - polumjer toroidalnog dijela;

$r_y$  - polumjer brtve;

$r_c$  - polumjer cilindričnog dijela kućišta;

$d$  - udaljenost središta zakrivljenosti toroidalnog dijela od osi rotacije;

$\delta$  - debljina stijenke toroidalnog dijela;

$\nu$  - koeficijent Poissona.

Ostale se oznake također vide na sl.12.48, te se još dodatno definiraju:

$$\lambda = \frac{d}{r_0}; \quad \mu_1 = \left[ \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r_0}{\lambda \cdot \delta} \right]^{1/3}$$

Tip a), sl.12.48.a:

Maksimalno savojno naprezanje javlja se u presjeku  $\theta = 0$ :



$$\sigma_s = \pm \frac{3\Delta p \cdot \mu_1^2}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \frac{r_0}{\delta} \left[ a_1 \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) + 2b_1 \cdot \lambda \right] \quad (12-14)$$

Vlačno naprezanje  $\sigma_v$  u istom presjeku ima vrijednost:

$$\sigma_v = \frac{\Delta p \cdot r_0}{2\delta \cdot \lambda} \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) \left( \frac{1}{\lambda} + a_2 \sqrt{\mu_1} \right) + \frac{\Delta p \cdot r_0}{\delta} b_2 \quad (12-15)$$

Ovisnost koeficijenata  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  i  $b_2$  o veličini  $\mu_1$  prikazana je na sl.12.49.

Tip b), sl.12.48.b:

Maksimalna savojna naprezanja javljaju se u presjecima  $\theta = \theta_m$  i  $\theta = -\theta_m$ , gdje vrijednost kuta  $\theta_m$  ovisi o parametru  $\mu_1$ , na način kako prikazuje dijagram na sl.12.S0. U presjeku  $\theta = \theta_m$  naprezanja se računaju po jednadžbama:

$$\sigma_s = \pm \frac{2,262\Delta p \cdot \mu_1^2}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \frac{r_0}{\delta} \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) \quad (12-16)$$

$$\sigma_v = \frac{\Delta p \cdot r_0}{2\delta} \lambda \cdot \mu_1 \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) \frac{0,812 \cos^2 \theta_m}{(\lambda + \sin \theta_m)^2} + \frac{\Delta p \cdot r_0}{2\delta} \frac{2\lambda + \sin \theta_m}{\lambda + \sin \theta_m} \quad (12-17)$$

U presjeku  $\theta = -\theta_m$ :

$$\sigma_s = \pm \frac{2,262\Delta p \cdot \mu_1^2}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \frac{r_0}{\delta} \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) \quad (12-18)$$

$$\sigma_v = -\frac{\Delta p \cdot r_0}{2\delta} \lambda \cdot \mu_1 \left( \lambda^2 - \frac{r_y^2}{r_0^2} \right) \frac{0,812 \cos^2 \theta_m}{(\lambda - \sin \theta_m)^2} + \frac{\Delta p \cdot r_0}{2\delta} \frac{2\lambda - \sin \theta_m}{\lambda - \sin \theta_m} \quad (12-19)$$

U jednadžbi (12-14), jednadžbi (12-16) i jednadžbi (12-18) gornji se predznak odnosi na vanjsku površinu stijenke, a donji na unutarnju.

Tip c), sl.12.48.c:

Naprezanja u presjeku  $\theta = \pi$  određuju se po jednadžbi (12-14) i jednadžbi (12-15), a u presjecima  $\theta = \pm\theta_m$  po jednadžbi (12-18) i jednadžbi (12-19). Usporedbene analize pokazuju da će uz jednaku vrijednost debljine stijenke  $\delta$  i jednake vrijednosti polumjera  $r_0$ ,  $r_y$  i  $r_c$ , naprezanja imati nižu vrijednost kod kućišta tipa a) nego kod tipa b) i c). Treba naglasiti, da uzimajući u obzir preraspodjelu naprezanja u uvjetima plastične deformacije i puzanja, mogu se pojaviti u toroidalnim stjenkama lokalna naprezanja dosta visokih vrijednosti.

## 12.5. Određivanje osnovnih dimenzija i proračun na čvrstoću prirubničkog spoja

Kod konstruiranja prirubničkog spoja horizontalne razdjelne ravnine potrebno je osigurati nepropusnost spoja tijekom rada turbine između dva remonta. a također i čvrstoću njegovih osnovnih elemenata. Neka  $F$  predstavlja silu koju izaziva razlika tlakova unutar i izvan kućišta, koja se odnosi na jedan vijak, a  $P$  silu pritezanja vijka sl.12.51. Očigledno je da je:



dopuštenim. Proračun vijaka koji rade pri visokim temperaturama metala, usložnjava se zbog pojave relaksacije naprezanja, koje se sastoji u tome, da se tokom vremena naprezanja u vijku smanjuju zbog puzanja metala. Pri tome se pritezna sila smanjuje i prirubnički spoj može propuštati. Zbog toga periodički kroz jednu do dvije godine treba ponovo pritezati vijke. Zbog toga konačno naprezanje  $\sigma_k$  u vijku, koje djeluje na kraju zadanog vremenskog perioda do ponovnog pritezanja, mora zadovoljavati uvjet nepropusnosti prirubničkog spoja te se može proračunati po jednadžbi(12-26). Naprezanje  $\sigma_0$  u početnom trenutku treba biti veće zbog toga da kroz  $\tau$  sati rada ono ne bi postalo niže od vrijednosti  $\sigma_k$ . Za određivanje  $\sigma_0$  mogu se koristiti rezultati specijalnih ispitivanja radenih u svrhu istraživanja relaksacije za dani materijal (tablica 12.4). Veza između  $\sigma_k$  i  $\sigma_0$  može se odrediti korištenjem jedne od hipoteze puzanja. Kod relaksacije naprezanja ukupna se deformacija vijka, koja je zbroj elastične  $\varepsilon_0$  i plastične  $\varepsilon_{pl}$  deformacije, ne mijenja, tj.:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_{pl} = \sigma/E + \varepsilon_{pl} = konst.$$

Deformacije se odnose na početnu dužinu vijka. Derivirajući po vremenu  $\tau$  dobiva se:

$$\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{d\tau} + \frac{d\varepsilon_{pl}}{d\tau} = 0 \quad (12-24)$$

U skladu s jednadžbom (3-97) brzina puzanja je:

$$\frac{d\varepsilon_{pl}}{d\tau} = v = B(\tau) \cdot \sigma^m$$

Vrijednosti  $m$  za neke čelike i temperature dane su u tablici 12.1. Jednadžba (12-28) prevodi se u oblik:

$$\frac{d\sigma}{\sigma^m} = -E \cdot B(\tau) d\tau$$

Integrirajući i imajući u vidu da kod  $\tau = 0$  naprezanje treba imati vrijednost  $\sigma_0$  dobiva se:

$$\int_{\sigma_0}^{\sigma} d\sigma / \sigma^m = -E \int_0^{\tau} B(\tau) d\tau$$

Uz uzimanje u obzir jednadžbe (3-102):

$$-\frac{\sigma^{1-m} - \sigma_0^{1-m}}{m-1} = E \cdot \Omega(\tau)$$

ili:

$$\frac{\sigma_0}{\sigma} = [1 - (m-1)\sigma^{1-m} \cdot E \cdot \Omega(\tau)]^{\frac{1}{1-m}}$$

Označavajući  $\sigma_0/\sigma = v$  i  $\sigma^{1-m} \cdot E \cdot \Omega(\tau) = a$  dobiva se:

$$v = [1 - (m-1)a]^{\frac{1}{1-m}} \quad (12-25)$$

Neki autori predlažu jednadžbu dobivenu na temelju teorije starenja:

$$v^m - a \cdot v^{m-1} - 1 = 0 \quad (12-26)$$

U obje prethodne jednadžbe ulazi funkcija:

$$\Omega(\tau) = \int_0^{\tau} B(\tau) d\tau$$

koja je prikazana na sl.3.47. Temelj za nju su krivulje puzanja materijala oblika kao što su prikazane na sl.3.43. Ako se ordinate tih krivulja podijele, u skladu s jednadžbom (3-101), sa  $\sigma^m$ , to se dobiva krivulja  $\Omega(\tau)$  kao funkcija vremena, koje se nanosi na apscisu. Na taj se način, poznavajući tok funkcije  $\Omega(\tau)$ , može odrediti početno naprezanje  $\sigma_0$  u vijku s tim, da nakon isteka vremena  $\tau$  uz zadanu temperaturu ono ima vrijednost potrebne veličine  $\sigma_k$ . Dopuštena se brzina puzanja za vijke uzima obično  $v = 10^{-8}$  mm/m·h. Prihvatljivost dimenzija prirubnice dobivenih na temelju uvjeta nepropusnosti razdjelne ravnine na kraju treba ispitati na čvrstoću. Savojno je naprezanje prilikom propuštanja relativno niske ( $h/t < 1$ ) prirubnice (sl.12.51.b):

$$\sigma_s = F \cdot x_1 / W$$

gdje  $W = t \cdot h^2 / 6$  -moment otpora presjeka prirubnice. U granično dopuštenom slučaju krak  $x_1$ , sile  $F$  je  $b - (\delta/2)$ . Moment otpora presjeka, oslabljenog provrtima za vijke je:

$$W = \frac{(t-d)h^2}{6}$$

U skladu s tim:

$$\sigma_s = \frac{6F[b - (\delta/2)]}{(t-d)h^2} \quad (12-27)$$

Ako je materijal prirubnice dovoljno plastičan, to se u njemu može dopustiti pojava plastičnih deformacija. U graničnom slučaju dijagram naprezanja u presjeku prirubnice od materijala koji nije elastičan, imat će izgled kao na sl.12.52. Koristi se uvjet plastičnosti Tresk-Saint Venanta. Pošto je  $\sigma_3 = 0$ , to je:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_1 = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{0,2}$$

Moment unutarnjih sila, koje djeluju na površinu presjeka koja prolazi kroz os provrta je:

$$M_1 = \sigma_1(t-d) \frac{h}{2} \frac{h}{2} = \frac{(t-d)h^2}{2\sqrt{3}} \sigma_{0,2}$$

Vanjski savojni moment u istom presjeku je:

$$M_2 = F \left( b - \frac{\delta}{2} \right)$$

Izjednačavajući  $M_1 = M_2$  i uzimajući u obzir jednadžbu (12-20), dobiva se jednadžba za minimalno dopuštenu visinu prirubnice:

$$h = 1,32 \sqrt{\frac{b - \frac{\delta}{2}}{t - d} \cdot D_u \cdot t \cdot \frac{\Delta p}{\sigma_{0,2}}} \quad (12-28)$$

Za visoke prirubnice, uz  $h/t \geq 1$ , proračuni koji se temelje na teoriji savijanja grede, nisu pravovaljani. Istraživanja su pokazala da je u tom slučaju maksimalno naprezanje tlačno naprezanje ispod matice koja priteže prirubnicu.

## 12.6. Materijali za kućišta i izbor dopuštenog naprezanja

Kućišta turbina izrađuju se lijevanjem iz običnih i čeličnih ljevova ili zavarivanjem od čeličnih limova. Za kućišta niskotemperaturnih parnih turbina najčešće se koristi jeftini sivi lijev. Za turbinske odljevke koriste se sivi ljevovi *SL 15-32* i *SL 28-48* (oznake prema GOST-u), čije su karakteristike dane u tablici 12.2. Obični ljevovi su podložni kod visokih temperatura pojavi "rasta". Zbog raspadanja karbida željeza i izdvajanja slobodnog grafita, odljevku se povećava volumen ("raste"), i istovremeno postaje rastresit te značajno gubi čvrstoću. Pojava "rasta" ljevova zamjećuje se kod temperatura približno 160°C i više. Intenzitet rasta povećava se povećanjem temperature i produženjem vremena tijekom kojeg je odljevak podvrgnut povišenoj temperaturi. Zbog toga se ljevovi koriste za rad pri temperaturama do 250°C. U današnje se vrijeme primjenjuju isto tako specijalni tipovi ljevova perlitne strukture, koji nisu podvrgnuti "rastu" i kod viših temperatura nego što je prethodno navedena. To su tzv. modificirani ljevovi, tj. ljevovi s dodatkom određenih "modifikatora", koji "grafitiziraju" lijev te mu pridodaju sitnozrnatu strukturu. Modificirani ljevovi zadržavaju gotovo nepromijenjenima svoja mehanička svojstva s povišenjem temperature do 500°C, pri čemu kod temperatura 400 do 500°C granica čvrstoće i udarna žilavost modificiranog lijeva čak i raste. Karakteristika modificiranog lijeva *MSL 32-52* dana je u tablici 12.2. Mogućnost primjene modificiranog lijeva za dugotrajni rad je do 300°C. Za kućišta visokog (a ponekad i srednjeg) tlaka primjenjuju se gotovo isključivo čelični ljevovi. Odljevci koji rade kod temperatura do 450°C mogu se izrađivati od ugljičnih čelika.

Najčešće se koristi čelik *25L* (oznaka prema GOST-u), tablica 12.3. Kod temperature 400°C njegova granična trajna čvrstoća ima vrijednost svega 150 MN/m<sup>2</sup>, što treba imati u vidu prilikom izbora dopuštenog naprezanja. Za temperature pare do 500°C može se primjenjivati krom-molibden čelik *20HML* (oznaka prema GOST-u). Kod temperature 500°C vrijednost  $\sigma_{t-10^5} = 160$  MN/m<sup>2</sup>; kod viših temperatura kako granica trajne čvrstoće tako i granica puzanja naglo padaju. Viša mehanička svojstva ima krom-molibden-vanadij čelik *20HMFL* (oznaka prema GOST-u), koji se može primjenjivati kod temperature 580°C, koja je i granična za perlitne čelike. Treba naglasiti, da kod 580°C veličina  $\sigma_{t-10^5}$  ima vrijednost svega oko 70 MN/m<sup>2</sup>. Za temperature pare do 565°C preporuča se također krom-molibden-vanadij čelik *15H1M1FL* (oznaka prema GOST-u) perlitne strukture. Kod temperatura preko 560 do 580°C treba primjenjivati austenitne čelike. Za odljevke kućišta u turbogradnji našli su primjenu čelici *LA1*, *LA3*, *LA4* i *LA5* (oznake prema GOST-u). Prva dva tipa gotovo su ravnopravna po vrijednostima mehaničkih svojstava, dok se čelik *LA1* preporuča za temperature do 650°C, a čelik *LA3* za temperature do 600°C (kod te temperature  $\sigma_{t-10^5} = 140$  MN/m<sup>2</sup>). Čelik *LA5* predviđen je za dugotrajni rad kod temperature do 700°C, no kod te temperature  $\sigma_{t-10^5}$  ima vrijednost samo oko 60 MN/m<sup>2</sup>. Za temperaturno područje do 600°C prikladan je čelik *15H11MBFL* (oznaka prema GOST-u) koji pri toj temperaturi ima graničnu trajnu čvrstoću svega 78 MN/m<sup>2</sup>.

U tablici 12.3 uspoređena su fizikalna svojstva perlitnog čelika *20HMFL* i austenitnog *LA3*. Kao što se vidi prvi ima značajno niži koeficijent toplinskog rastezanja, no višu toplinsku vodljivost pri nižim temperaturama. Kod čelika *20HMFL* toplinska vodljivost opada, a kod čelika *LA3* neznatno se povećava s povišenjem temperature. Podaci o otpornosti spram relaksacije za određene čelike koji se primjenjuju za spojne elemente dani su tablici 12.4. Za lijevana čelična turbinska kućišta kod nižih temperatura preporuča se uzeti koeficijent sigurnosti  $K_T = 2$ , gdje:

$$K_T = \frac{\sigma_{0,2}^t}{\sigma_{dop}}$$

Kod povišenih temperatura za dopušteno naprezanje uzima se od tri veličine ona koja ima minimalnu vrijednost:

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_{0,2}^t}{K_T}; \quad \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{tr}}{K_{tr}}; \quad \sigma_{dop} = \frac{\sigma_{pl}}{K_{pl}}$$

gdje  $K_T = 2$ ;  $K_{tr} = 2$ ;  $K_{pl} = 1,55$ . Za kovane elemente kućišta prethodno navedeni koeficijenti imaju sljedeće vrijednosti:  $K_T = 1,65$ ;  $K_{tr} = 1,65$ ;  $K_{pl} = 1,25$ . Za odljevke od sivog lijeva dopušteno se naprezanje odabire po graničnoj čvrstoći  $\sigma_v$ :

$$\sigma_{dop} = \frac{\sigma_v}{K_v}$$

Za temperature radnog fluida do 250°C,  $K_v = 4,5$ . Vijci, koji spajaju dijelove kućišta, kod nižih temperatura (300 do 320°C) mogu se izrađivati od ugljičnog čelika 35 ili 45 (oznake prema GOST-u). Kod viših temperatura preporučaju se krom-molibden čelici 30HM, 35HM, EI10, a također i čelici EI765 i EI612 (oznake prema GOST-u). Kod umjerenih temperatura koeficijent sigurnosti u vijku može imati vrijednost  $K_T = 2$  s obzirom na granicu tečenja  $\sigma_{0,2}^t$ . Kriteriji čvrstoće spojnih elemenata, koji rade kod visokih temperatura (preko 350 do 400°C) u uvjetima relaksacije naprezanja, nisu još u potpunosti definirani. Proces puzanja se u tom slučaju odvija uz promjenljivo naprezanje: tijekom svakog perioda između dva pritezanja naprezanje se mijenja od  $\sigma_0$  do  $\sigma_k$ . U skladu s tim mijenja se i brzina puzanja. Uz određene pretpostavke, neki od autora dobili su jednadžbe za ekvivalentno konstantno naprezanje  $\sigma_E$ , koje uvjetuje lom materijala kroz isti vremenski period kao i promjenljivo naprezanje. Ako se pretpostavi, da se brzina tokom puzanja može odrediti pomoću ovisnosti  $v = B \cdot \sigma^m$ , to je:

$$\sigma_E = \sigma_k^m \sqrt{\frac{(m-1)(v-1)}{1 - (1/v^{m-1})}} \quad (12-29)$$

gdje  $v = \sigma_0/\sigma_k$ . Nešto bolje je opisan proces relaksacije ako se koristi ovisnost:

$$v = B_1 \cdot \sinh n \cdot \sigma$$

U tom slučaju:

$$\sigma_E = \frac{\sigma_0 + \sigma_k}{2} - 0,001(\sigma_0 - \sigma_k)^2 \quad (12-30)$$

uz  $0 \leq (\sigma_0 - \sigma_k) \leq 140 \text{ MN/m}^2$ ;

$$\sigma_E = \frac{\sigma_0 + \sigma_k}{2} - 0,07(\sigma_0 - \sigma_k) - 0,0005(\sigma_0 - \sigma_k)^2 \quad (12-31)$$

uz  $140 \leq (\sigma_0 - \sigma_k) \leq 340 \text{ MN/m}^2$ . Izabравši veličinu  $\sigma_k$ , po jednadžbi (12-29) i jednadžbi (12-30), ili pomoću tablice 12.4 određuje se veličina  $\sigma_0$ , a zatim po jednadžbama (12-33) do (12-35) veličina ekvivalentnog naprezanja  $\sigma_E$ . Ta se veličina uspoređuje s granicom trajne čvrstoće uz zadanu temperaturu i vrijeme, koje je jednako radnom vijeku turbine, tj. ne manje od 100.000 sati. Na taj se način, uvjet čvrstoće spojnih elemenata (vijaka) može zapisati u obliku:

$$\sigma_E \leq \frac{\sigma_t \cdot 10^5}{K}$$

gdje je koeficijent sigurnosti  $K \geq 2$ .

Početno naprezanje  $\sigma_0$  ne smije biti dva puta manje od granice tečenja  $\sigma_{0,2}^t$ . Treba naglasiti, da suviše visoki koeficijenti sigurnosti nisu poželjni pošto dovode do povećanja dimenzija prirubnice.

## 13. TEMELJ I TEMELJNA PLOČA TURBO AGREGATA, UGRADNJA TURBOAGREGATA NA TEMELJ

### 13.1. Temelj turboagregata

Turboagregat se u općenitom slučaju sastoji od višekucišne turbine i električnog generatora koji se ugrađuju na specijalnu gradnju koja se naziva temelj. Temelj ima dvije namjene:

- 1) Osiguranje kod svih režima rada takvog položaja kućišta ležaja i kućišta turbine, kod kojeg se ne javljaju intenzivne vibracije.
- 2) Omogućavanje kompaktnog razmještaja svih osnovnih i pomoćnih postrojenja turbopostrojenja i smanjivanje troškova kod gradnje zgrade termoelektrane.

Prve su turbine bile postavljene na temelje koji su se sastojali od dva paralelna uspravna zida u početku od kamena, a kasnije od betona s poprečnim željeznim nosačima, sl.13.1. Princip i danas korišteni oblici temelja turbina nastaju zamjenom zidova s pojedinačnim nosačima, tj. s potpornim stupovima od armiranog betona koji se nalaze na podnožnoj betonskoj ploči i koji nose gornju betonsku ploču. Do takve je izvedbe dovela također i potreba za osiguranjem prostora za smještaj kondenzatora koji se nalazi između te dvije ploče. Proračun je u početku bio veoma jednostavan, pošto zbog malih dimenzija turbina nije postojala opasnost od rezonancije, tj. temelji su bili "visokofrekventni", sl.13.2. Povećanjem snage, a time i dimenzija turbine, te pojavom i izvedbe turbine s međupregrijanjem, slijedi daljnji razvoj armiranobetonskih temelja. Ovisno o proračunu vibracija razvijaju se različiti načini postavljanja potpornih (nosivih) zidova i stupova, a također se posebno vodi računa o prostoru ispod gornje betonske ploče u koji dolazi kondenzator. Zbog dimenzija temelji postaju "niskofrekventni". Sl.13.3 prikazuje jedan takvi temelj kondenzacijske turbine snage 140 MW. Tokom vremena su se razvili različiti tipovi temelja i najčešće se koriste sljedeće izvedbe.

Tzv. *Y-temelj*, sl.13.4, sastoji se od podnožne ploče u koju su pričvršćena četiri pojačana nosača *Y* oblika koji podupiru gornju ploču u osam točaka. Takvim je rasporedom nosača povećan prostor za kondenzator. Postoje i temelji s opružnim elementima koji se upotrebljavaju zbog ublažavanja udara i utjecaja vibracija, posebno vlastitih frekvencija. Sl.13.5 prikazuje jednu od izvedbi takvog temelja kod kojeg gornja ploča nije poduprta oprugama već je ovješena na njih. Slika predstavlja temelj kondenzacijske turbine s međupregrijanjem snage 70 MW. Opruge se umeću između glava nosača i gornje ploče, te na taj način sprječavaju prenošenje skoro svih dinamičkih sila na nosače i donju ploču. Postoje dva osnovna rasporeda opruga: razmještaj ispod uzdužnih nosača ili okvira gornje ploče (platforme) montirane na odgovarajuću nosivu konstrukciju ili potporne zidove i koncentrirani raspored opruga na jednom mjestu ili u grupama na proširenim glavama nosača koji podupiru gornju ploču. Pomoću opruga mogu se kompenzirati nepravilnosti kod nalijeganja. Također razlika u visini može biti kompenzirana umetanjem pločica (limova) ispod opruga. Čelične spiralne opruge, svaka nosivosti 1.300 kN, kombiniraju se u grupe. Kod velikih postrojenja ukupna težina koju trebaju prenijeti uključujući i gornju ploču je 10.000 t. Kao najbolje rješenje montaže opruga pokazalo se njihovo montiranje na nešto proširene glave nosača jer ako se postavljaju ispod dvije najduže strane gornje ploče potreban je još i dodatni nosač za pridržavanje opruga koji onda dodatno zauzima prostor između ploča. Prednost konstrukcije pomoću opruga je i u slučaju zamjene energetskog postrojenja, gdje nova temeljna ploča turbine može biti montirana na postojeće temelje jer opruge izoliraju praktički od svih dinamičkih sila. U svrhu smanjenja opsega razmještaja opruga u njih se mogu montirati tzv. "viskozni" prigušni elementi koji su posebno preporučljivi u područjima gdje postoji opasnost od potresa. Za turbine snage iznad 50 MW temelji se uglavnom izrađuju od armiranog betona s opružno montiranom gornjom pločom, dok se izvedbe bez opruga s kruto vezanim nosačima koriste za manja postrojenja.

Kod novijih konstrukcija armiranobetonskih temelja za turbine veće snage zadržan je prvobitni oblik s vertikalnim nosačima kojih je sada četiri para dok su uzdužni nosači duži. Sl.13.6 predstavlja takvi



temelj za kondenzacijsku turbinu snage 320 MW, a sl.13.7 za kondenzacijsku turbinu snage 182 MW koja radi u nuklearnoj elektrani.

Danas su u upotrebi i čelični temelji koji se sastoje od gornje čelične temeljne ploče te potpornih čeličnih nosača montiranih na podnožnu ploču od armiranog betona. Potporni nosači puno su tanje izvedbe. Takav tip temelja za kondenzacijsku turbinu snage 220 MW prikazan je na sl.13.8. Čelični temelji su znatno elastičniji od betonskih te zbog toga i više podložni vibracijama. Njihov je proračun složeniji jer se moraju uzeti u obzir i vratila. Puno su skuplji zbog visokih troškova transporta, a ne zahtijevaju ni puno manje prostora. Koriste se tek u 20% slučajeva i to obično za jedinice manje snage kao što prikazuje sl.13.9 čelični temelj protutlačne turbine 6,8 MW. Prema izvedbi konstrukcije temelja moguća je sljedeća podjela:

- 1) Temelji napravljeni iz jednog dijela od betona, tzv. monolitna izvedba, sl.13.10. Monolitna izvedba se koristi kada se kondenzator ne smjesta ispod turbine već po strani uz nju na istoj razini. Primjenjuju se za određene tihohodne turbine, čija masa i dimenzije ne dopuštaju primjenu okvirne izvedbe zbog potrebne krutosti.
- 2) Temelji kod kojih se razlikuje gornja i donja ploča, koje su povezane ili poprečnim nosačima ili pojedinačnim vertikalnim stupovima, temelji tzv. okvirne izvedbe. Takvi temelji okvirne konstrukcije prikazani su na sl.13.11 i sl.13.12. Gornja je ploča oblikovana pomoću uzdužnih i poprečnih greda (tzv. prečki). Donja ploča, koja često dostiže debljinu 2 do 3 m, oslanja se na specijalno pripremljenu zemljišnu osnovu i treba isključiti mogućnost deformacije temelja kod njegovog neravnomjernog oslanjanja na zemlju. Prostor između gornje i donje ploče naziva se kondenzacijski i koristi se za smještaj kondenzatora, spremnika ulja i uljnih pumpi, pumpi kondenzata i drugih pomoćnih uređaja. Na gornjoj ploči (tzv. platformi) leži turbogenerator (turbina i električni generator) i ona prenosi opterećenje na vertikalne potporne nosače koji se oslanjaju na donju ploču koja pak raspodjeljuje opterećenje na cjelokupnu površinu podloge temelja. Danas su temelji zbog rasta jediničnih snaga turbina kao i veličine postrojenja velikih dimenzija. Zbog povećanja dimenzija kondenzatora raste i razina gornje ploče tj. ekstremno se povećavaju i potporni nosači, pa se i sama gornja ploča izvodi dužom. Povećana elastičnost čini temelj osjetljivijim na dinamičke sile. Kod uobičajenih izvedbi gdje je gornja ploča kruto vezana s potpornim nosačima, donja ploča na koju se oni oslanjaju djeluje kao prigušivač vibracija, a sve zajedno čini cjelinu neovisnu od ostalog postrojenja (da se vibracije ne bi prenosile na zgradu strojarne). Zbog toga bi masa donje ploče trebala biti približno jednaka masi svih dijelova kojima je opterećena. Zbog svoje veličine ne može se smatrati čvrstom komponentom. Ako ne može izdržati veliko opterećenje potrebno je najprije konstruirati temeljne stupove koji moraju izdržati čitavu težinu potpornih nosača.

Kao što je već rečeno pogodno je postavljanje gornje ploče na opruge, kao što je to izvedeno kod konstrukcija prikazanih na sl.13.11 i sl.13.12.

- 3) Čelični temelj gdje je gornja čelična ploča ujedno i temeljna ploča, sl.13.8.

Ovisno o konstrukciji, pojedinačni su dijelovi temelja napravljeni od različitog materijala. što se vidi u tablici 13.1. Mogu se koristiti još i izvedbe:

- 4) Montažno-monolitni, sl.13.13 (turbina snage 50 MW).
- 5) Armirano-betonski temelj koji se sastavlja od šupljih elemenata, sl.13.14 (turbina snage 150 MW).

Kod izbora i projektiranja konstrukcije temelja od velikog su značaja i vibracijske karakteristike pa s obzirom na to kako je već rečeno razlikuju se:

- 1) "Visokofrekventni" temelji kod kojih je vlastita frekvencija temelja veća od radne frekvencije električnog generatora.
- 2) "Niskofrekventni" temelji gdje je vlastita frekvencija temelja niža od radne frekvencije električnog generatora.

Na sl.13.15 prikazan je monolitni "visokofrekventni" temelj, a na sl.13.16 monolitni "niskofrekventni" temelj. Sl.13.17 prikazuje "niskofrekventni" čelični temelj, a sl.13.18 "niskofrekventni" okviri s oprugama. Prednosti i nedostaci pojedinih konstrukcija koji kod izbora konkretnog temelja moraju biti uzeti u obzir prikazani su u tablici 13.2. Većina temelja za plinske turbine leži direktno na tlu. Isključivo se rade od armiranog betona i takve su izvedbe da se sile i naprezanja prenose gotovo jednoliko preko čitave površine. U principu se, izbor provodi po sličnim kriterijima kao i kod parnih turbina. Najpovoljnije je i u ovom slučaju montiranje na opruge zbog mogućnosti podešavanja i korekcije u slučaju lošeg terena. Podloge koje su veće i šire od uobičajenih te relativno tanke, i poznate kao pločaste puno su elastičnije što pak prilično ovisi i o svojstvima podloge. Na temelj djeluju značajna opterećenja zbog težine postrojenja koje je ugrađeno na njega, zbog sila trenja koje se javljaju prilikom toplinskog rastezanja turbine po temeljnoj ploči i zbog vibracija. Temelj značajno opterećuje kondenzator i samo opterećenje ovisi o načinu spoja kondenzatora i turbine. U tablici 13.3 prikazani su mogući spojevi. Npr. kod elastične veze poklopca kondenzatora i turbine gdje je kondenzator "ukotvljen" za podlogu, javlja se uz stalna naprezanja izazvana težinom kondenzatora i vlačna sila zbog vakuuma koja nestaje kada je turbina izvan pogona pa se kao posljedica javljaju promjenljiva naprezanja. Mogu se javiti i određena temperaturna naprezanja uzrokovana vrućim parovodima ispod turbine u visokotlačnom dijelu kao i neki specijalni slučajevi naprezanja uzrokovani kratkim spojem ili lošom sinkronizacijom. Posljednji se u proračunu uzimaju kao oscilacije s odgovarajućom amplitudom. Dodatni izvor mogućih smetnji su i razna oštećenja.

Za sve tipove temelja pristup proračunu je u principu isti, s tim da se za male i relativno krute konstrukcije bitno pojednostavljuje. Uz dovoljnu krutost svih elemenata temelja neće doći do deformacija ploče, isključujući nejednolikost razmještaja oslonaca turboagregata i pojavu vibracija, što dovodi do brzog trošenja ležaja i brtvi. Pored određivanja statičkih naprezanja uzrokovanih težinom pojedinih komponenata, potrebno je odrediti i vibracijske karakteristike, tj. vlastite frekvencije svih komponenata temelja. Prednost opružno montiranih gornjih ploča dolazi do izražaja i kod proračuna. Gornja ploča (platforma) može se promatrati odvojeno od ostalih dijelova temelja kao ravninski sustav, a oprugama su poznate karakteristike. Iz proračuna se zbog takvih svojstava izuzimaju karakteristike tla. Elastična svojstva slojeva tla koja su uključena u proračunu kod izvedbi bez opruga mijenjaju se unutar širokih granica i mogu se tek približno odrediti. Proračun vibracijskih karakteristika mora uzeti u obzir široko područje vlastitih frekvencija. Sl.13.19 prikazuje rezultate kompjutorskog proračuna deformacija nastalih kod vibriranja vlastitom frekvencijom gornje armiranobetonske ploče turbine snage 750 MW. Osnovni je cilj proračuna vibracijskih karakteristika sprječavanje rezonancije. Zato, kao što je rečeno, su temelji ispod ili iznad radne frekvencije. Za temelje koji se danas koriste spektar vlastitih vibracija je uglavnom ispod radnog te su današnji temelji pretežito "niskofrekventni", što osigurava dobre vibracijske karakteristike. Nemoguće je povećati osnovnu frekvenciju na vrijednost iznad radne, a da to ne utječe na ostale dimenzije. Za uobičajene konstrukcije osnovni spektar vibracija leži u području 10 do 15 Hz, a za temelje s oprugama 3 do 5 Hz što je jako nisko u usporedbi s radnom frekvencijom od 50 Hz.

## **13.2. Temeljna ploča**

Turboagregat se ugrađuje na temelj pomoću temeljne ploče, koja se zalijevanjem betonom i pomoću specijalnih vijaka ili klinova pričvršćuje za gornju armirano-betonsku ploču temelja. Kao sastavni dio turbine, temeljna je ploča potrebna iz više razloga, a najglavniji je, kada bi se noge kućišta turbine ili stalci kojima se oslanjaju ležaji rotora oslanjali direktno na temelj, sigurno bi došlo do veoma neugodne pojave neizbalansiranosti masa pa je stoga montaža turbine bez temeljne ploče nezamisliva.

Kao što je rečeno, na temeljnu se ploču oslanjaju noge kućišta i ležajni stalci i to na dva načina: čvrsti spoj pomoću klinova i vijaka ili pak spoj koji omogućava klizanje po vodilicama. Drugi je način

značajan kod turbina sa značajnim toplinskim deformacijama kućišta. Pošto su također i sastavni dio temelja turbine, zajedno s njim imaju ulogu da preuzmu težinu turboagregata, okretne momente, eventualne dinamičke sile uzrokovane neizbalansiranosti masa te da po mogućnosti priguše vibracije. Na sl.13.20.a dan je prostorni prikaz temeljne ploče s turboagregatom, a na sl.13.20.b sama temeljna ploča koja se sastoji iz nekoliko dijelova. Prije su se radile temeljne ploče koje su prekrivale čitavu površinu ispod turbine. Zbog velikog utroška materijala, komplicirane izrade i složene montaže uzrokovane velikom masom danas su ovakve izvedbe napuštene i izvode se temeljne ploče okvirnog oblika, sl.13.21, ili u obliku "U"-slova, sl.13.22. Konstrukcija temeljne ploče ovisi o konstrukciji turboagregata, a može biti izvedena iz jednog dijela (turboagregati manje snage) ili dva ili više dijelova (uobičajenije, posebice kod turboagregata većih snaga).

Pojedini se dijelovi temeljne ploče međusobno centriraju s klinom i spajaju s vijcima, sl.13.23. Klinovi trebaju dobro sjediti u utorima ploče te ne smiju viriti iz njih. Pravilno postavljeni klinovi trebaju biti upušteni u utorima za 0,05 do 0,1 mm. Dodirne se površine spajanih dijelova trebaju očistiti od hrđe i naslaga do čiste površine te namazati suhim grafitom nakon čega se dijelovi sastavljaju i učvršćuju vijcima. Vijci se zatežu udarnim ključem. Tako se kompletna ploča nakon montaže postavlja na temelj. Sve površine temeljne ploče, osobito na mjestima dodira s betonom zbog što boljeg prijanjanja treba očistiti šaberom i metalnim četkama od hrđe, masti i svih ostalih naslaga. Masnoće se odstranjuju spaljivanjem s plamenikom. Na sl.13.24 prikazana su mjesta ugradnje temeljnih ploča ispod turboagregata snage 300 MW. Prednji ležaj visokog tlaka i srednji ležaj (između kućišta visokog i srednjeg tlaka) turboagregata su samonosivi. Zato su oni smješteni na odvojene masivne temeljne ploče, koje su ulivene u prečke. Stražnji ležaj kućišta srednjeg tlaka i kućišta niskog tlaka imaju montažna kućišta, pa su stoga ta kućišta postavljena na nosivi pojas koji se sastoji od većeg broja uskih temeljnih ploča. Na analogne se temeljne ploče ugrađuju i kućišta generatora i budilice.

Sve se temeljne ploče pričvršćuju za gornju ploču temelja na takav način da njihove gornje površine leže u jednoj ravnini. Na sl.13.25 prikazana su dva najčešće korištena načina pričvršćenja temeljnih ploča. Prvi je način (a) pričvršćenje na nepomični zaliveni okvir preko pločice čija se debljina odabire tako da bi se gornje površine svih temeljnih ploča nalazile u jednoj ravnini. Drugi način (b) se sastoji u korištenju para klinova, koji se smještaju direktno na temelj i koji omogućavaju regulaciju položaja površine temeljne ploče. Temeljne ploče koje iznutra imaju šupljine treba naliti s betonom tako da se okrenu obrnuto, a sve otvore na njoj treba zaštititi da u njih ne ude beton. Beton se nabije do debljine stijenke, sl.13.26. To se radi zato da ostali beton koji dolazi okolo temeljne ploče svojim dijelom u potpunosti popuni šupljinu.

### 13.3. Ugradnja turboagregata na temelj

Shema ugradnje jedno i dvokućišne (istovremeno i s dvostrujnim niskim tlakom) kondenzacijske turbine na temelj prikazana je na sl.13.27. Kod jednokućišne se turbine "mrtva točka" (7) nalazi na presjeku osi uzdužnog i poprečnog klina (3), koji su smješteni u stražnjem osloncu (10) ispušnog kućišta. Prednji dio ispušnog kućišta ima bočne stalke, koji se oslanjaju na okvir (9) s kosima usmjeravajućim klinovima (5). Smjerovi kliznih površina tih klinova sijeku se u "mrtvoj točki" turbine. Prednji se dio kućišta oslanja na bočne izdanke kućišta prednjeg ležaja preko noga koje predstavljaju produženje prirubnice donjeg dijela kućišta. U aksijalnom smjeru noge su fiksirane s obzirom na ležaj pomoću poprečnih klinova (2), detalj "A". Bočno pomicanje kućišta s obzirom na kućište ležaja sprječava vertikalni klin (4), presjek II-II. Kućište ležaja, slijedeći toplinske deformacije kućišta, može se pomicati duž uzdužne osi po temeljnoj ploči (8), i pri tome se usmjerava klinovima (1). Uz prisutnost značajnog trenja između noga ležaja i temeljne ploče može se pojaviti zakretni moment koji bi mogao izazvati prevrtanje. Da do toga ne bi došlo, s obje su strane ležaja predviđeni pritezači (6), presjek I-I, koji istovremeno ne ometaju uzdužno pomicanje ležaja. Kod dvokućišnih turbina "mrtva točka" (7) je smještena približno u sredini kućišta niskog tlaka. Ono se također centrirava uzdužnim klinom (11) na ispušnom rukavcu sa strane generatora i vertikalnim klinom (4) s kućištem visokog tlaka. Prednji i stražnji stalci niskog tlaka se zbog toplinskog rastezanja mogu pomicati u aksijalnom smjeru po temeljnim pločama (9) i (10). Stražnji dio kućišta visokog tlaka oslanja se na srednji ležaj na isti način kao i prednji na način kako prikazuje sl.13.27.b.

Način ugradnje pojedinih odvojenih kućišta višekucišne turbine ovisi o uvjetima njihovog rada. Za kućište turbine visokog tlaka karakteristične su visoke temperature kako u području dovođenja pare tako i na izlazu. Kod turbina u termoelektranama temperatura na ulazu u visokotlačno kućište je preko 500°C, a na izlazu oko 360°C. Kod turbina u nuklearnim elektranama te su temperature znatno niže, no isto tako one su dovoljno visoke u usporedbi s temperaturom kućišta ležaja, kod kojih temperatura ulja na izlazu ne prelazi obično 65°C. Stoga ležaji visokog tlaka trebaju biti samonosive konstrukcije, a njihov spoj s kućištem turbine treba osigurati centričnost i slobodno toplinsko rastezanje. Ugradnja kućišta visokog tlaka na temelj prikazana je na sl.13.28. Kućište turbine se preko noga ovješuje na stol samonosivih ležaja i centrira se s obzirom na njih pomoću vertikalnih klinova. Ispod kućišta ležaja u vertikalnoj su ravnini ugrađeni uzdužni klinovi, duž kojih se oni mogu pomicati prilikom toplinskog rastezanja kućišta visokog tlaka ili pod djelovanjem sila susjednih kućišta.

Kućišta ležaja klizu po temeljnim pločama duž uzdužnih klinova samo uz male sile trenja između površina temeljnih ploča i površina oslanjanja kućišta ležaja (jasno ako nije došlo do zakošavanja kod klinova). U protivnom slučaju dolazi do pojave zakošavanja kućišta ležaja, sl.13.29. Npr. kod smanjenja snage turbine temperatura kućišta visokog tlaka se snižava, kućište se skraćuje i s noge (1) na klin (2) prenosi se sila  $R$ . Pod njenim djelovanjem kućište se može zaokrenuti oko točke  $B$  uz pojavu zazora  $a$ . Kod toga će doći do zakošavanja blazinice s obzirom na rukavac vratila i do njenog trošenja. Zbog isključivanja mogućnosti zakošavanja kućišta ležaja njegova se osnovica izvodi s priрубnicama (3), za koje se ono pridržava pomoću pritezniх stega (4), koje su pričvršćene za temeljnu ploču (5). Pritezne se stege ugrađuju spram priрубnice sa zazorom za toplinsko širenje koji ima vrijednost 0,04 do 0,08 mm te ne sprječavaju slobodno uzdužno toplinsko širenje kućišta, no istovremeno ne dopuštaju odvajanje kućišta ležaja od temeljne ploče. Ako je prilikom zagrijavanja kućišta turbine sila  $R$  usmjerena u suprotnom smjeru te se zazor može javiti kod točke  $B$ , tada se kućište ležaja osigurava s četiri pritezne stege, razmještene po njegovim stranama. Način ugradnje kućišta srednjeg tlaka turbine s međupregrijanjem pare ovisi o temperaturi njegovih krajnjih dijelova. Topliji se dio kućišta postavlja na samonosivi ležaj visokog tlaka, sl.13.28. Hladniji dio može imati ugradbeni ležaj ili se oslanjati direktno na temeljnu ploču.

Za rad dvostrujnih kućišta niskog tlaka turbina velike snage karakteristične su niske temperature, pa se stoga kućišta njihovih ležaja izvode kao ugrađena ili prislonjena. Kod toga se na temeljnu ploču ugrađuje samo kućište niskog tlaka. Zbog toga se nešto niže od horizontalne razdjelne ravnine po opsegu izlaznog dijela izvodi nosivi pojas preko kojeg se kućište oslanja na uske temeljne ploče prikazane na sl.12.27.

Suvremeni turboagregat predstavlja složenu konstrukciju koja se sastoji od četiri do pet kućišta i generatora s jednim rotorom. Radijalni zazori u turbini su na razini 1 do 1,5 mm, a aksijalni 2 do 7 mm. Kod montaže turbine realizirati i manje zazore ne predstavlja osobite poteškoće. Isto tako mora biti isključena mogućnost zapinjanja rotorskih o statorske dijelove kod bilo kojeg režima rada, kada se temperature kućišta i ležaja bitno razlikuju od temperatura prilikom montaže. Zbog toga se cijeli turboagregat postavlja na temeljnu ploču na potpuno određeni način, koji osigurava njegovo slobodno, u potpunosti određeno temperaturno rastezanje uz pomoć usmjeravajućih klonova. Pomoću sl.13.30 može se principijelno objasniti oslanjanje višekucišne turbine na temeljnu ploču odn. temelj. Turboagregat se sastoji od po jednog kućišta visokog i srednjeg tlaka i dva kućišta niskog tlaka. Kućišta visokog i srednjeg tlaka oslanjaju se na samonosive ležaje (1) i (3). Sva kućišta niskog tlaka imaju ugradbene ležaje, pri čemu su na kućište prvog zavarene horizontalne površine, na koje se preko svojih noga oslanja kućište srednjeg tlaka.

U vertikalnim su ravninama svih kućišta i kućišta ležaja smještenih između njih te temeljnih ravnina ugrađeni uzdužni klinovi, duž kojih se može slobodno pomicati turboagregat. Zbog toga da se on ne bi pomicao duž klinova na proizvoljan način kod djelovanja vibracija ili toplinskog rastezanja na njega spojenih parovoda, na temeljnim su pločama ugrađeni i poprečni klinovi. Presjeci horizontalnih ravnina temeljnih ploča, vertikalne ravnine turboagregata i osi poprečnih klinova čine "mrtve točke", nepomične točke u prostoru, od kojih se odvija relativno toplinsko širenje i pomicanje turboagregata. Turboagregat na sl.13.30 ima dvije "mrtve točke". Od prve od njih (točka A) redom se kućišta niskog tlaka, srednjeg tlaka i visokog tlaka izdužuju ili skraćuju duž uzdužnih klinova kao jedna cjelina. Druga "mrtva točka" (točka B) fiksira položaj drugog kućišta niskog tlaka. Da ne bi ometalo

međusobno premještanje kućišta niskog tlaka, kućište ležaja smještenog između njih, opremljeno je s elastičnim elementima. Na sl.13.24 prikazani su također utori za uzdužne i poprečne klinove i "mrtva točka" dvokućišne turbine. Kod trokućišne konstrukcije turbine prikazane na sl.13.31 postoje dvije "mrtve točke": *A*-kod kućišta radialno-aksijalnog ležaja između kućišta visokog i srednjeg tlaka (rotori ta dva kućišta su međusobno spojeni krutom spojkom) i *B*-ispod dvostrunog niskotlačnog kućišta. Visokotlačno je kućište s prednje strane povezano s kućištem ležaja na način kako je prikazano na sl.13.27 s dva horizontalna i jednim vertikalnim klinom. Izlazne strane visokotlačnog i srednjetačnog kućišta (u posljednjem para struji suprotno nego u visokotlačnom kućištu) centriraju se relativno prema srednjem ležaju pomoću prirubnica. Klinovi (1) i (2) fiksiraju položaj niskotlačnog kućišta u aksijalnom smjeru. Od poprečnog pomicanja osigurava se klinovima (3) i (4), koji su učvršćeni na elastičnim gredama (5) i (6), koje dopuštaju aksijalno pomicanje ispušnih rukavaca niskog tlaka. Srednjetačno kućište i prednji dio kućišta niskog tlaka centriraju se pomoću polucilindra (7) koji leži u odgovarajućem utoru kućišta niskog tlaka.

Na sl.13.32. prikazano je pričvršćenje za temelj peterokućišne turbine snage 1.200 MW. Kućišta visokog i srednjeg tlaka oslanjaju se preko noga na stolove ležaja. Sva kućišta niskog tlaka oslanjaju se neposredno na temeljnu ploču. Turbina ima četiri "mrtve točke". Prva mrtva točka nalazi se na temeljnoj ploči ležaja između kućišta visokog i srednjeg tlaka; od nje se odvija rastezanje kućišta visokog tlaka i prednjeg ležaja ulijevo, a kućišta srednjeg tlaka i njegovog ležaja udesno. Ostale su "mrtve točke" smještene na prednjim poprečnim temeljnim pločama sva tri kućišta niskog tlaka. Također su sva kućišta ležaja rotora niskog tlaka pričvršćena za temeljne ploče poprečnim klinovima da ne bi dolazilo do njihovog uzdužnog pomicanja. Dužina turbine bez generatora je 47,9 m, a s generatorom 71,8 m. Principijelno "mrtva točka" može biti na bilo kojem mjestu oslanjanja turbine na temeljnu ploču. Ipak se najčešće "mrtva točka" postavlja u području ispušnih kućišta niskog tlaka. Kod kondenzacijskih turbina to omogućava da se izbjegne značajno pomicanje kondenzatora, čija masa zajedno s vodom može prelaziti masu turbine, a kod protutlačnih turbina teško deformabilnih parovoda velikog promjera. Kod toga se mogu javiti na kućištu visokog i srednjeg tlaka sile zbog neuravnoteženih toplinskih deformacija parovoda svježih pare i parovoda međupregrijanja. Zbog toga pri izboru položaja i broja "mrtvih točki" treba uzeti u obzir te činjenice.

## 14.LABIRINTNE BRTVE I BRTVLJENJE KOD TURBINA

### 14.1. Zahtjevi koji se postavljaju na brtve

Propuštanja pare kroz zazor između statora i rotora te usisavanje zraka u kućište (ako je u njemu tlak niži od atmosferskog) minimalizira se ugradnjom labirintnih brtvi. Također da bi se smanjilo prostrujavanje radnog fluida iz stupnja u stupanj kroz zazor između statora i rotora, brtve se također stavljaju u dijafragme te između rotorskih lopatica i kućišta. Stoga kod parnih turbina postoje četiri oblika brtvljenja: vanjsko, unutarnje, brtvljenje dijafragme i brtvljenje rotorske rešetke. Posljednja dva brtvljenja nazivaju se i međustupajnske brtve. Mjesta pojedinog oblika brtvljenja prikazana su na sl.14.1

Vanjsko brtvljenje služi za brtvljenje na mjestu gdje rotor prolazi kroz kućište. Unutarnje brtvljenje služi za odvajanje jednog od drugog prostora protočnog dijela kućišta s različito usmjerenim tokovima pare. Brtvljenje dijafragme sprječava prostrujavanje pare između dijafragme i vratila. Brtvljenje rotorske rešetke obično predstavlja brtva iznad bandaže (ponekad se naziva i periferno ili radijalno), a može postojati i brtvljenje aksijalnog zazora između diska i dijafragme (ponekad se naziva i aksijalno). Labirintne brtve mogu biti stepenaste ili ravnog tipa, sl.14.2. Suženja kod ravne labirintne brtve oblikuju se između metalnih labirintnih traka učvršćenih u stator i površine rotora. Kod stepenastih labirintnih brtvi, površina rotora ima grebene dok je kod ravnih površina rotora glatka. Da bi se spriječilo lokalno zagrijavanje rotora i njegovo krivljenje, metalne se trake često ugrađuju na rotor, a grebeni i žljebovi se izvode kod statorskih elemenata. Labirintna brtva ravnog tipa, sl.14.2.a, dopušta značajno aksijalno pomicanje kućišta s obzirom na vratilo izazvano toplinskim deformacijama. S druge strane, stepenasta brtva, sl.14.2.b, ima puno niži koeficijent protoka. To je postignuto grebenima na vratilu iza svakog šiljka, koji poništavaju brzinu fluida koja je postignuta ekspanzijom u zazoru ispod šiljka gotovo na nulu. Vrhovi brtvenih šiljaka koji se izrađuju od lima, sl.14.3.a, ostaju oštri i ne zaobljuju se. Takvi šiljci imaju značajno niži koeficijent protoka nego zaobljeni kao što prikazuje sl.14.3.b, te je konstrukcija prikazana na sl.14.3.a puno efikasnija. Sl.14.4 shematski prikazuje različite izvedbe šiljaka, odn. brtvenih labirinata. Na brtve se postavlja čitav niz zahtjeva. Prije svega trebaju osigurati minimalno prostrujavanje. Zbog toga zazor kod brtvi trebaju biti minimalno dopušteni da ne bi dolazilo do njihovog kontakta s rotorom. Ako do njega dođe, to u najboljem slučaju dolazi do trošenja šiljaka brtvi, a u najgorem do teške havarije, izazvane trajnim progibom vratila zbog toplinskih deformacija. "Bježanje" pare također je određeno brojem šiljaka: tok radnog fluida kroz brtvu obrnuto je proporcionalan kvadratnom korijenu iz njihovog broja. Zbog toga treba broj brtvenih šiljaka povećati, no isto tako on je određen i drugim faktorima.

Brtvljenje treba biti sigurno. Slučajno zapinjanje, koje se javlja npr. kod vibracija rotora turbine kada on prolazi kroz kritični broj okretaja, ne smije dovesti do intenzivnog trošenja brtvi ili zagrijavanja rotora. Brtve trebaju biti jednostavne za montažu i demontažu, te lako zamjenjive u uvjetima termoelektrane. Trebaju biti otporne na vibracije. Prilikom strujanja pare kroz njih ne smije doći do pojave aerodinamičkih sila koje mogu pobuditi vibracije rotora.

### 14.2. Prikaz procesa strujanja u labirintnoj brtvi

U jednadžbama za određivanje protoka kroz labirintnu brtvu obično se pojavljuje koeficijent protoka, koji predstavlja omjer stvarnog protoka i teorijskog, te ovisi o konstrukciji labirinta. Kod najjednostavnijeg ravnog tipa brtve, sl.14.2.a, koeficijent protoka ovisi o omjeru  $\delta_b/s$  (omjer zazora i koraka) i o broju šiljaka; koeficijent protoka raste s povećanjem  $\delta_b/s$  (uz zadani broj šiljaka) i s povećanjem broja šiljaka (uz zadani  $\delta_b/s$ ) pri čemu treba imati na umu da se teorijski protok pare kroz labirintnu brtvu smanjuje s povećanjem broja šiljaka.

Ukratko će se prikazati proces strujanja pare u labirintnoj brtvi. Tok pare se ubrzava u suženju dok se u proširenju iza suženja stepenaste brtve usporava praktički na brzinu jednaku nuli, sl.14.5.a. Usporavanje u proširenju odvija se bez povrata mehaničke energije, tj. izobarno i uz potpunu disipaciju kinetičke energije toka koja se troši za zagrijavanje pare u proširenju. Tlak koji se uspostavlja u proširenju je niži nego ispred suženja. U nizu međusobno spojenih suženja i proširenja

taj se proces ponavlja. Na taj način tlak pare postupno opada od jednog do drugog proširenja, dok entalpija pare u svim proširenjima ostaje ista, pošto nema odvođenja topline s pare u brtvi. Dat će se i prikaz toka pare u labirintnoj brtvi u h-s dijagramu, sl.14.5.b. Stanje pare prije prvog suženja dano je s točkom  $0^1$ . Crta  $0^1a^1$  odgovara ekspanziji pare u prvom suženju, a točka  $a^1$  stanju pare u suženju. Kinetička energija toka u prvom suženju,  $c_{su}^2/2$ , jednaka je raspoloživom toplinskom padu  $H_0^1$ . Kod izobarnog usporavanja toka u proširenju poslije prvog suženja (crta  $a^10^2$ ), kinetička se energija toka pretvara u toplinu što ima za posljedicu da je entalpija pare ispred drugog suženja (točka  $0^2$ ) jednaka entalpiji ispred prvog suženja,  $h_0$ . Proces se ponavlja u drugom i trećem suženju te proširenjima iza njih. U tom slučaju, raspoloživi toplinski pad raste u svakom sljedećem suženju, pošto brzina pare raste od suženja do suženja duž toka, što slijedi iz jednadžbe kontinuiteta:

$$c_{su} = \frac{G_b \cdot v}{F_b} \quad (14-1)$$

Za brtvu s konstantnim promjerom  $d_b$  i konstantnim zazorom  $\delta_b$ , sl.14.5.a, površine svih suženja međusobno su jednake:  $F_b = \pi \cdot d_b \cdot \delta_b$ ; maseni je protok kroz suženja također nepromjenjiv ( $G_b = konst.$ ), dok specifični volumeni pare  $v$  rastu, kako slijedi iz h-s dijagrama. Stoga, brzine u suženjima  $c_{su}$  rastu duž brtve, pa se najveća brzina postiže u posljednjem suženju.

Na taj je način, stanje pare u proširenjima brtve karakterizirano točkama  $0^2, 0^3, 1$  koje leže na liniji  $h = konst.$  i koja odgovara procesu prigušivanja pare. Stanje pare u suženjima brtve karakterizirano je točkama  $a^1, a^2, a^3$  koje leže na liniji  $ab$  koja odgovara procesu strujanja pare s trenjem u cijevi s konstantnim poprečnim presjekom i zove se Fanno-ov proces, a linija  $ab$  Fanno-ova krivulja. Pošto je proces strujanja pare u brtvi, kako pokazuju stanja pare u njenim proširenjima, u biti proces prigušivanja, temperatura pare se mijenja duž brtve tek neznatno. Iz tih razloga, temperatura pare na izlazu iz prednje brtve turbine bit će kod većine konstrukcija jednaka temperaturi pare na izlazu iz prvog turbinskog stupnja. Sl.14.5.c prikazuje proces strujanja pare kroz brtvu koja ima šest suženja, s tim da su parametri pare ispred i iza brtve kao i oblik suženja jednaki kao i kod brtve s tri suženja prikazane na sl.14.5.b. Kod brtve sa šest suženja (isto toliko i šiljaka), pošto je njihov broj udvostručen, toplinski je pad po suženju manji za oko 50%. Stoga su brzine pare u suženjima kao i maseni protoci u njima manji za faktor  $\sqrt{2}$ , što osigurava da su brzine u svim suženjima podzvučne. Proširivanje takvog razmišljanja na bilo koji broj suženja omogućava izvođenje zaključka da je maseni protok pare kroz brtvu obrnuto proporcionalan kvadratnom korijenu iz broja šiljaka z:

$$G_b \approx \frac{1}{\sqrt{z}}$$

Ovisnost masenog protoka pare kroz brtvu o omjeru tlakova iza i ispred brtve,  $p_1/p_0$ , može se dobiti korištenjem zakona strujanja kroz otvor s oštrim rubom, tzv. prigušnicu, koji su opisani jednadžbama sličnima jednadžbama za konvergentnu sapnicu. Tok kroz prigušnicu ima sljedeće svojstvene karakteristike u usporedbi s tokom kroz konvergentnu sapnicu:

- 1) Mlaz pare iza prigušnice je bitno suženiji, tako da je koeficijent protoka za prigušnicu puno niži nego za sapnice: za prigušnice,  $\mu_b = 0,63$  do  $0,85$  a konvergentne sapnice  $\mu_1 = 0,97$ . Koeficijent  $\mu_b$  raste sa smanjenjem omjera tlakova  $p_1/p_0$ .
- 2) Za tok pregrijane pare, kritični omjer tlakova za konvergentnu sapnicu  $\varepsilon_{kr} = 0,546$ , a za prigušnicu  $\varepsilon_{kr}^{pr} = 0,13$ .

Krivulje koje daju ovisnost masenog protoka  $q = G/G_{kr}^s$  o  $\varepsilon = p_1/p_0$  za konvergentne sapnice dobro su poznate u dinamici fluida. Ovdje je  $G$  maseni protok kroz sapnicu ili prigušnicu,  $G_{kr}^s$  je kritični maseni protok kroz sapnicu te  $p_0$  i  $p_1$  su tlakovi ispred i iza sapnice ili prigušnice. Za prigušnicu, maseni protok ostaje konstantan kod  $\varepsilon < 0,13$ , postoje kritični maseni protok  $G_{kr}^{pr} = 0,85G_{kr}^s$ .

Promjena masenog protoka kroz prigušnicu opisana je jednačbom koja je slična jednačbi za konvergentnu sapnicu, u kojoj se  $G_{kr}$  i  $\varepsilon_{kr}$  za sapnicu zamjenjuju sa  $G_{kr}^{pr}$  i  $\varepsilon_{kr}^{pr}$  za prigušnicu:

$$q = \frac{G}{G_{kr}^{pr}} = \sqrt{1 - \frac{(\varepsilon - \varepsilon_{kr}^{pr})^2}{(1 - \varepsilon_{kr}^{pr})^2}} \quad (14-2)$$

Ovdje se kritični maseni protok kroz prigušnicu može odrediti pomoću jednačbe za strujanje kroz sapnicu u kojoj se koeficijent  $\mu_1$  zamjenjuje s koeficijentom protoka za prigušnicu (brtvu)  $\mu_b$ :

$$G_{kr}^{pr} = \mu_b \cdot \chi \cdot F_b \sqrt{p_0/v_0} \quad (14-3)$$

Koristeći jednačbu (14-2) i jednačbu (14-3) može se dobiti jednačba za maseni protok kroz prigušnicu, tj. kroz brtvu koju čini jedan šiljak (suženje), ( $z = 1$ ):

$$G_b = \mu_b \cdot \chi \cdot F_b \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2 - 2(1 - \varepsilon)\varepsilon_{kr}^{pr}}}{1 - \varepsilon_{kr}^{pr}} \quad (14-4)$$

Ako brtva ima z šiljaka može se koristiti sljedeća jednačba:

$$G_b = \mu_b \cdot \chi \cdot F_b \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{(1 - \varepsilon_{kr}^{pr})^z} - \frac{\varepsilon_{kr}^{pr}(1 - \varepsilon)^2}{(1 - \varepsilon_{kr}^{pr})^2 z^2}} \quad (14-5)$$

Kako je već rečeno, najveća se brzina pare ako brtva ima nekoliko šiljaka postiže u zazoru kod posljednjeg šiljka. Jasno je da, uz zadani početni tlak  $p_0$ , maseni protok pare  $G_b$  imat će maksimalnu vrijednost kada se u posljednjem suženju postiže kritična brzina. Omjer tlakova  $\varepsilon = \varepsilon_{kr}^b$  kod kojeg se postiže kritična brzina, i stoga, kritični (maksimalni) maseni protok kroz brtvu, može se odrediti iz jednačbe (14-5) izjednačavajući s nulom prvu derivaciju od  $G_b$  po  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon_{kr}^b = \frac{\varepsilon_{kr}^{pr}}{z(1 - \varepsilon_{kr}^{pr}) + \varepsilon_{kr}^{pr}} \quad (14-6)$$

Ako se u proračunu brtve zamijeni da je  $\varepsilon < \varepsilon_{kr}^b$ , tada se e u jednačbi (14 -5) mora zamijeniti sa  $\varepsilon_{kr}^b$ . Kod praktičnih se proračuna treba uzeti u obzir da vrhovi šiljaka kod turbinskih brtvi nisu apsolutno oštri, već se troše tokom rada ili se već izrađuju kao zaobljeni. Također se mogu zaobliti zbog stvaranja naslaga soli u brtvama. Iz tog se razloga preporuča uvrstiti  $\varepsilon_{kr} = 0,546$  (za pregrijanu paru) za  $\varepsilon_{kr}^{pr}$  jednačbi (14-5) i jednačbi (14-6). Osim toga, uz veliki broj šiljaka brtve, drugi se član ispod korijena u jednačbi (14-5) može zanemariti. Uz tu pretpostavku, praktična jednačba za maseni protok kroz brtvu ima oblik:

$$G_b = \mu_b \cdot F_b \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}} \quad (14-7)$$

gdje  $\mu_b$  - koeficijent protoka kroz suženja koja čine šiljci brtve i može se odrediti pomoću dijagrama na sl.14.6. Taj je dijagram dobiven na temelju eksperimentalnih podataka;

$F_b = \pi d_b \cdot \delta_b$  - površina poprečnog presjeka zazora brtve;

$p_0, v_0$  - tlak i specifični volumen pare ispred brtve;

$\varepsilon = p_1/p_0$  - omjer tlakova iza i ispred brtve.



Jednadžba (14-7) odgovara protoku pare kroz stepenastu brtvu. Ako su toplinske deformacije rotora s obzirom na stator u području brtve velike, tada stepenasti tip brtve postaje nepogodan, pošto prostori između šiljaka trebaju biti veliki. U tom se slučaju koristi kompaktnija ravna brtva. Tok pare se u ravnoj brtvi ne usporava između šiljaka u potpunosti. Kinetička energija mlaza pare iz prethodnog šiljka samo se djelomično pretvara u toplinu, dok se ostali dio troši za ubrzavanje toka u sljedećem šiljku. Iz tog je razloga maseni protok pare kroz šiljke ravne brtve bitno veći nego kod stepenaste brtve, te jednadžba (14-7) za taj slučaj mora biti napisana u obliku:

$$G_b = k_b \cdot \mu_b \cdot F_b \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{1 - \varepsilon^2}{z}} \quad (14-8)$$

gdje  $k_b$  - korekcijski faktor koji se može očitati iz dijagrama na sl.14.7. Prethodno dane jednadžbe ispravne su i za brtve kod turbinskih stupnjeva (unutarnje brtve) i za vanjske brtve na mjestima gdje rotor prolazi kroz kućište.

### 14.3. Konstrukcija labirintnih brtvi

Relativno složen no efikasan sustav predstavlja brtva u obliku jele prikazana na sl.14.8. Na vratilo se u toplom stanju navlači i osigurava pomoću klina čahura (1) s grebenima, a u kućište turbine ugrađuje se obujmica (2) koja se sastoji od dvije polovice. U obujmicu je čvrsto ugrađeno šest jedan do drugog poredanih segmenata (3) ili (4), koje prema centru vratila pritišću opruge (5).

Obujmica se izrađuje od čelika 35 ili 40 (oznake prema GOST-u), čahure s grebenima i segmenti labirintnih brtvi od čelika 25N3 (oznaka prema GOST-u) (0,2 do 0,3% C; 0,4 do 0,7% Mn; 0,17 do 0,37% Si; 2,75 do 3,25% Ni) ili OHM (oznaka prema GOST-u) (0,30 do 0,38% C; 0,17 do 0,37% Si; 0,5 do 0,8%Mn; 0,9 do 1,2% Cr; 0,5% Ni; 0,3 do 0,4 Mo); opruge od čelika 3H13 (oznaka prema GOST-u) (0,25 do 0,35% C; oko 0,5% Mn; oko 0,7% Si; 12 do 14% Cr; oko 0,6% Ni) ili 60H16M2A (oznaka prema GOST-u) (0,5 do 0,7% C; do 0,35% Mn; 0,3 do 0,6% Si; 15 do 17% Cr; 1,6 do 2,5% Mo).

Brtveni se prsteni u obliku jele izrađuju tokarenjem, pri čemu se koncentričnost cilindričnih površina ostvaruje s točnosti do 0,04 mm, a debljina šiljaka s točnosti 0,05 mm. Nakon razrezivanja prstena na dijelove površine dodira se dotjerivaju brušenjem. Kvaliteta obrade površina izvodi se u šestoj klasi. Kvaliteta obrađivanih površina čahura s grebenima također se izvodi u šestoj klasi, a tolerancije na dimenzije imaju iste veličine kao i kod brtvenih prstena. Kod turbina s visokim temperaturama pare na ulazu odustalo se od primjene čahura s grebenima koje se navlače na vratilo, pošto se kod njih pojavljivalo slabljenje steznog spoja što je imalo za posljedicu vibracije rotora, potpuni lom labirintne brtve i progib vratila. Zbog toga su kod konstrukcije na sl.14.9 grebeni izvedeni neposredno na vratilu turbine. Šiljci (9) labirintne brtve (212 komada) uvaljani su u obujmice (1) do (4), dok su na vratilu izvedeni grebeni pravokutnog presjeka gdje su iza svaka četiri grebena izvedeni žljebovi (8). Žljebovi omogućavaju slobodno toplinsko širenje vlakana vratila duž osi te na taj način osiguravaju vratilo od progiba. Radi se o turbini kod koje su tlak i temperatura pare na ulazu u turbinu 200 bara odn. 570°C. Obujmice, koje se sastoje od dvije polovice međusobno se spajaju vijcima (10) i ovješuju u kućište pomoću držača (5), koji dopuštaju slobodno toplinsko širenje obujmice (obujmica se ugrađuje u kućište s garantiranim zazorom). Obujmice se učvršćuju u ravnini, koja je okomita na os turbine zaticima (6), za koje se provrti nakon centriranja obujmice s obzirom na os turbine buše i razvrtavaju istovremeno i u obujmici i u kućištu. Nakon ugradnje zatika postavljaju se poluprstene (7), koji prekrivaju provrte za zatike. Kod konstrukcije prikazane na sl.14.10 obujmice (3) ovješene su također pomoću držača (5) kao i kod konstrukcije prikazane na prethodnoj slici. S obzirom na kućište imaju radijalni zazor bar 1,5 mm dok se u poprečnom smjeru učvršćuju klinovima (4). U obujmice je ugrađeno po nekoliko prstena (1) (svaki se sastoji od šest dijelova). U razdjelnoj ravnini obujmice prsteni su ovješeni na vijcima za oslanjanje (7) i zadržavaju se od okretanja pomoću pločica (6). Segmenti koji čine brtvene prstene (1) pritišću se jedan k drugom pomoću ravnih opruga (2). Labirintni šiljci i grebeni imaju sličnu konstrukciju kao i na sl.14.9. Nakon svakih šest grebena na

vratilu je izrađen žlijeb zbog mogućnosti slobodnog širenja vlakana vratila u aksijalnom smjeru. Konstrukcija u cjelini ima mogućnost značajnih pomaka u radijalnom smjeru te mogućnost neovisnih temperaturnih deformacija elemenata.

Kod nižih se temperatura šiljci statora izrađuju od mjedi (oko 60% Cu, 14% Ni, 20% Zn i 1% Sn), čelika *IH13* i *2H13*, a kod suvremenih turbina s visokom temperaturom na ulazu od austenitnih vatrootpornih čelika (npr. *IH18N9T*) (oznake prema GOST-u). Kod konstrukcija prikazanih na sl.14.11.a i sl.14.11.b. šiljci su izrađeni od tankih prstena debljine 0,2 mm, koji su učvršćeni u vratilu turbine ili statoru. Učvršćenje osigurava žica koja je podbijanjem umetnuta u žlijeb u vratilu. Na sl.14.11.c prikazana je brtva koja se odlikuje velikim brojem šiljaka po jedinici dužine. Za razliku od prethodnih konstrukcija dio šiljaka čini i aksijalne zazore, pa se takav sustav može primjenjivati samo ako ne dolazi do pojave značajnih pomicanja rotora spram kućišta. Kod konstrukcije koja je prostorno prikazana na sl.14.12 grebeni su izvedeni direktno u vratilu u obliku tankih šiljaka od lima koji su učvršćeni pomoću žice, sl.14.12.b. U obujmicu je smješteno šest brtvenih prstena, sl.14.12.a, kojih se svaki sastoji od nekoliko dijelova. Vidi se također i opruga, sl.14.12.c, s kakvima se dijelovi brtvenog prstena pritišću jedan k drugom i k centru vratila.

Vertikalni presjek kroz brtvu prikazanu na prethodnoj slici dan je na sl.14.13.a, a pogled na horizontalnu razdjelnu ravninu obujmice na sl.14.13.b. Obujmica se zbog montaže sastoji od dva dijela (1) i (2). Element (10) osigurava pravilno nalijeganje polovica obujmice (1) i (2) koje su međusobno spojene svornjacima (8) i (9). U obujmici su izvedeni radijalni prorezi kroz koje se odvodi dio brtvene pare u šupljine koje su spojene sa sustavom za razvođenje brtvene pare. Kao što je rečeno, svi brtveni prsteni (označena su samo dva (3) i (4)) sastoje se od nekoliko dijelova koji su smješteni u utoru "T" oblika u obujmici. Opruge (5) i (6) pritišću dijelove radijalno prema centru vratila tako da oni čvrsto naliježu u uture. Brtvu stepenastog tipa oblikuju šiljci (17) izvedeni na brtvenim prstenima te šiljci (11) pričvršćeni pomoću žice (12) direktno na vratilu (detalj "a" na sl.14.13.a). Tokom rada turbine vratilo se pomiče aksijalno spram kućišta i šiljak (11) nalazi se otprilike na polovici puta između dva susjedna šiljka (17). Izbor ovakvih pokretnih segmenata omogućava smanjenje radijalnog zazora što ovaj tip brtve čini puno efikasnijim od fiksnog tipa konstrukcije. U slučaju da se brtveni prsteni dignu sa svojih sjedišta u "T" utorima, trenje koje se javlja kod dodira šiljaka i vratila s obzirom na površine dodira je malo, pa je i količina topline koja se razvija unutar dopuštenih granica. Iskustvo je pokazalo da eventualni povremeni dodiri šiljaka brtve s vratilom nisu štetni i nemaju nikakvog utjecaja na rad turbine. Brtva prikazana na sl.14.12 i sl.14.13 predstavlja tzv. prednju vanjsku labirintnu brtvu koja sprječava prostrujavanje pare visokih parametara iz ulaznog dijela turbine (obično iza regulacijskog stupnja) u atmosferu na mjestu gdje vratilo prolazi kroz kućište.

Na slici 14.14.a prikazana je također konstrukcija prednje vanjske brtve kućišta visokog tlaka turbine velike snage s nad kritičnim parametrima. Na vratilu turbine (sl.14.14.d) izvode se prstenasti kanali, u koje se ugrađuju prethodno izrađene tanke trake s profilnim dijelom koji odgovara kanalu na rotoru te tako oblikuju šiljke na vratilu. Režu se iz spiralne trake od vatrootpomog nehrđajućeg čelika s unutarnjim polumjerom koji je jednak polumjeru dna kanala na rotoru. Traka se na tokarskom stroju uvaljava žicom od nehrđajućeg čelika. Kod pojave dodira s vratilom takva konstrukcija predstavlja manju opasnost za progib vratila, u prvom redu zbog toga što je količina topline koja se razvija veoma mala i kao drugo što sam šiljak predstavlja bitni toplinski otpor. Isto tako dio topline će se odvoditi parom koja struji kroz brtvu. Zbog isključenja svake mogućnosti progiba vratila kod dodira, kao što je već viđeno kod prethodnih konstrukcija, na vratilu su izvedeni s određenim korakom kanali - uski prorezi dubine 6 do 12 mm. Često se puta nazivaju "toplinski kanali". Zahvaljujući njihovoj prisutnosti kod intenzivnog zagrijavanja određenog dijela vratila zbog dodira ono ima mogućnost slobodnog širenja u aksijalnom smjeru bez pojave progiba. Aksijalni zazori kod vanjskih brtvi ovise o njihovom smještaju u odnosu spram odriivnog ležaja, gdje su rotor i kućište u dodiru preko uljnog filma. Što je brtva dalje smještena od odriivnog ležaja, to je veća mogućnost za povećanje relativnog izduženja rotora i potrebni su veći aksijalni zazori. To se vidi na sl.14.14.a i sl.14.14.b, gdje zazori kod brtvi koje su smještene u blizini odriivnog ležaja iznose 3,7 mm a sa suprotne strane 7 mm.

Veličina radijalnog zazora kod labirintnih brtvi ovisi o promjeru brtve, veličini temperaturnih deformacija i krutosti vratila. Kod većine se konstrukcija vanjskih brtvi radijalni zazor može približno uzeti tisućinku promjera vratila. Na sl.14.15 prikazana je izvedba brtvljenja kućišta niskog tlaka koje

sprječava prodiranje zraka u kondenzator. U prostor *A* dovodi se brtvena para s tlakom koji je neznatna visi od atmosferskog, a iz prostora *B*, gdje je tlak nešto niži od atmosferskog, para se odsisava u hladnjak ejektora. Najveći pad tlaka, koji u pravilu ne prelazi 100 kPa, javlja se između prostora *A* i prostora ispušne cijevi koja je otvorena prema atmosferi. To omogućava izvedbu brtve s manjim brojem šiljaka. U utor u obujmici brtve umeću se brtveni prsteni (u svakoj polovici su po tri dijela brtvenog prstena), koji se učvršćuju u obujmici u razini razdjelne ravnine. I ovdje opruge pridržavaju prstene u radnom položaju, osiguravajući mali zazor između šiljaka i rotora. Isto tako kod dodira kod nižih brojeva okretaja segmenti će biti potiskivani vratilom u utor u obujmici, zahvaljujući čemu ne dolazi do zamjetnog trošenja šiljaka i oslobađanja veće količine topline. Ovdje su, umjesto na vratilu, stepenasti grebeni izvedeni na čahuri koja je navučena na vratilo s prednaprežanjem. Čahura služi kao određena toplinska zaštita, koja sprječava zagrijavanje vratila prilikom zadiranja i ako se ošteti lako se zamjenjuje kod remonta. U ovom je slučaju moguća primjena čahura s grebenima jer tu temperature nisu tako visoke kao što je slučaj kod vanjskih brtvi kućišta visokog i srednjeg tlaka gdje su temperature visoke i kao što je rečeno čahure se ne mogu koristiti, pošto oslabljenje njihovog steznog spoja dovodi do intenzivnih vibracija, trošenja šiljaka, a ponekad i havarije.

Na sl.14.16 prikazana je izvedba brtvljenja kod radialne turbine. Na vratilo (4) navučena su tri prstena (2) sa šiljcima koji oblikuju labirinte pomoću još tri mirujuća prstena sa šiljcima koji su učvršćeni u kućište (3). Kako izgledaju labirinti koje tvore pomični i nepomični prsten sa šiljcima vidi se na sl.14.17. Zamjetno je da postoji značajan broj labirinata na relativno maloj dužini. Primjena takve konstrukcije moguća je samo uz isključivo kruto vratilo te traži visoku točnost kod izrade šiljaka. Kod niže razlike tlaka na ulazu i izlazu iz brtve (približno do 5 bara) i kod nižih obodnih brzina vratila (do 30, a maksimalno 50 m/s) mogu se primjenjivati konstrukcije brtve s grafitnim prstenima, koji zamjenjuju šiljke labirintne brtve. Takva je konstrukcija prikazana na sl.14.18. Na vratilo je navučena od sivog lijeva ili čelika čahura (7) u čije je utore ugrađeno šest grafitnih prstena (1), koji se sastoje od segmenata duljine tri do četiri centimetra. Segmenti se drže čvrsto jedan do drugog pomoću spiralne opruge (2) i pridržavaju pomoću ravnih opruga (6), koje sprječavaju prijenos mase prstena na vratilo.

Grafitni su prsteni umetnuti u prstene "L" oblika napravljene od sivog lijeva ili čelika (3). U jednom od njih (4) napravljen je čitav niz provrta za odvođenje dijela pare iz brtve. Grafitni se prsteni zadržavaju od vrtnje pomoću zaustavnih pločica (5) koje ulaze između dva segmenta prstena. Aksijalni zazor grafitnog prstena u prostoru, koji čine "L" prsteni ima veličinu 0,15 do 0,07 mm. Veličina radialnog zazora ovisi o promjeru vratila i njegovoj temperaturi: može se pretpostaviti, da grafitni prsteni nemaju temperaturne deformacije te da zazori u hladnom stanju trebaju imati takvu veličinu, da bi se kod zagrijavanja vratila snizili gotovo na nulu. Zbog toga se na strani dovodenja pare u kućište turbine radialni zazor izvodi većim nego na strani izlaza pare iz turbine (uz pretlak u kućištu). Uz promjer vratila 200 mm i temperaturu svježje pare 400°C kod vanjske prednje labirintne brtve preporučaju se sljedeći radialni zazori: oko 0,5 mm kod prvog prstena do kućišta i oko 0,35 mm u vanjskom prstenu.

Lagani kontakt prstena s vratilom ne predstavlja opasnost ako su prsteni napravljeni od kvalitetnog grafita. Ne smiju se trošiti prilikom dodira s vratilom i pri tome njihova površina treba se zagladiti. Grafit s tvrdim česticama u svojoj strukturi troši čahuru dubeci u njoj duboke kanale. Neke tvornice kod turbina s visokim tlakom kombiniraju labirintne i grafitne brtve, ugrađujući posljednje u područje niskog tlaka. Kod brtve prikazane na sl.14.19 između šiljaka koji su izvedeni na čahuri navučenoj na vratilo, i grafitnih prstena, postoji veoma mali radialni zazor. Zbog malog zazora šiljci se urezuju u prstene do dubine  $\Delta$ , oblikujući bezznačajni procjep  $\delta$  kroz koji mijenjajući naglo smjer para se prigušuje. Ta se brtva može primjenjivati kod visokih temperatura i tlakova pare uz jako malo prostrujavanje pare. Isto tako ta konstrukcija ne dopušta nikakvo aksijalno pomicanje vratila s obzirom na kućište, te zahtjeva primjenu jako kvalitetnog grafita za izradu prstena (da se ne troši, da može izdržati značajni tlak pare te da se ne oslobađa velika količina topline kod dodira sa šiljcima). Danas se brtvljenje s grafitnim prstenima gotovo i ne koristi zbog upotrebe sve viših temperatura pare što bi moglo izazvati zapaljenje grafita.

Izvedbe labirintnih brtvi između dijafragme i rotora prikazane su na sl.14.20. Zadaća tih brtvi je da smanji prostrujavanje pare s jedne strane dijafragme na drugu. Brtva se obično sastoji od jednog ili nekoliko prstena koji su također napravljeni od nekoliko dijelova, te su ugrađeni u profilirani utor koji

se proteže po unutarnjem promjeru dijafragme. Prsteni nose brtvene šiljke različitih oblika kao što i prikazuje sl.14.20. Prsteni sa šiljcima sastavljeni su od nekoliko dijelova te su u međusobnom dodiru preko čelnih površina pomoću opruga. Prsten se osigurava od vrtnje pomoću zaustavne pločice, koja se ugrađuje u razdjelnoj ravnini turbine. Konstrukcija omogućava segmentima od kojih je sastavljen prsten da se pomiču u radijalnom smjeru što u određenoj mjeri smanjuje mogućnost trošenja šiljaka kod dodira s vratilom. Veličina radijalnog zazora između brtve i vratila ovisi u prvom redu o veličini turbine, radijalnim zazorima u ležajima te točnosti centriranje dijafragme. Npr. za turbine snage 25 do 100 MW preporuča se za visokotlačne stupnjeve veličina zazora 0,25 do 0,4 mm, a za niskotlačne stupnjeve 0,3 do 0,6 mm.

Brtveni šiljci najčešće se izrađuju od čelika *1H13* (oznaka prema GOST-u), kod čega se u smjeru strujanja pare prvo ugrađuje brtveni šiljak, a zatim žica od istog materijala, čiji unutarnji promjer treba biti 2 do 3 mm veći od unutarnjeg promjera šiljka. Kod visokih temperatura šiljke i žicu treba izrađivati od austenitnog čelika tipa *1H18N9T* (oznaka prema GOST-u). Brtvljenje rotorske rešetke može se izvesti tako da se brtvi ili samo aksijalni zazor (sl.14.21.a i sl.14.21.b), ili samo radijalni zazor (sl.14.21.c) ili oba (sl.14.21.d). Usporedba veličine radijalnog i aksijalnog zazora kod rotorske rešetke u slučaju s brtvljenjem i bez njega dana je na sl.14.22. Na sl.14.23 prikazani su konstrukcijske izvedbe brtvljenja rotorske rešetke. Brtvljenje prikazano na sl.14.23.a primjenjuje se za kućišta visokog i srednjeg tlaka. U umetku (1) izvode se utori oblika "lastin rep", u koji se uvode komadi (2) od armko željeza. U slučaju zadiranja šiljaka (3) izvedenih na bandažnoj traci o komade, u komadima se pojavljuje prstenasti kanal koji praktički ne povećava prostrujavanje. Za stupnjeve s dugim lopaticama koristi se brtvljenje (sl.14.23.b) s brtvenim šiljcima koji se umeću u prstenasti kanal u elementu (4) dijafragme i naknadno se pričvršćuju (prvo s unutarnje, a zatim s vanjske strane) pomoću zatika koji se stavlja u specijalni aksijalni provrt. Brtvljenje, prikazano na sl.14.23.c odnosi se na tzv. postojano na vibracije brtvljenje. Kod pomicanja bandaže (3) spram komada (2) isključuje se pojava aerodinamičkih pobudnih sila, koje izazivaju niskofrekventne vibracije rotora turbine.

Kod sva tri prethodna primjera brtvi se i radijalni i aksijalni zazor. Na sl.14.24.a i sl.14.24.b prikazano je brtvljenje unutar stupnjeva reakcijske turbine. Kod prve konstrukcije brtvi se radijalni zazor kako između statorskih lopatica i rotora tako i rotorskih lopatica i kućišta. Kod druge se konstrukcije brtvi aksijalni zazor između statorske i rotorske rešetke. Na sl.14.25 prikazana je unutarnja brtva kod reguliranog oduzimanja jednokućišne turbine. Labirintne brtve kod plinskih turbina imaju suštinski istu konstrukciju kao i kod parnih turbina.

#### 14.4. Parovodi za razvođenje brtvene pare vanjskih brtvi

Kod vanjskih brtvi na strani dovođenja pare zbog velikog pretiska para prostrujava iz kućišta prema atmosferi; s druge strane u kućište unutar kojeg vlada vakuum može doći do usisavanja zraka iz atmosfere. Zbog toga iz brtvi koje rade s pretlakom treba odvoditi paru, i to na nekoliko mjesta iza određenog broja brtvenih prstena; k brtvama koje rade pod vakuumom treba dovoditi paru koja se djelomično usmjerava u kućište turbine, a djelomično izlazi u okolinu te pritom sprječava ulaženje zraka u turbinu. Na sl.14.26 prikazan je tipični sustav razvođenja brtvene pare jednokućišne kondenzacijske turbine s nižim parametrima pare na ulazu. Iz prednje brtve (1) para se odsisava po kanalu (3) u jedan od međustupnjeva turbine, a po kanalu (4) u stražnju brtvu (9). Ostatak pare (veoma mali) izlazi u strojarnicu kroz cijev (11). Iz stražnje brtve para (nakon što dođe u nju), djelomično prostrujava u kondenzator, a djelomično preko cijevi (10) u atmosferu. Ako je u kanalu (4) tlak pare suviše velik (na što ukazuje intenzivnije istrujavanje pare kroz cijev (10)), tada se otvara odvođenje pare (8) u kondenzator. Kod niskog tlaka u kanalu (4) po cijevi (7) u kanal (4) dovodi se svježa para. Iz vanjskih komora (2) brtve predviđena je drenaža (5). Brojka (6) označava drenažu prostora regulacijskog stupnja. Složeniji sustav brtvljenja suvremene kondenzacijske jednokućišne turbine s visokim ulaznim parametrima pare prikazuje sl.14.27.

Najveći broj šiljaka u prednjoj brtvi ima dio smješten desno od prostora A. Veliki dio pare, koji dolazi u taj prostor, odvodi se u parovod regenerativnog oduzimanja pare od turbine za predgrijač br.3 napojne vode, koji se nalazi pod pretlakom. Ostatak pare prostrujava u prostor B od kuda se odvodi po dvije cijevi u parovod regenerativnog oduzimanja za predgrijač br.1 napojne vode. Taj predgrijač kod

rada turbine nalazi se uvijek pod vakuumom. Da bi se izbjeglo usisavanje zraka iz atmosfere u predgrijač br.1, u prostor *C* se po dvije cijevi dovodi brtvena para s niskim pretlakom i temperaturom. Ta para odlazi s jedne strane u prostor *B* (od kuda se odvodi), a s druge strane u prostor *D* i kroz cijev (*I*) u strojarnicu. Stražnja labirintna brtva sastoji se od dvije sekcije i vanjskog brtvenog prstena, koji su međusobno odvojeni jedno od drugog prostorima *G* i *E*. U prvi od njih dovodi se hladna para, kao i u prostor *C*, tako da se sekcije brtve lijevo od prostora *C* i desno od prostora *G* nalaze u istim radnim uvjetima. Prstenasti odbojnici pare u prostorima *D* i *E*, odvođe kondenzat koji nastaje uglavnom pri upuštanju turbine, te sprječavaju upadanje pare i kondenzata u ležaje smještene do njih.

Hladnjak pare (*15*) predstavlja spremnik s dva kolektora. U donji se, osim parovoda (*20*) brtvi vretena regulacijskih ventila, uvodi kroz prigušni igličasti ventil (*18*) svježja para; na istom kolektoru ugrađen je i sigurnosni ventil s odvođenjem pare u atmosferu, koji je namješten na tlak 11 bara. Na gornji su kolektor spojeni parovodi (*9*) i (*14*), koji snabdijevaju brtve. Na poklopcu hladnjaka pare smješten je injektor (*16*), kroz koji se dovodi i rasprskuje kondenzat turbine zbog hlađenja pare. Kod rada turbine za snabdijevanje vanjskih brtvi dostatna je para koja se odvodi iz brtvi vretena ventila. Kod upuštanja turbine kroz prigušnicu (*18*) u hladnjak pare treba se uvoditi svježja para. Otvaranje prigušnice (*18*) i ventila, koji dovodi kondenzat u injektor (*16*), treba regulirati tako da tlak u hladnjaku pare ne prelazi 1,5 bara, a da je temperatura u granicama 125 do 140°C.

Dalje, kod povećanja opterećenja, treba regulirati dovođenje svježje pare i kondenzata tako da se temperatura u hladnjaku pare nalazi u navedenim granicama, a da pri tome u strojarnicu kroz cijevi (*I*) i (*5*) istrujava tek neznatna količina pare. Kod zaustavljanja turbine potrebno je nastaviti dovođenje pare u vanjske brtve, da bi se spriječio ulazak hladnog zraka u brtve i unutar turbine. Osim toga, hlađenje labirintnih čahura u trenutku, kada je vratilo još vruće, može izazvati u njima pojavu naprezanja, koja su iznad granice elastičnosti što može imati za posljedicu plastične deformacije koje dalje prouzrokuju slabljenje steznog spoja čahure. Na sl.14.28 prikazan je sustav brtvljenja i razvođenja brtvene pare kod protu tlačne turbine. Iz prostora *A* prednje brtve para se odvodi u vod za rasterećenje koji je povezan s ispušnim parovodom iz turbine. Iz prostora *B* para se odvodi u prestrujni vod, a iz prostora *C* para se odvodi u strojarnicu. Prostor *C* ima predviđenu drenažu. Ovdje i stražnja brtva treba spriječiti istrujavanje pare iz turbine u atmosferu. Iz prostora *B* stražnje brtve para se također odvodi u prestrujni vod, a iz prostora *C* u strojarnicu. Na sl.14.29 prikazan je sustav brtvljenja i razvođenja brtvene pare kod kondenzacijske dvokučišne turbine s dvostrujnim niskotlačnim kućištem. Visokotlačno se kućište brtvi kao i protutlačna turbina. Iz prostora *A* prednje labirintne brtve visokog tlaka para se odvodi u neki od međustupnjeva visokotlačnog dijela preko voda rasterećenja. Iz prostora *B* kako prednje tako i stražnje brtve visokotlačnog kućišta para se odvodi u prestrujni vod, a iz prostora *C* u strojarnicu. U prostor *B* i lijeve i desne brtve dvostrujnog kućišta niskog tlaka uvodi se para iz prestrujnog voda (tlak oko 1,1 bar). Iz prostora *B* para djelomično ekspandira u kondenzator, a djelomično u prostor *C* iz kojeg odlazi u atmosferu. Na taj se način sprječava upadanje zraka u kondenzator.

## 15. TURBINSKI LEŽAJI

### 15.1. Uvodne napomene

Ležaji služe za fiksiranje takvog položaja rotirajućeg rotora turbine, kod kojeg se osigurava siguran i ekonomičan rad. U ovisnosti o broju vratila kod rotora i načinu njihovog spajanja, turboagregat može imati od tri do dvanaest nosivih ležaja i jedan (najčešće) ili dva odrivna. Nosivi ležaji primaju i prenose na elemente statora radijalno opterećenje uslijed vlastite mase rotora, od njegovih neuravnoteženih centrifugalnih sila i razcentriranja, te od aerodinamičkih sila, koje se javljaju u protočnom dijelu turbine i u brtvama. Konstrukcija nosivih ležaja i njihov režim rada trebaju osigurati male zazore u protočnom dijelu i u brtvama zbog očuvanja visoke ekonomičnosti. Uz to trebaju isključiti mogućnost radijalnog zadiranja u protočnom dijelu. Odrivni ležaj prima resultantnu aksijalnu silu, koja djeluje na rotor turbine i određena druga opterećenja. Kod parnih turbina koriste se samo klizni ležaji (nosivi i odrivni), kod kojih u normalnom radu između rotirajućih i mirujućih dijelova uvijek postoji tanki uljni film. Klizni ležaji imaju potrebnu sigurnost tokom dugotrajnog radnog vijeka i uz pravilnu izradu i pažljivu eksploataciju dobro podnose djelovanja statičkog i dinamičkog opterećenja. Upotreba kotrljajućih ležaja zbog velikih masa rotora parnih turbina (visoki specifični pritisci) i velikih promjera rukavaca ne dolaze u obzir, dok visoka obodna brzina rukavaca stavlja u prvi plan upotrebu kliznih ležaja (uvjet za realizaciju plivanja rukavca u uljnom filmu).

Kod plinskih se turbina uz klizne ležaje koriste i standardni kotrljajući ležaji (mogućnost primjene zbog manjih promjera rukavaca vratila). Treba ukazati na česte nejasnoće, koje se javljaju prilikom korištenja termina "ležaj". Obično se pod terminom ležaj turbine podrazumijeva sveukupnost statorskih elemenata, koji uključuju blazinicu, njen umetak (ako postoji) i kućište; često se u jednom kućištu nalazi nekoliko blazinica (za susjedne rotore), spojka i određeni elementi sustava regulacije, zaštite i upravljanja. Isto tako se često pod terminom "ležaj" podrazumijeva samo blazinica ležaja - element koji neposredno preuzima radijalno i aksijalno opterećenje. Pojedinačno, kada će se u daljnjem tekstu analizirati nosivi i odrivni ležaji, to će se imati u vidu njihove blazinice.

### 15.2. Princip rada kliznog ležaja

Da u ležaju ne bi došlo do "suhog" ili "polusuhog trenja", kod kojeg rukavac vratila dolazi u kontakt s površinom ležaja, promjer rukavca treba izvesti nešto manjim od promjera ležaja, sl.13.1.a. Na toj je slici vratilo u stanju mirovanja. Prilikom vrtnje rukavac vratila povlači za sobom ulje: sloj ulja, koji je do rukavca zbog "lijepljenja" ulja na metalnu površinu, a ostale slojeve ulja zbog njegove viskoznosti. Kao rezultat, u zazoru između ležaja i vratila javlja se neprekidna cirkulacija ulja, koja je usmjerena u stranu vrtnje vratila. Može se pretpostaviti da je strujanje ulja laminarno. Raspodjela brzine ulja u zazoru neopterećenog dijela ležaja prikazana je na gornjem dijelu sl.15.1.b: brzina ulja je na površini rukavca jednaka obodnoj brzini rukavca, na površini ležaja jednaka je nuli, a po visini zazora mijenja se po linearnom zakonu. U donjem dijelu ležaja nastaje zazor u obliku klina, u koji ulje nakon što uđe, odmah zbog svoje nestlačivosti teži isteći kako u smjeru rotacije, tako i okomito na njega, ka krajevima ležaja. Istrujavanju ulja suprotstavlja se njegova viskoznost i viskozne se sile prevladavaju povećanjem tlaka u klinastom zazoru, koji raste u skladu s dijagramom prikazanim na sl.15.1.b u polarnim koordinatama. Maksimalnu vrijednost tlak postiže približno na mjestu, gdje sloj ulja ima minimalnu debljinu  $h_{min}$ .

U skladu s povećanjem broja okretaja tlak ulja podiže vratilo prema gore i gura u stranu vrtnje. Brzina istrujavanja ulja iz klinastog zazora, očigledno, raste kod povećanja tlaka u zazoru, te isto tako zakon promjene brzine po visini zazora više nije linearan (sl.15.2). Ako se ulje dovodi u zazor između dvije nepomične ploče pod tlakom, kao što je to prikazano na sl.15.2.a, to su profili brzine u uljnom sloju predstavljeni parabolničnim krivuljama; ako se pri tome jedna od površina giba, to se profili brzine u zazoru dobivaju superpozicijom parabolničkih krivulja na prethodno prikazanu linearnu raspodjelu brzina. Takva je raspodjela prikazana na sl.15.2.b, a također u opterećenom dijelu ležaja na sl.15.1.b. Kod toga je uzeto da se maksimalni tlak javlja gdje sloj ima minimalnu debljinu, pa se stoga ovdje brzina ulja mijenja po linearnom zakonu.

U području gdje se klinasti zazor širi (u smjeru vrtnje) tlak ulja opada sve do vrijednosti s kojom počinje povišenje pri ulasku u klinasti zazor. Raspodjela brzine i tlaka u uljnom filmu duž osi ležaja prikazana je na sl.15.3. Tlak ulja na sredini širine ležaja ima maksimalnu vrijednost i idući prema čelnim površinama opada po paraboličnom zakonu. Brzina ulja u istom smjeru raste uz parabolični zakon promjene po visini sloja. Zbroj projekcija sila tlaka u uljnom sloju na smjer opterećenja rukavca  $P$  jednak je posljednjem. Zbog visokih tlakova, koji se javljaju u uljnom sloju, ležaji, koji rade po opisanom principu, temeljenom na hidrodinamičkoj teoriji podmazivanja, mogu preuzimati veoma visoka opterećenja. Granica opteretivosti ležaja uvjetovana je obično veličinom zazora  $h_{min}$ , koja se smanjuje s povećanjem opterećenja. Zbog toga, što površine rukavca i blazinice nisu apsolutno glatke, kod smanjenja veličine zazora može doći do kontakta neravnina radnih površina koje imaju veličine  $\delta'$  i  $\delta''$ , sl.15.4, a to izaziva polusuho trenje, koje je popraćeno trošenjem i grijanjem ležaja. Očigledno da  $h_{min}$  treba biti veće od  $\delta' + \delta''$ . Veličina minimalnog zazora raste sa smanjenjem opterećenja ležaja, sa smanjenjem temperature ulja (što uvjetuje povećanje viskoznosti), a također i s povećanjem broja okretaja. U skladu s povećanjem broja okretaja središte vratila se premješta po krivulji  $O'O$ , sl.15.1.a, koja približno predstavlja polukružnicu, opisanu iznad  $O'O$  kao promjerom. U točku  $O$  središte vratila dolazi kod beskonačno velikog broja okretaja. Ispunjavanje principa hidrodinamičke teorije podmazivanja kod konstruiranja ležaja omogućava:

- 1) dopušta povećanje specifičnog tlaka na ležaj (do  $2\text{MN/m}^2$ ) i značajne obodne brzine rukavca (do  $60\text{ m/s}$ );
- 2) rad uz male koeficijente trenja (koeficijenti tekućeg trenja), koji obično imaju vrijednost  $0,001$  do  $0,01$ ;
- 3) rad bez trošenja rukavca vratila i radne površine ležaja.

Prema opisanom principu mogu raditi i odzivni ležaji. Odrivni disk ( $1$ ) na vratilu turbine oslanja se na nepomične pločice ( $2$ ) (odrivne segmente), koje su postavljene pod nagibom prema površini odzivnog diska tako da se opet pojavljuje klinasti zazor, sl.15.5. Kod vrtnje diska ulje se povlači u klinaste zapore, tlak u zazorima se povisuje, kako prikazuje dijagram  $abc$  ispod jedne od pločica, te uravnotežuje aksijalnu silu  $P$ , koja djeluje na vratilo. Ležaji tog tipa, koji se obično nazivaju Michellovim, također omogućavaju rad sa značajnim specifičnim tlakovima i obodnim brzinama, koji znatno nadmašuju dopuštene vrijednosti nekad korištenih grebenastih odzivnih ležaja.

### 15.3. Osnove hidrodinamičke teorije podmazivanja

Pojave, opisane u prethodnom poglavlju, analiziraju se pomoću hidrodinamičke teorije podmazivanja, koja omogućava proračun ležaja, tj. određivanje njegove nosivosti, određivanje rada trenja i temperature ležaja te proračun potrebnog protoka ulja. U osnove teorije hidrodinamičke teorije podmazivanja uvedene su sljedeće pretpostavke:

- 1) otpor trenja u ležajima svodi se na otpor smicanja jednog sloja ulja prema drugom, tj. razmatra se čisto tekućinsko trenje;
- 2) strujanje ulja u ležajima je laminarno;
- 3) stlačivost ulja se ne uzima u obzir;
- 4) ulje čvrsto prijanja površinama kliznih tijela, zbog čega je brzina graničnog sloja ulja na površini rukavca vratila jednaka obodnoj brzini, a na površini ležaja jednaka je nuli.

Brojni autori kod razrade metode proračuna uvode još i druge pretpostavke o kojima će biti riječi dalje u tekstu. Analizirat će se izvod osnovne jednadžbe hidrodinamičke teorije podmazivanja primjenjive za ležaj beskonačno velike širine. U uljnom sloju, koji se nalazi između nepomične površine  $CD$  i površine  $AB$ , koja se giba u smjeru strelice s brzinom  $u$ , sl.15.6, izdvojit će se beskonačno mali element  $abcd$  dužine  $dx$ , koji je ograničen strojnicama između kojih je na sredini rastojanje  $dy$ . Sa  $b$  je označena treća dimenzija elementa - u smjeru okomitom na ravninu slike (uljni sloj u tom smjeru ima beskonačno veliku širinu).

Newton je ustanovio, da sila, koja je potrebna za premještanje jednog sloja fluida s obzirom na susjedni ili sila unutarnjeg trenja ima veličinu:

$$T = F \cdot \mu \frac{\partial w}{\partial y}$$

gdje  $F$  - površina sloja;

$\mu$  - koeficijent dinamičke viskoznosti;

$\partial w / \partial y$  - promjena brzine fluida po visini sloja.

Sila unutarnjeg trenja, koja se odnosi na jedinicu površine ili tangencijalno naprezanje u uljnom sloju ima veličinu danu jednadžbom:

$$\tau = \mu \frac{\partial w}{\partial y} \quad (15-1)$$

Smjer naprezanja  $\tau$  na donjoj površini  $ab$  izdvojenog elementa jednak je smjeru brzine  $u$ , a na gornjoj površini naprezanje  $\tau'$  ima suprotni smjer. Osim sila koje su prouzrokovane viskoznosti, na element djeluju normalni tlakovi fluida  $p$  i  $p'$  (tlakovi na površinama  $ab$  i  $cd$  međusobno se uravnotežuju). Iz uvjeta ravnoteže sila, koje djeluju na element, slijedi:

$$(\tau - \tau')b \, dx = (p - p')b \, dy$$

te zanemarivanjem promjene  $dy$  na dužini  $dx$ :

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (15-2)$$

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu veličinu  $\tau$  prema jednadžbi (15-1), dobiva su uz uvjet da  $\mu$  ne ovisi o  $y$ :

$$\mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (15-3)$$

Tlak  $p$  se zbog male debljine uljnog sloja može smatrati neovisnim o  $y$ . U tom se slučaju uzastopnim dvostrukim integriranjem jednadžbe (15-3) po  $y$  dobiva:

$$\mu \cdot w = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} + C_1 \cdot y + C_2$$

gdje  $C_1, C_2$  - konstante integracije, koje se mogu odrediti iz uvjeta:

$$w = -u \quad \text{za} \quad y = 0; \quad w = 0 \quad \text{za} \quad y = h$$

Koristeći te uvjete pronalazi se:

$$C_2 = -\mu \cdot u$$

$$C_1 = -\frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{\mu \cdot u}{h}$$

nakon čega integral jednadžbe (15-3) poprima oblik:



$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - y \cdot h) - \frac{u}{h} (h - y) \quad (15-4)$$

Količina fluida, koji struji kroz bilo koji presjek (npr. AC na sl.15.6), čija je širina u smjeru, okomitom na sliku jednaka jedinici, može se izračunati po jednadžbi:

$$q_x = \int_0^h w \, dy = -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 - \frac{u \cdot h}{2} \quad (15-5)$$

U presjeku gdje tlak  $p$  dostiže maksimalnu vrijednost, derivacija  $\partial p / \partial x = 0$ , i veličina  $q_x$  može se odrediti po jednadžbi:

$$q_x = -\frac{u \cdot h_0}{2} \quad (15-6)$$

gdje  $h_0$  - debljina sloja u presjeku, gdje je tlak u sloju maksimalan. Iz jednadžbe (15-5) i jednadžbe (15-6) dobiva se:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu \cdot u \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (15-7)$$

Integral te jednadžbe:

$$p = 6\mu \cdot u \cdot h_0 \int \frac{\mu}{h^3} \, dx - 6u \int \frac{\mu}{h^2} \, dx + C \quad (15-8)$$

daje zakon promjene tlaka fluida kao funkciju linearne dimenzije  $x$ , kod čega  $h$  također predstavlja određenu funkciju od  $x$ . Ako npr. treba odrediti promjenu tlaka po dužini  $a$  površine  $CD$ , sl.15.7, u sloju fluida između te površine i površine  $AB$  koja se giba, to postavljajući početak koordinatnog sustava u točku  $O$  i označavajući tlak u toj točki s  $p_0$ , jednadžba (15-8) može se napisati:

$$p = p_0 + 6u \cdot h_0 \int_0^x \frac{\mu}{h^3} \, dx - 6u \int_0^x \frac{\mu}{h^2} \, dx \quad (15-9)$$

ili:

$$p = p_0 + 6u[h_0 \cdot f_1(x) - f_2(x)] \quad (15-10)$$

gdje su:

$$f_1(x) = \int_0^x \frac{\mu}{h^3} \, dx ; \quad f_2(x) = \int_0^x \frac{\mu}{h^2} \, dx$$

Rubni uvjeti su:

$$p = p_0 \quad \text{za} \quad x = 0 ; \quad p = p_0 \quad \text{za} \quad x = a$$

Pomoću posljednjeg uvjeta moguće je odrediti  $h_0$ :

$$h_0 = \frac{f_2(a)}{f_1(a)} \quad (15-11)$$

Ako je ovisnost  $h$  o  $x$  poznata, tada se može obaviti integracija jednadžbe (15-9) i zakon promjene tlaka dan je kao funkcija  $x$ , kao što prikazuje sl.13.7. Maksimalnoj vrijednosti  $p$  odgovara  $\partial p / \partial x = 0$  i debljina sloja je jednaka  $h_0$ . Ukupni pretlak, koji djeluje na površinu dužine  $a$  i širine  $b$  (u ravnini okomitomj na ravninu slike) ima veličinu:

$$P = \int_0^a b(p - p_0) dx \quad (15-12)$$

Pomoću jednadžbe (15-1) i jednadžbe (15-2) može se odrediti tangencijalno naprezanje:

$$\tau = \mu \frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} (2y - h) + \frac{u}{h} \mu \quad (15-13)$$

Za  $y = 0$  specifični otpor klizanju ravnine  $AB$  ima veličinu:

$$\tau_0 = -\frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \frac{u}{h} \mu \quad (15-14)$$

a ukupna sila trenja površine dužine  $a$  i širine  $b$ :

$$T = \int_0^a b \cdot \tau_0 dx \quad (15-15)$$

Koeficijent tekućinskog trenja predstavlja omjer sile otpora  $T$  i opterećenja  $P$ :

$$f = \frac{T}{P} \quad (15-16)$$

#### 15.4. Prilog hidrodinamičke teorije podmazivanja proračunu nosivog (radijalnog) ležaja

Metode proračuna nosivog ležaja daje velik broj autora. Ovdje će biti izložena metoda čiji se rezultati najbolje podudaraju s eksperimentalnim podacima. Na sl.15.8 prikazan je shematski prikaz položaja rukavca vratila u ležaju i krivulja promjene tlaka u klinastom zazoru. Središte ležaja nalazi se u točki  $O$ , a središte vratila u točki  $O'$ . Za početni položaj polarnog koordinatnog sustava uzima se crta  $OO'$ . Od nje se odmjeravaju kutne veličine. Također se uzimaju sljedeće oznake:

- $D, R$  - promjer i polumjer ležaja;
- $d, r$  - promjer i polumjer rukavca;
- $\delta = D - d$  - dijametralni zazor;
- $\phi = (D - d)/d$  - relativni zazor;
- $e$  - ekscentricitet rukavca u ležaju;
- $\chi = e/(R - r)$  - relativni ekscentricitet;
- $\varepsilon = 1/\chi$  - recipročna vrijednost relativnog ekscentriciteta;
- $\alpha$  - kut između crte  $OO'$  i proizvoljnog vektora  $OM$ ;
- $\alpha_0$  - koordinata točke kod koje je tlak u ulju maksimalan;
- $\alpha_1$  - kut početka opterećenog dijela ležaja;

$\alpha_2$  - kut kraja opterećenog dijela ležaja (mjesto prekida uljnog filma);  
 $\varphi$  - kut između crte  $OO'$  i smjera djelovanja opterećenja;  
 $h$  - debljina uljnog filma kod kuta  $\alpha$ ;  
 $h_{min}$  - debljina filma na crti  $OO'$ ;  
 $h_0$  - debljina filma u točki maksimalnog tlaka;  
 $u$  - obodna brzina na površini rukavca;  
 $P_0$  - nosivost ležaja beskonačno velike širine (sila koja djeluje na rukavac).

#### Nosivost ležaja

Za cilindrični se rukavac u svim jednadžbama koordinata  $x$  treba zamijeniti s veličinom  $r \cdot \alpha$ . Zbog toga osnovna jednadžba (15-7) poprima oblik:

$$\frac{\partial p}{\partial \alpha} = 6\mu \cdot u \cdot r \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (15-17)$$

Debljina uljnog filma može se izraziti na sljedeći način. Iz trokuta  $OO' M$ :

$$R^2 = e^2 + (r + h)^2 + 2e(r + h) \cos \alpha$$

otkuda:

$$r + h = -e \cdot \cos \alpha \pm \sqrt{R^2 - e^2 \cdot \sin^2 \alpha}$$

Pošto je član  $e^2 \cdot \sin^2 \alpha$  jako malen u usporedbi s članom  $R^2$  može se zanemariti:

$$h = R - r - e \cdot \cos \alpha$$

$$h = (\varepsilon - \cos \alpha)e \quad (15-18)$$

Analogno:

$$h_0 = (\varepsilon - \cos \alpha)e$$

Uvrštavajući te veličine u jednadžbu (15-17) dobiva se:

$$\frac{\partial p}{\partial \alpha} = \frac{6\mu \cdot u \cdot r}{e^2} \left[ \frac{\varepsilon - \cos \alpha_0}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \right] \quad (15-19)$$

Koeficijent viskoznosti ulja  $\mu$  uzima se konstantnim, tj. ne ovisi o tlaku i temperaturi ulja u sloju. Ako se uvede oznaka:

$$A = \frac{6\mu \cdot u \cdot r}{e^2} \quad (15-20)$$

a tlak izrazi pomoću bezdimenzionalne funkcije  $\zeta$ :

$$p = A \cdot \zeta$$

jednadžba (15-19) poprima sljedeći oblik:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial \alpha} = \frac{\varepsilon - \cos \alpha_0}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \frac{1}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2}$$

Integracija te jednadžbe daje:

$$\zeta = (\varepsilon - \cos \alpha_0) \int_{\alpha_2}^{\alpha} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} - \int_{\alpha_2}^{\alpha} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2} \quad (15-21)$$

Na taj način, bezdimenzionalna veličina tlaka u bilo kojoj točki pod kutom  $\alpha$  ovisi o kutevima  $\alpha_2$  i  $\alpha_0$ . Za  $\alpha = \alpha_1$  i  $\alpha = \alpha_2$  tlak  $p = 0$ . U prvom slučaju zbog toga što se ovdje dovodi ulje pod tlakom koji se može zanemariti u usporedbi s tlakom u nosivom sloju ulja; u drugom slučaju zbog toga što kod kuta  $\alpha_2$  dolazi do prekida uljnog filma i tlak ulja naglo opada na nulu. Ako se u jednadžbi (15-21) kao gornja granica integriranja uzme kut  $\alpha_1$  kod kojeg je  $\zeta = 0$ , to se  $\alpha_0$  može odrediti pomoću kuteva  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$ :

$$\varepsilon - \cos \alpha_0 = \frac{\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2}}{\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3}} \quad (15-22)$$

Ako se uvedu oznake:

$$I_1 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{\varepsilon - \cos \alpha}; \quad I_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2}; \quad I_3 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} \quad (15-23)$$

Jednadžba (15-22) uz te oznake poprima oblik:

$$\varepsilon - \cos \alpha_0 = \frac{I_2}{I_3} \quad (15-24)$$

Postavit će se jednadžba ravnoteže za rukavac vratila, koji se nalazi pod djelovanjem opterećenja  $P$  i hidrodinamičkih sila. Po jedinici dužine rukavca beskonačno velike širine zbroj svih sila treba biti jednak nuli, tj. prema sl.15.8:

$$\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} p \cdot \sin(\alpha - \varphi) r \, d\alpha = 0$$

ili:

$$\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \sin(\alpha - \varphi) \, d\alpha = 0$$

ili na kraju:

$$\cos \varphi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \sin \alpha \, d\alpha - \sin \varphi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \cos \alpha \, d\alpha = 0 \quad (15-25)$$

Integrali koji ulaze u tu jednadžbu mogu se napisati u sljedećem obliku:

$$\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \sin \alpha \, d\alpha = I_1 - \frac{I_2^2}{I_3}; \quad \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \cos \alpha \, d\alpha = i_2 - i_3 \frac{I_2}{I_3} \quad (15-26)$$

gdje su:

$$i_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{\sin \alpha \, d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^2}; \quad i_3 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \frac{\sin \alpha \, d\alpha}{(\varepsilon - \cos \alpha)^3} \quad (15-27)$$

Nakon toga se iz jednadžbe (15-25) može odrediti veličina kuta  $\varphi$  između crte  $OO'$  i smjera sile koja djeluje na rukavac:

$$\tan \varphi = \frac{I_1 \cdot I_3 - I_2^2}{i_2 \cdot I_3 - i_3 \cdot I_2} \quad (15-28)$$

Zbroj vertikalnih komponenti hidrodinamičkih sila treba biti jednak opterećenju  $P_0$ , tj.:

$$P_0 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} p \cdot \cos(\alpha - \varphi) r \, d\alpha = 6\mu \cdot u \frac{r^2}{e^2} \left[ \cos \varphi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \cos \alpha \, d\alpha + \sin \varphi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta \cdot \sin \alpha \, d\alpha \right]$$

Pošto je:

$$e = (R - r)/\varepsilon$$

a:

$$\frac{(R - r)}{r} = \phi$$

to se uz korištenje jednadžbe (15-26) dobiva:

$$P_0 = \frac{6\mu \cdot u}{\phi^2} \varepsilon^2 \left[ \cos \varphi \left( i_2 - i_3 \frac{I_2}{I_3} \right) + \sin \varphi \left( I_1 - \frac{I_2^2}{I_3} \right) \right]$$

Tada je bezdimenzionalni koeficijent nosivosti ležaja jednak:

$$\frac{P_0 \cdot \phi^2}{\mu \cdot u} = 6\varepsilon^2 \left[ \cos \varphi \left( i_2 - i_3 \frac{I_2}{I_3} \right) + \sin \varphi \left( I_1 - \frac{I_2^2}{I_3} \right) \right] \quad (15-29)$$

Jednadžba (15-19) i jednadžba (15-21) omogućavaju pronalaženje zakona promjene tlaka u ulju između rukavca i ležaja, iz jednadžbe (15-28) može se odrediti položaj rukavca u ležaju, a iz jednadžbe (15-29) nosiva sposobnost ležaja. Sve se jednadžbe odnose na beskonačno široki ležaj. Nepoznanice su u tim jednadžbama kutovi  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_0$ ,  $\varphi$  i veličina  $\varepsilon$ , koja karakterizira ekscentricitet vratila s obzirom na ležaj. Za početak područja trenja uzima se obično polumjer-vektor, koji je okomit na smjer djelovanja opterećenja, tj.:

$$\alpha_1 = \varphi + 90^\circ$$

Druga granica integracije je kut  $\alpha_2$ . Na temelju niza eksperimentalnih rezultata za nju se predlaže mjesto prekida uljnog filma na dijelu zazora između ležaja i rukavca gdje se on širi (u smjeru vrtnje), tj. mjesto gdje je gradijent tlaka  $\partial p / \partial \alpha = 0$ . Samo kada blazinica završava ranije, do prekida dolazi na njenom izlaznom rubu. Stoga je kod proizvoljnog prekida uljnog filma  $\alpha_2 = -\alpha_0$ , a kod prekida na rubu blazinice  $\alpha_2 = -(90^\circ - \varphi)$ . Na taj način od na početku pet nepoznanica, ostaju samo tri:  $\varphi$ ,  $\alpha_0$ ,  $\varepsilon$ . Prve dvije su povezane s trećom preko jednadžbe (15-24) i jednadžbe (15-28). Zbog toga je u jednadžbi (15-29) nosivost ležaja  $P_0$  uz čvrsto zadane veličine ovisna samo o vrijednosti  $\varepsilon = (R - r)/e$ . Iako je istovremeno rješavanje jednadžbe (15-24), jednadžbe (15-28) i jednadžbe (15-29) moguće samo pretpostavljanjem i uzastopnim iteracijama, isto tako na kraju treba odrediti za bilo koju vrijednost  $\varepsilon$  veličinu bezdimenzionalnog koeficijenta  $P_0 \cdot \phi^2 / \mu \cdot u$ , a također i nosivost ležaja beskonačno velike širine. Prelazeći na ležaj konačne širine, ovisnost tlaka u uljnom sloju daje se u obliku:

$$p = c \cdot A \cdot \zeta \left[ 1 - \left( \frac{2z}{L} \right)^2 \right] \quad (15-30)$$

gdje  $z$  - koordinata po osi ležaja, odmjeravana od sredine ležaja;

$L$  - širina ležaja;

$c$  - koeficijent koji uzima u obzir smanjenje tlaka u srednjem presjeku ležaja zbog njegove konačne širine.

U srednjem presjeku ( $z = 0$ )  $p = c \cdot A \cdot \zeta$ , tj. ordinate krivulje tlaka kod ležaja konačne širine dobivaju se množenjem ordinate krivulje tlaka kod ležaja beskonačne širine s određenim faktorom  $c$ , koji ovisi o omjeru  $L/d$  i relativnom ekscentricitetu  $\chi$ . Raspodjela tlaka kako se vidi iz jednadžbe (15-30) uzeta je parabolichnom. Na čelnim stranama ležaja ( $z = L/2$ ) tlak je jednak nuli (sl.15.3). U literaturi se može naći sljedeća jednadžba za računanje faktora  $c$ :

$$c = \frac{1}{\frac{4}{5} \left[ 1 + a \left( \frac{d}{L} \right)^2 \right]} \quad (15-31)$$

gdje:

$$a = 2,5 \frac{\int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta^2 (\varepsilon - \cos \alpha)^3 d\alpha}{\frac{I_1 \cdot I_3 - I_2^2}{I_3}} \quad (15-32)$$

Koeficijent  $a$ , na taj se način, može izračunati kao funkcija veličine  $\varepsilon$  ili relativnog ekscentriciteta  $\chi = 1/\varepsilon$ . Kod promjene veličine  $\chi$  od 0,33 do 0,95 veličina  $a$  se uz veliku točnost može odrediti po jednadžbi:

$$a = 0,12 + 2,31(1 - \chi) = F_1(\chi) \quad (15-33)$$

Nosivost ležaja konačne širine:

$$P = \int_{-L/2}^{+L/2} \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} p \cdot r \cdot \cos(\alpha - \varphi) d\alpha dz = \frac{2}{3} c \cdot L \cdot P_0$$

ili uz korištenje jednadžbe (15-31):

$$P = \frac{5L \cdot P_0}{6 \left[ \left( 1 + a \frac{d}{L} \right)^2 \right]} \quad (15-34)$$

Pošto je po jednadžbi (15-29)

$$P_0 = \frac{\mu \cdot u}{\phi^2} F_2(\chi)$$

to:

$$\frac{P \cdot \phi^2}{\mu \cdot u \cdot L} = \frac{5F_2(\chi)}{6 \left[ 1 + F_1(\chi) \left( \frac{d}{L} \right)^2 \right]} \quad (15-35)$$

Grafička ovisnost koeficijenta  $P \cdot \phi^2 / (\mu \cdot u \cdot L)$  o relativnom ekscentricitetu  $\chi$  dana je na sl.15.9. Matematička se ovisnost izražava jednadžbom:

$$\frac{P \cdot \phi^2}{\mu \cdot u \cdot L} = \frac{2,04[1 - (1 - \chi)^4]}{(1 - \chi) \left\{ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^2 [0,12 + 0,31(1 - \chi)] \right\}} \quad (15-36)$$

Posto je:

$$h_{min} = R - r - e = \frac{D - d}{2} (1 - \chi)$$

a:

$$\phi = \frac{D - d}{d}$$

to je:

$$1 - \chi = \frac{2h_{min}}{\phi \cdot d} \quad (15-37)$$

Uz uvrštavanje prethodne vrijednosti jednadžbe (15-36) poprima oblik:

$$\frac{P \cdot \phi^2}{\mu \cdot u \cdot L} = \frac{1,02 \left[ 1 - 16 \left( \frac{h_{min}}{\phi \cdot d} \right)^4 \right]}{\frac{h_{min}}{\phi \cdot d} \left\{ 1 + \left( \frac{d}{L} \right)^2 \left[ 0,12 + 4,62 \frac{h_{min}}{\phi \cdot d} \right] \right\}} \quad (15-38)$$

Za primjenu te jednadžbe potrebno je da:

$$0,333 \geq h_{min} / \phi \cdot d \geq 0,025$$

Ako je:

$$0,025 > h_{min}/\phi \cdot d \geq 0,0025$$

i trenje još ostaje čisto tekućinsko, to treba koristiti dijagram dan na sl.15.9. Ako je na kraju:

$$h_{min}/\phi \cdot d \leq 0,225; \quad \chi > 0,55$$

to se umjesto jednadžbe (15-38) može koristiti jednostavnija:

$$\frac{P \cdot \phi^2}{\mu \cdot u \cdot L} = \frac{1,02}{\frac{h_{min}}{\phi \cdot d} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^2 \left[ 0,12 + 4,62 \frac{h_{min}}{\phi \cdot d} \right] \right\}} \quad (15-39)$$

Treba naglasiti da koeficijent dinamičke viskoznosti  $\mu$  treba uvrstiti u prethodnoj jednadžbi u  $\text{Ns/m}^2$ . Pošto se rezultati proračuna po prethodnoj jednadžbi dobro slažu s eksperimentalnim rezultatima, to se ona preporuča za određivanje nosivosti ležaja. Iz jednadžbe slijedi da je nosivost ležaja:

- direktno proporcionalna obodnoj brzini rukavca;
- direktno proporcionalna viskoznosti ulja;
- povećava se sa smanjenjem debljine filma  $h_{min}$ ;
- uz zadani  $h_{min}$  snižava se s povećanjem relativnog zazora  $\phi$ ;
- raste s povećanjem  $L/d$ , a uz zadani  $L/d$  raste s povećanjem promjera ležaja.

### Koeficijent trenja

Koeficijent trenja određuje se po jednadžbi (15-16), za što prethodno treba odrediti veličinu sile trenja. Primjenjujući jednadžbu (15-14) za cilindrični rukavac, može se prepisati u obliku:

$$\tau_0 = -\frac{\partial p}{\partial \alpha} \frac{h}{2r} + \mu \frac{u}{h}$$

Za ležaj konačne širine sila trenja na površini rukavca može se izračunati prema jednadžbi:

$$T = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \int_{-L/2}^{+L/2} \tau_0 \cdot r \, d\alpha \, dz = \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \int_{-L/2}^{+L/2} \left( \mu \cdot r \frac{u}{h} - \frac{\partial p}{\partial \alpha} \frac{h}{2} \right) d\alpha \, dz$$

Zamjenjujući  $\partial p/\partial \alpha$  s vrijednosti po jednadžbi (15-19) i uvodeći iste oznake, kao i kod izvoda jednadžbe nosivosti ležaja, poslije određenih pretvorbi dobiva se:

$$T = \frac{\mu \cdot u \cdot L \cdot r}{e} \frac{I_1 \cdot I_3 - I_2^2}{I_3} \left( \frac{I_1 \cdot I_3}{I_1 \cdot I_3 - I_2^2} + 2c \right) \quad (15-40)$$

Koeficijent trenja je:

$$f = T/P$$

Koristeći za određivanje  $P$  jednadžbu (15-36) i izražavajući veličine koje ulaze u jednadžbu (15-40) kao funkciju od  $\chi$  dobiva se:



$$\frac{f}{\phi} = 0,15 + (2,15 + 1,92\chi) \left[ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^2 (2,43 - 2,31\chi) \right] \quad (15-41)$$

ili uvrštavajući umjesto  $\chi$  njegovu vrijednost po jednadžbi (15-37):

$$\frac{f}{\phi} = 0,15 + \left(0,23 + 3,84 \frac{h_{min}}{\phi \cdot d}\right) \left[ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^2 \left(0,12 + 4,62 \frac{h_{min}}{\phi \cdot d}\right) \right] \quad (15-42)$$

Veličina  $f/\phi$  može se također odrediti pomoću dijagrama na sl.15.10, koji je konstruiran pomoću jednadžbe (15-41). Izračunata veličina  $f$  daje mogućnost određivanja otpora trenja samo u opterećenom dijelu ležaja i ne uzima gubitke u neradnom dijelu. Takvo dijeljenje ukupnog gubitka na trenje u ležaju na dva dijela u potpunosti je svrshodno, jer osnovni dio rada trenja obavlja se u donjoj blazinici; što se tiče gornje blazinice, tu je rad trenja značajno niži, te se ponekad i zanemaruje. Iz posljednje dvije jednadžbe vidi se da koeficijent trenja ovisi samo o konstrukcijskim veličinama  $L/d$ ,  $\phi$  i faktoru  $h_{min}$  i ne ovisi o viskoznosti ulja, brzini vrtnje i drugim parametrima, ako samo kod promjene tih parametara debljina filma ostaje konstantna.

#### Protok ulja kroz radni dio ležaja

Ulje, koje se dovodi u klinasti zazor ležaja, istječe kroz čelne površine pod djelovanjem tlaka, koji nastaje u uljnom sloju. Količina ulja, koje istječe kroz čelne površine, može se odrediti istom metodom, koja je bila primijenjena kod izvoda jednadžbe (15-5).

Umjesto jednadžbe (15-3) može se pisati:

$$\mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial z}$$

gdje  $v$  - brzina ulja u smjeru osi  $z$  (širine ležaja). Integracija te jednadžbe daje:

$$\mu \cdot v = \frac{\partial p}{\partial z} \frac{y^2}{2} + C_3 \cdot y + C_4$$

Rubni uvjeti u tom su slučaju,  $v = 0$  za  $y = 0$ ;  $v = 0$  za  $y = h$ , što daje:

$$C_4 = 0; \quad C_3 = -\frac{\partial p}{\partial z} \frac{h}{2}$$

Na taj je način brzina istjecanja:

$$v = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - y \cdot h) \quad (15-43)$$

Brzina se po debljini sloja  $y$  mijenja na taj način po paraboli, sl.15.3. Količina ulja, koja protječe po jedinici širine toka (uzete u smjeru koji je okomit na os  $z$ ):

$$q_1 = \int_0^h v \, dy = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (15-44)$$

Pošto je po jednadžbi (15-18)  $h = (\varepsilon - \cos \alpha)e$ , a  $\partial p/\partial z$  na čelnim površinama ležaja ( $z = L/2$ ) ima po jednadžbi (15-30) veličinu:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = - \frac{4c \cdot A \cdot \zeta}{L}$$

to je protok ulja kroz obje čelne površine opterećenog dijela ležaja:

$$Q_1 = 2 \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} q_1 \cdot r \, d\alpha = \frac{\phi \cdot u \cdot d^3 \cdot c}{2L \cdot \varepsilon} \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta(\varepsilon - \cos \alpha)^3 \, d\alpha$$

Umjesto veličine  $A$  u tu je jednadžbu uvrštena njena vrijednost po jednadžbi (15-20) i uvedene su relativne veličine  $\phi, \varepsilon$ . Uvrštavajući vrijednost  $c$  po jednadžbi (15-31) u kojoj se  $a$  određuje po jednadžbi (15-33), može se odrediti koeficijent protoka ulja:

$$\frac{Q_1}{\phi \cdot u \cdot d \cdot L} = \frac{\chi \int_{\alpha_2}^{\alpha_1} \zeta(\varepsilon - \cos \alpha)^3 \, d\alpha}{1,6 \left[ \left(\frac{L}{d}\right)^2 + 2,43 - 2,31\chi \right]}$$

Ta se jednadžba može prevesti u oblik:

$$\frac{Q_1}{\phi \cdot u \cdot d \cdot L} = \frac{\chi(0,95 - 0,844\chi)}{\left(\frac{L}{d}\right)^2 + 2,43 - 2,31\chi} \quad (15-45)$$

gdje se  $\chi$  može mijenjati u granicama od 0,4 do 0,95. Na temelju jednadžbe (15-45) konstruiran je dijagram na sl.15.11 čije korištenje olakšava proračun. Izražavajući  $\chi$  preko  $h_{min}$  dobiva se:

$$\frac{Q_1}{\phi \cdot u \cdot d \cdot L} = \frac{\left(1 - 2\frac{h_{min}}{\phi \cdot d}\right) \left(0,109 + 1,69\frac{h_{min}}{\phi \cdot d}\right)}{\left(\frac{L}{d}\right)^2 + 0,12 + 4,62\frac{h_{min}}{\phi \cdot d}} \quad (15-46)$$

#### Protok ulja kroz ležaj ako se ulje dovodi pod tlakom

Pošto se ulje dovodi u ležaj pod određenim pretlakom, koji je do sada bio zanemarivan, to ono istječe iz ležaja kroz čelne površine čak i u tom slučaju, ako u opterećenom dijelu ležaja nije došlo do povećanja tlaka. Protjecanje ulja kroz čelne površine neopterećenog dijela ležaja bitno ovisi o obliku zazora u tom području, postojanju provrta za podmazivanje, kanala, i za svaki konkretni slučaj određuje se posebno. Na sl.15.12 prikazani su shematski prikazi blazinica koje se najčešće koriste u turbostrojarstvu. Proračunske ovisnosti za protok ulja kroz čelne površine neopterećenog dijela blazinice ležaja imaju oblik:

a) za oblik, prikazan na sl.15.12.a,

$$Q_2 = \frac{p_\theta \cdot d}{48\mu} \delta^3 \left( \frac{2}{L} E + \frac{B}{C} \right) \quad (15-47)$$

b) za oblik prikazan na sl.15.12.b,

$$Q_2 = \frac{p_\theta \cdot d}{48\mu} \delta^3 \frac{D}{C} \quad (15-48)$$

gdje  $L$  - širina ležaja;

$C$  - dio širine ležaja prikazan na sl.15.12;

$p_\theta$  - tlak dovođenja ulja;

$B, D, E$  - bezdimenzionalni koeficijenti koji se određuju na temelju sl.15.13.

### Toplinska bilanca ležaja

Kao rezultat tekućinskog trenja u ležaju se razvija toplina, koja ga zagrijava. Do ležaja također dopijeva također i određeni dio topline od vrućih dijelova turbine - preko vratila i kućišta. S druge se strane toplina odvodi od ležaja preko ulja, a također se odaje okolini zračenjem i konvekcijom. Toplinsku bilancu ležaja teško je proračunati zbog sljedećeg:

- nemogućnost dovoljno točnog proračuna protoka ulja kroz ležaj;
- potrebno je uzimati u obzir i rad trenja u neopterećenom dijelu ležaja; za to ne postoji dovoljno podataka dobivenih eksperimentalnim istraživanjima;
- ne može se analitički odrediti količina topline koja se dovodi od vrućih dijelova turbine, te koja se predaje okolini.

Zbog toga se najčešće toplinska bilanca ležaja radi samo na temelju topline, koja je ekvivalentna radu trenja u opterećenom dijelu ležaja, te prema količini topline koju odnosi ulje u količini  $Q_1$  od istog dijela ležaja. Treba naglasiti, da količina topline, koja se dovodi od vrućih dijelova turbine, bitno ovisi od ukupne konstrukcije stroja. Npr. različiti ekrani između ležaja i kućišta smanjuju zagrijavanje ležaja zračenjem od strane kućišta. Toplina koju površina kućišta ležaja odaje okolini ovisi o ventilaciji te površine. U prvom se približenju može dopustiti, da su dovedena toplina izvana kao i toplina odvedena okolini međusobno jednake. Ležaj uz niskotlačni dio turbine uz takvu metodu proračuna imat će proračunsku temperaturu nešto višu od stvarne, što se u procesu eksploatacije turbine lako može ispraviti (ako se ukaže potreba za tim) smanjenjem količine ulja koja se dovodi tom ležaju. Isto tako ne uzima se u obzir mogućnost odstupanja od proračuna topline trenja u neopterećenom dijelu ležaja i odvođenje topline uljem, koje cirkulira u tom dijelu: protok ulja kroz taj dio značajno je veći, nego kroz radni dio ležaja, i povećanje količine tog dijela ulja je najjednostavnije sredstvo za sniženje temperature ležaja. Zbog toga kod sastavljanja toplinske bilance uzimat će se u obzir kako rad trenja, tako i odvođenje topline iz neopterećenog dijela ležaja u cilju da bi se pokazala metoda tog proračuna. Koeficijent tekućinskog trenja u gornjoj blazinici zbog jednostavnijeg proračuna računa se prema opterećenju  $P$  donje blazinice, iako između rada trenja u neopterećenom dijelu ležaja i sile, koja djeluje na rukavac vratila nema direktne veze. Koeficijent trenja  $f'$  u gornjem dijelu ležaja može se ocijeniti prema poluempirijskoj jednadžbi:

$$f' = 1,5 \frac{\mu \cdot u \cdot L}{\phi \cdot P} \quad (15-49)$$

Zbog toga količina topline, koja se razvija zbog trenja po cijeloj površini blazinice ima veličinu:

$$W = (f + f') P \cdot u, \text{ J/s} \quad (15-50)$$

pa je to istovremeno i snaga koja se troši na trenje:

$$N_r = (f + f') P \cdot u, \text{ W}$$

Količinu topline  $W$  treba odvesti ulje čiji je volumni protok  $Q = Q_1 + Q_2$ , gdje se  $Q_1$  i  $Q_2$  određuju po jednadžbama (15-46) do (15-48):

$$W = c_p \cdot \rho \cdot Q(t_{iz} - t_{ul}) \quad (15-51)$$

gdje  $c_p$  - specifična toplina ulja;

$\rho$  - gustoća ulja;

$t_{ul}$ ,  $t_{iz}$  - temperatura ulja na ulazu i izlazu iz ležaja.

U skladu s tim povećanje temperature ulja u ležaju je:

$$\Delta t = t_{iz} - t_{ul} = \frac{(f + f') P \cdot u}{c_p \cdot \rho \cdot Q} \quad (15-52)$$

### 15.5. Izbor veličine zazora i redoslijed proračuna nosivog ležaja

Dijametralni se zazor može izabrati iz tablice 15.1. Relativni zazor  $\phi$ , kao što se vidi iz tablice ima vrijednost obično 0,002 do 0,003 mm, s tim da se smanjuje s povećanjem promjera. Neke konstrukcije imaju ovalne blazinice koje imaju povećanu veličinu bočnog zazora, koji uvjetuje intenzivnije sužavanje uljnog klina. Da bi se ostvarila ovalna forma provrta, u ležaj se prije obrade između blazinica umeće kalibrirana pločica određene debljine  $b$ , tablica 15.2. Tada se kod obrade blazinica obrađuje po promjeru  $D_1$ . Nakon uklanjanja pločice bočni radijalni zazori imaju veličinu  $n = (D_1 - d)/2$ , dok se dijametralni zazor po vertikalnoj osi izvodi s veličinom  $m = D_1 - d - b$ .

Veličina minimalnog zazora  $h_{min}$  treba biti veća od zbroja hrapavosti  $\delta'$  i  $\delta''$  rukavca i radne površine blazinice, sl.15.4, da ne bi došli u dodir metalni elementi i time se pojavilo polusuho trenje. Rukavci vratila obično se obrađuju u 9-toj klasi kvalitete površine (V9) sa srednjom visinom hrapavosti 0,8 do 1,6  $\mu\text{m}$ , blazinice u 7-moj klasi (V7) sa srednjom visinom hrapavosti 3,2 do 6,3  $\mu\text{m}$ . Zbroj maksimalnih visina hrapavosti oba elementa može se uzeti oko 10  $\mu\text{m}$ . Ako se uzme u obzir moguća eliptičnost, konusnost i bačvasti oblik rukavca, smanjenje zazora zbog toplinskog širenja vratila, a također i zakošavanje vratila s obzirom na os blazinice, to treba naglasiti da  $h_{min}$  treba biti preko 10 do 16  $\mu\text{m}$ . Označavajući sa  $h_{kr}$  zbroj visina hrapavosti rukavca i vratila, tolerancije na koničnost, eliptičnost i bačvasti oblik, progiba rukavca na dužini koja je jednaka polovici širine ležaja i smanjenje zazora zbog toplinskog širenja, tada omjer:

$$k = h_{min}/h_{kr}$$

može se nazvati koeficijent sigurnosti čisto tekućeg trenja. Obično se traži da  $k$  leži unutar područja 1,5 do 2, a  $h_{min}$  u većini slučajeva ima vrijednost 10 do 40  $\mu\text{m}$ , kod čega se prva vrijednost može dopustiti kod obrade radnih površina u krajnjoj mjeri u 9-toj klasi kvalitete s maksimalnom visinom neravnina  $\delta' = \delta'' = 2$  do 3  $\mu\text{m}$ .

#### Redoslijed proračuna ležaja

Pošto u proračunske jednadžbe ulazi koeficijent viskoznosti ulja, koji ovisi o temperaturi, to u početku proračuna treba zadati srednju temperaturu ulja u ležaju  $t_{sr}$ , koja se pretpostavlja konstantnom preko cijelog sloja ulja. Kao normalnu temperaturu u ležaju treba smatrati vrijednosti od 50 do 55°C, minimalno dopuštenu 40°C, a maksimalnu 70°C. Temperatura ulja na ulazu u ležaj treba imati vrijednost 35 do 45°C. Niska temperatura ulja nije poželjna zbog povećane viskoznosti što povećava rad trenja i ponekad je uzrok vibracija turbine prilikom upuštanja u pogon. Kod temperature preko 70°C turbinska ulja su sklona oksidaciji; neovisno od toga, povećanjem temperature viskoznost ulja opada što snižava veličinu minimalnog zazora u ležaju. O uljima više u poglavlju 16. kada će biti govora o sustavima za podmazivanje kod turbina.

Opterećenje ležaja (sila  $P$ ), njegove dimenzije ( $d$ ,  $L$ ), broj okretaja vratila trebaju se zadati. Prema tablici 15.1 odabire se veličina dijametralnog zazora i određuje koeficijent:

$$\phi = \frac{D - d}{d} = \frac{\delta}{d}$$

Izračunavši koeficijent  $P \cdot \phi^2 / \mu \cdot u \cdot L$ , prema dijagramu na sl.14.9 može se odrediti veličina  $\chi = e / (R - r)$ . Tada u skladu s jednadžbom (15-37):

$$h_{min} = \frac{\phi \cdot d}{2} (1 - \chi) = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) \quad (15-53)$$

odredivši  $\chi$ , može se odrediti  $h_{min}$  i usporediti ga sa  $h_{kr}$ . Ako je koeficijent sigurnosti  $k$  iznad 1,5, ležaj može raditi uz zadano opterećenje; u protivnom se slučaju uz danu veličinu  $h_{kr}$  to opterećenje ne može dopustiti. Kod proračuna nosivosti mogu se koristiti jednadžbe (15-36) do (15-39), po kojima se može izračunati dopuštena veličina naprežanja  $P$  uz izabranu veličinu  $h_{min}$ . Pomoću dijagrama na sl.15.10 ili pomoću jednadžbe (15-41) i jednadžbe (15-42) određuje se koeficijent trenja  $f$ , a po jednadžbi (15-49) koeficijent trenja  $f'$ . To daje mogućnost da se po jednadžbi (15-51) odredi snaga koja se troši na trenje. Protok ulja  $Q_1$  kroz opterećeni dio ležaja određuje se prema dijagramu na sl.15.11 ili jednadžbi (15-45) i jednadžbi (15-46), protok ulja  $Q_2$  pod pretlakom izvana, po jednadžbi (15-47) i jednadžbi (15-48). Tlak dobave ulja koji ulazi u posljednje navedenu jednadžbu uzima se obično 1,5 do 1,7 bar. Po jednadžbi (15-53) određuje se povećanje temperature ulja u ležaju. Temperatura ulja na ulazu u ležaj je:

$$t_{ul} = t_{sr} - (\Delta t / 2)$$

a ne smije biti niža od 35°C, dok je temperatura na izlazu iz ležaja:

$$t_{iz} = t_{sr} + (\Delta t / 2)$$

i ne smije prelaziti 60°C. U slučaju neprihvatljive vrijednosti temperature ulja treba odabrati drugu vrijednost  $t_{sr}$  i ponoviti proračun s njom. Može se pokazati potrebnim promijeniti i protok ulja  $Q_2$ , što se može postići određenim povišenjem tlaka dobave ulja  $p_\theta$  ili izvođenjem u gornjoj polovici širokog prstenastog kanala.

## 15.6. Konstrukcija nosivih (radijalnih) ležaja

Na sl.15.14 prikazana je konstrukcijska shema tipičnog nosivog ležaja. Rukavac vratila (1) smješten je u blazinici ležaja (2) s malim zazorom, u koju se kanalom (9) iz spremnika ulja uljnom pumpom dovodi ulje. Ono prolazi između rukavca i bijele kovine (10) blazinice, stvarajući uljni film, u kojem u normalnim uvjetima i rotira ("pliva") vratilo. Pri tome se isključuje mogućnost dodira metalne površine vratila i blazinice. Odrađena količina ulja kroz čelni zazor između vratila i blazinice izlazi u kućište (karter) (7) ležaja, otkuda slobodnim padom otječe u spremnik za ulje. Položaj rukavca vratila, a samim time rotora i kućišta turbine definiran je položajem blazinice. Za ugradnju blazinice koriste se tri donje podloške (8) koje imaju cilindričnu vanjsku površinu. Na njih se smješta donja polovica blazinice. Gornja podloška (6) potrebna je za čvrsto pričvršćenje blazinice u kućištu ležaja. Između blazinice i podloški za točno centriranje blazinice, dijafragmi i brtvi, umeću se regulacijske podloške.

Kod suvremenih turboagregata, kod kojih su uljne pumpe smještene na vratilu turbine, na kućištu ležaja ili iznad njega izvodi se prostrana "havarijska šupljina" (4), koja je uvijek puna ulja koje dobiva kroz cjevovod ulja (5). Višak ulja preko preljevne cijevi (3) otječe u kućište ležaja. Kod prekida dovoda ulja preko pumpi, npr. zbog loma dovodnog cjevovoda ulja, sustav zaštite otkapča turboagregat s mreže, a podmazivanje rukavca vratila za vrijeme zaustavljanja osigurava se iz havarijske šupljine preko cjevovoda ulja (5) kroz na specijalni način odabrane provrte, koji ostvaruju smanjenje protoka ulja sa smanjenjem broja okretaja turbine.

Na konstrukciju nosivih ležaja postavljaju se sljedeći zahtjevi:

- 1) Rad ležaja treba biti siguran, ne smije dopustiti intenzivno zagrijavanje ulja i trošenje blazinice. Kod trošenja blazinice mijenjaju se vibracijske karakteristike cijelog rotora i mogu se pojaviti intenzivne vibracije. Ulje u ležaju zagrijava se zbog sila trenja između slojeva ulja u uljnom filmu i na račun topline koja se prenosi putem vratila od vrućih dijelova turbine. Obično količina topline, koja se prenosi putem vratila na ulje ne prelazi 10 do 12% topline koja se razvija u uljnom filmu. Kod zagrijavanja do 115°C unutarnja površina blazinice, koja je zalivena s antifriksijskom legurom, bijelom kovinom, omekšava i njen otpor deformaciji i trošenju naglo se pogoršava. Kod 150°C uz najčešće korištene tipove ulja dolazi do razrušavanja njegovog filma. Kod 350°C dolazi do taljenja bijele kovine uz tešku havariju čitavog turboagregata. Zbog toga manje više sve eksploatacijske instrukcije strogo određuju temperaturnu razinu ležaja: temperatura ulja na ulazu (obično 35 do 45°C), normalnu temperaturu na izlazu (65°C) i graničnu temperaturu (oko 75°C), kod koje je potrebno brzo zaustavljanje turboagregata. Temperatura bijele kovine, koja se kontrolira otporničkim termometrom ili termoparovima ne smije prelaziti 100°C.
- 2) Ležaj treba biti postojan spram vibracija i treba imati dovoljnu sposobnost prigušivanja. Pod karakteristikom "postojan spram vibracija" podrazumijeva se sposobnost da ne reagira na slučajne poremećaje, koji se gotovo uvijek javljaju kod turbina. Ako slučajni poremećaji dovedu do pojave u uljnom filmu sila koje se ne mogu prigušiti i koje izazivaju intenzivne vibracije rotora, to ležaj ne posjeduje dovoljnu postojanost spram vibracija. Sve promjenjive sile, koje djeluju na rotor i izazivaju njegove vibracije, na kraju su prigušene u uljnom filmu ležaja. Stoga, što ležaj ima bolju prigušnu sposobnost, to su niže vibracije koje se javljaju.
- 3) Konstrukcija nosivog ležaja treba osigurati male promjene radijalnih zazora kod turbine kod svih režima rada. Zbog toga je potrebno, da "plivanje" rukavca vratila u uljnom filmu bude što manje. To omogućuje da su u turbini mali radijalni zazor i time mali gubici uslijed prostrujavanja.
- 4) Gubici uslijed trenja u ležaju trebaju biti mali. Kod dimenzija rukavaca vratila, koje kod turbina velikih snaga dostižu i 600 mm, gubitci snage na trenje u ležajima mogu biti i 200 kW po svakom ležaju.

Kako obično biva u tehnici, nabrojani zahtjevi su međusobno proturječni u tom smislu, da zadovoljenje u potpunosti jednoga isključuje mogućnost ispunjenja drugog. Npr. za osiguranje visoke otpornosti spram vibracija i ekonomičnosti traži se mali zazor između rukavca i blazinice i malo "plivanje" rukavca vratila. No uz to se povećava zagrijavanje ulja i rad ležaja postaje osjetljivim u pogledu ukošenja rukavca relativno spram blazinice, javlja se mogućnost polusuhog trenja i dodira, tj. snižava se sigurnost. Zbog toga se kod projektiranja ležaja pribjegava kompromisnim rješenjima, koja u prvom redu osiguravaju visoku sigurnost. Kod suvremenih turbina velike snage, posebice onih koje rade u nuklearnim elektranama, koje imaju rotore velike mase, dugotrajni rad u takvom režimu neizbježno dovodi do brzog trošenja bijele kovine i promjene oblika provrta blazinice. Uz to potrebna je velika snaga za okretanje mehanizma za okretanje rotora. Stoga turbine s rotorima velike mase izvode se s hidrostatskim podizanjem rotora, u donjoj se polovici svake blazinice izvodi nekoliko provrta, u koje se dovodi ulje pod tlakom 4 do 6 MPa. Pod tim se djelovanjem rotor podiže za 40 do 60 μm, što olakšava uključivanje mehanizma za okretanje rotora i smanjuje trošenje blazinice. Kod rada s uljem pod tlakom kod malih brzina rotacije rotora klizni ležaj radi kao hidrostatski. Kod povećanja broja okretaja, kada se formira stabilni hidrodinamički uljni klin, podizanje pomoću tlaka ulja se isključuje.

Konstrukcija oblika blazinice i organizacija dovoda ulja igraju glavnu ulogu u zadovoljenju prethodno nabrojanih zahtjeva. Čak male promjene u obliku blazinice uslijed trošenja ili odstupanja u obliku tokom remonta mogu bitno promijeniti vibracijske karakteristike ležaja. Postojeće konstrukcije

nosivih blazinica mogu se podijeliti na one s jednim uljnim klinom (cilindrične), s dva klina (eliptične) i s više klinova (segmentne).

Blazinice s jednim klinom imaju cilindrični oblik, sl.15.15.a. Prilikom vrtnje rukavca rotora ispod rukavca nastaje jedan nosivi uljni klin. Princip rada ležaja s jednim uljnim klinom analiziran je u prethodnim poglavljima. Njegova konstrukcija je najjednostavnija i zbog toga se on široko primjenjivao i danas se primjenjuje za turbine male i srednje snage. S porastom snage turbine i povećanjem cirkulacijskih poremećajnih sila rad ležaja s jednim uljnim klinom ne osigurava stabilnost rotacije rotora u uljnom filmu i javljaju se intenzivne vibracije. Jedna od mogućnosti prevladavanja te pojave je korištenje kliznog ležaja s dva uljna klina, koji ima eliptičnu blazinicu, sl.15.15.b. Potrebna ovalnost blazinice proračunava se i praktički izvodi na način kako je to rečeno u poglavlju 15.4.

Kod ležaja s dva uljna klina, klin nastaje kako u donjoj polovici tako i u gornjoj polovici blazinice. Kao rezultat toga javlja se i sila koja djeluje na gornju polovicu rukavca vratila i koja sprječava pojavu intenzivnih vibracija. Za turbine jako velikih snaga i u prvom redu za one koje rade s nadkritičnim parametrima pare često ni upotreba ležaja s dva uljna klina ne rješava problem samouzbuđenih vibracija. U tom su slučaju efikasni samo ležaji s više klinova, ili tzv. segmentni ležaji, čiji je shematski prikaz dan na sl.15.15.c. Rukavac vratila smješten je između nekoliko segmenata, koji se mogu zakretati oko nosivog rebra. Površini kontakta rukavca vratila i svakog segmenta dovodi se ulje, koje povlači rukavac i formira uljni klin. Na taj je način, rukavac vratila pridržavan sustavom uljnih klinova koji se javlja na svakom segmentu. To pridonosi stabilnosti rotacije rotora u uljnom filmu.

Korištenje ležaja s više klinova proizlazi iz još jedne činjenice. S povećanjem snage turbine raste i promjer vratila koje prenosi snagu prema generatoru i u skladu s tim povećava se i promjer ležaja. Povećanje promjera ležaja dovodi do toga da ulje koje ulazi u klinasti zazor zbog svoje velike brzine brzo prelazi u turbulentno područje, tj. slojevi se počinju intenzivno premještati. Kod toga dolazi do naglog porasta gubitaka na trenje u ležaju. Kod korištenja ležaja s više klinova ulje koje ulazi na segment ne uspijeva prijeći u turbulentno područje zbog malog puta uz segment. Zbog toga se ležaji s više klinova često koriste kod snažnih turbina u nuklearnim elektranama, ne zbog osiguranja od vibracija već zbog smanjenja gubitaka na trenje. Kako je već ranije naglašeno, mali radijalni zazori u turbini i zahtjevi za visokom vibracijskom sigurnosti zahtijevaju postojanje između rukavca vratila i blazinice jako malog zazora. Isto tako debljina uljnog filma treba prekrivati sve mikroneravnine, koje postoje čak i na poliranoj površini rukavca i blazinice. Debljina uljnog filma treba biti veća od mehaničkih nečistoća koje neizbježno postoje u ulju nakon njegovog čišćenja kroz filtre i u spremniku ulja. Ona treba biti takva da bi se isključila mogućnost polusuhog trenja kod zakošenja rukavca u blazinicu, kod promjene temperature ulja, broja okretaja, itd. I na kraju, zazori kod blazinice i njena konstrukcija trebaju biti takvi da bi se osiguralo odvođenje toplote, koja se javlja zbog trenja u uljnom filmu i koja se prenosi s toplijih dijelova turbine. Za zadovoljenje svih tih proturječnih zahtjeva, kako pokazuju iskustva iz eksploatacije, potrebno je osigurati debljinu uljnog filma oko 20  $\mu\text{m}$ , a što dalje zahtjeva postojanje dijametralnog zazora koji je 0,002 do 0,004 promjera rukavca vratila.

Za dobro funkcioniranje blazinice jako je važna pravilna organizacija dovodenja ulja u nju. Na sl.15.15.a prikazana je organizacija dovodenja ulja koja se već dugo koristi kod velikog broja blazinica. U gornjoj je polovici blazinice izveden kanal za razvođenje ulja, koji omogućava raspodjelu ulja odozgo okolo rukavca vratila i zatim dovodenje ulja u uljni klin. Time se postiže povećanje protoka ulja i dobro hlađenje. Dodatno poboljšanje snabdijevanja uljem postiže se izvođenjem na razini razdjelne ravnine tzv. uljnih džepova koji ne dosižu do čela blazinice. Džepovi olakšavaju ulazak ulja u blazinicu i u uljni klin. Kod ležaja s dva klina izvođenje kanala za razvođenje ulja nema smisla: kako je pokazalo iskustvo, u tom slučaju ne samo da ne nastaju uljni klinovi u gornjoj polovici nego čak nastaju značajna vakuum područja, dok uljni sloj nije više kontinuiran i dolazi čak do usisavanja zraka iz kućišta ležaja. Zato se ležaji s dva klina izvode bez kanala za dovodenje ulja. Ulje se u prvom redu dovodi neposredno pod rukavac vratila, a sa suprotne strane se izvodi dodatno odvođenje ulja, kao što je prikazano na sl.15.15.b. Tipična konstrukcija blazinice nosivog ležaja prikazana je na sl.15.16.

Blazinica se sastoji od dvije polovice (1) i (3), koje se spajaju nakon polaganja rotora s četiri vijka (2). Unutar blazinice je sloj od bijele kovine. U gornjoj polovici blazinice izveden je kanal za dovodenje

ulja (9), a u razini razdjelne ravnine na mjestu dovođenja ulja džep (6) za njegovo razvođenje. Donja se polovica blazinice postavlja na tri podloške (4) čija je vanjska površina cilindričnog oblika. Podloške se pričvršćuju za blazinicu pomoću vijaka. Zbog mogućnosti centriranja blazinica koriste se pločice (5), čija se debljina mjeri na posebni način. Gornja se podloška koristi za čvrsti spoj blazinice (čvrsti dosjed je 0,05 mm do 0,15 mm) u kućištu ležaja, i isključuje se mogućnost slabljenja čvrstog spoja kod različitih temperatura kućišta ležaja i blazinice. Slabljenje pričvršćenja blazinice prijeti s promjenom vibracijskih karakteristika rotora i pojavom intenzivnih vibracija. Sile trenja između slojeva ulja u ležaju mogu povući blazinicu za rukavcem. Zbog isključenja te mogućnosti između donje polovice blazinice i kućišta ležaja ugrađuje se zaustavna pločica (10).

Ulje se dovodi cjevovodom u kućište ležaja. Dalje prolazi kroz provrt u kućištu te se kanalom (7) dovodi u džep (6) za razvođenje. Kroz kanal za razvođenje ulje prolazi na drugu stranu blazinice i zatim pod rukavac vratila. Zbog mogućnosti regulacije protoka ulja kod odvojenih ležaja turboagregata, na čijim ulazima mogu biti različiti tlakovi, koristi se pločica (8). Blazinica ležaja čija je konstrukcija prikazana na sl.15.17 također nema mogućnost samopodešavanja (ne postoje nosive površine izvedene u obliku kugle). Blazinica se centrira u kućištu ležaja pomoću četiri nosiva podmetača (2), koji su pričvršćeni za blazinicu (1) pomoću vijaka (pogledati uzdužni presjek). Čelične pločice (3) ispod podmetača služe za radijalnu ugradnju blazinice prilikom centriranja. Ako je za vrijeme centriranja pod podmetač bilo stavljeno nekoliko pločica, to se prije zatvaranja ležaja one zamjenjuju s jednom prikladne debljine, ne manje od 0,5 mm. Zbog čvrstog nalijeganja poklopca ležaja k blaznici za vrijeme rada turbine, tj. kod zagrijavanja ležaja, poklopac se stavlja s preklopom 0,15 do 0,2 mm u ovisnosti o temperaturnim uvjetima i dimenzijama ležaja. Polovice blazinice međusobno se spajaju vijcima. Kod skidanja gornje polovice blazinice vijci se pridržavaju od ispadanja. Zaustavna pločica (7) zadržava blazinicu od vrtnje i od pomicanja u aksijalnom smjeru, sl.15.18.

Ulje za podmazivanje ležaja dovodi se kanalom (6) kroz dijafragmu za doziranje, (sl.15.17), čiji se promjer odabire s obzirom na traženi protok. Tlak pod kojim se dovodi ulje je 1,4 do 1,5 bara (kod nekih konstrukcija je i do 1,8 bara). Ulje se usmjerava po širokom kanalu u gornjoj polovici blazinice, i zatim ulazi u klinasti zazor donje polovice blazinice (na sl.15.17 s desne strane). Ulje istječe po čelnim površinama ležaja, pri čemu su s jedne strane (sa strane labirintnog brtvljenja kućišta) postavljeni prsteni uljne brtve (5) s odvodom ulja prema dolje (u postolje ležaja) iz zazora između prstena i između prstena i blazinice. Na taj se način sprječava bacanje ulja prema kućištu turbine.

Ako se radna površina, zalivena bijelom kovinom, obrađuje po cilindru promjera  $D$ , to se u donjoj polovici blazinice u razini razdjelne ravnine s obje strane izvode tzv. "hladnjaci" i dovodi se veličina bočnog zazora  $n$  na vrijednost, koja je jednaka polovici gornjeg zazora  $m$ . Donja se polovica blazinice po luku  $60^\circ$  dotjeruje k rukavcu vratila, sl.15.19. Kod toga na širini 10 do 20 mm sa svake strane od čelnih površina blazinice izvode se skošenja dubine oko 0,02 mm. Ako je blazinica izvedena ovalno (tablica 15.2 i sl.15.17) "hladnjaci" se ne izvode kao ni dotjerivanje blazinice rukavcu vratila, već se izvodi "čista" obrada blazinice uz njenu brzinu vrtnje 30 do 40 okretaja u sekundi uz posmak noža 0,1 mm po okretaju.

Na sl.15.20 prikazana je također konstrukcija nosivog ležaja. Blazinica ležaja ima istu konstrukciju kao i kod prethodno analiziranog ležaja, ali s jednom bitnom razlikom: ona se ne ugrađuje u kućište ležaja nego u umetak koji se pričvršćuje u kućište ležaja. Kontakt blazinice s umetkom ostvaruje se preko kuglaste površine. Stoga blazinica ima mogućnost malog zakretanja što smanjuje zakošavanje rukavca vratila u blaznici i njeno trošenje. Takve se blazinice nazivaju samopodešavajuće. Blazinica ima prstenasti kanal za sakupljanje ulja: ulje, koje izlazi na čelnim stranama blazinice dopijeva u kanal za smirivanje i odvodi se kroz provrte smještene u donjoj polovici blazinice. S dva zaustavna vijka koji su smješteni u razdjelnoj ravnini blazinica se osigurava od okretanja. Blazinica se montira u donju polovicu umetka, koja se pak ugrađuje u kućište ležaja i pridržava od aksijalnog pomicanja pomoću držača. Donja se polovica umetka ugrađuje i centrira pomoću tri podloške koje imaju vanjsku površinu cilindričnog oblika te pločica ispod njih. Poslije ugradnje u kućišta ležaja donjih polovica umetaka i blazinica ulaže se rotor, blazinice se zatvaraju i pritežu vijcima. Zatim se ugrađuju gornje polovice umetaka, koje se preko podloški pritežu ka kućištima ležaja.



Dovođenje ulja u ležaj ostvaruje se kroz desnu nosivu podlošku i prstenasti kanal, koji čine žlijeb u unutarnjoj površini umetka i na vanjskoj površini blazinice. Kroz analogne vertikalne i prstenaste kanale u donjoj polovici ležaja ulje se usmjerava u prostor (spremnik) za slučaj havarije iz kojeg u suprotnom smjeru dolazi pod rukavac vratila u slučaju havarije u sustavu za podmazivanje. Kod konstrukcije prikazane na sl.15.21 blazinica ima kuglasti oblik što znači da je kao i kod prethodne konstrukcije samopodešavajuća. Polovice blazinice međusobno se spajaju s četiri vijka (2), od kojih su dva prizmatična. Pomoću zatika (5) koji je smješten u vertikalnom provrtu na vrhu blazinice, blazinica se zadržava od vrtnje

Ulje dolazi u ležaj po kanalu, koji je prikazan na presjeku A-A slijeva, i dolazi na radnu površinu kroz procijep, smješten po razdjelnoj ravnini visine 1,5 mm i širine, koja je gotovo jednaka širini blazinice (pogledati uzdužni presjek blazinice i pogled na razdjelnu ravninu donje polovice). Otuda se ulje po kosom kanalu širine 100 mm i dubine 3 mm u gornjoj polovici blazinice usmjerava k dijametralno suprotno smještenoj strani, gdje se dio slijeva kroz isti procijep, no visine 2,5 mm, i provrt, u koji je pomoću navoja ugrađena dozirna dijafragma *b*; dio ulja ulazi u klinasti zazor donje blazinice. Kod čelne površine s lijeva izrađen je prstenasti kanal s otvorima u donjoj blazinici, koji prihvaćaju ulje i sprječavaju da se raznosi duž vratila. Na radnim površinama blazinice u razdjelnoj ravnini izrađeni su "hladnjaci". Površina donje blazinice dotjeruje se po luku čiji je kut 120°.

Blazinica se ugrađuje u ugradbeni prsten (1), koji se sastoji od dvije polovice, sa zazorom 0 do 0,05 mm. Ugradbeni se prsten centrira u kućištu ležaja s četiri podmetača (3) pomoću pločica ispod njih (kao na sl.15.17). Ugradbeni se prsten osigurava od zakretanja s dva klina (4). Konstrukcije na prethodnim slikama izvedene su uz ispunjenje zakonitosti, koje potječu iz hidrodinamičke teorije podmazivanja: u donjoj, opterećenoj, polovici blazinice ne treba prorezivati kanale. Ti kanali snižavaju nosivost ležaja, pošto tlak ulja koji nastaje u uljnom klinu u uzdužnom kanalu opada na nulu. Manje su opasni poprečni prstenasti kanali, koji se ponekad izvode po sredini blazinice, no oni također snižavaju nosivu sposobnost ležaja. U gornjoj se polovici blazinice dopuštaju kanali bilo kojeg tipa: oni povisuju protok ulja kroz ležaj i snižavaju njegovu temperaturu.

Na sl.15.22 prikazana je konstrukcija blazinice nosivog ležaja s hidrauličkim podizanjem rukavca vratila. Ulje se pod tlakom 4 do 6 MPa dovodi u dva aksijalna provrta u donjoj polovici blazinice, smještenima pod kutom 30° prema vertikalnoj osi. Svaki od provrta je s dva radijalna kanala spojen s površinom blazinice i završavaju sa specijalnim priključkom i okruglim "kadicama". Jedan od izlaza svakog aksijalnog provrta zatvara se s čepom, dok se u drugi uvrće priključak, kroz koji se dovodi ulje pod visokim tlakom. Nešto je drugačija kod toga ležaja i organizacija napajanja blazinice uljem. Ulje dolazi u poluprstenasti kanal između blazinice i umetka, pri čemu iz njega dio ulja odmah dolazi ispod rukavca, a dio prolazi kroz prstenasti kanal na suprotnu stranu, a od tuda u kanal za razvođenje gornje polovice blazinice, oplakujući rukavac vratila s gornje strane. Na sl.15.23 prikazan je nosivi ležaj s četiri klina, koji ima četiri nosiva segmenta. Ulje se dovodi svakom segmentu i kao rezultat povlačenja ulja od strane rukavca vratila, pod njim se javlja uljni klin. Na sl.15.24 prikazana je konstrukcija sa šest nosivih klinova, koja ima šest nosivih segmenata, koji se mogu zakretati oko rebra za pričvršćenje. Za razliku od prethodne konstrukcije ulje se ne dovodi svakom segmentu posebno nego u zajedničku šupljinu u koju su smješteni svi segmenti. Pri tome svi segmenti ležaja rade u zajedničkoj uljnoj kupki.

Kao što je već rečeno sila trenja između slojeva ulja ovisi o relativnim brzinama strujanja ulja. Zbog toga stabilni uljni film nastaje samo kod dovoljno velikih brzina rotacije, kada sloj ulja koji se "prilijepio" za površinu rukavca povlači za sobom susjedni sloj. Kod malih brzina rotacije uljni film ili ne nastaje u potpunosti ili periodički iščezava. U skladu s tim postoji stalni ili periodički kontakt rukavca i unutarnje površine blazinice. Kod takvog režima javlja se polusuho trenje, kod kojeg, ako se ne poduzmu specijalne mjere, razvija se značajna količina topline, dolazi do trošenja površine blazinice, i što je najopasnije troši se i površina rukavca vratila. Zbog toga se u svrhu smanjenja sile trenja kod malog broja okretaja unutarnja površina blazinice zalijeva s antifriksijskom, relativno mekom legurom na osnovi kositra ili olova koja se naziva bijela kovina.

Sama blazinica se lijeva od sivog lijeva *SL 21-40* (prema GOST-u) ili modificiranog sivog lijeva *MSL 28-48*, dok se za zalijevanje koristi bijela kovina *B83* (prema GOST-u) sa sadržajem antimona 11 do

12%, bakra 5 do 6%, ostalo kositar. Zbog ekonomičnosti gornja polovica blazinice se zalijeva s bijelom kovinom BI 6 (prema GOST-u) sa sadržajem kositra 15 do 16%, antimona 15 do 16,5%, bakra 2,5 do 3%, ostalo olovo. Olovna ili kositrena baza osigurava plastičnost i deformabilnost bijele kovine pod djelovanjem sila zbog mase rotora i ravnomjerno je raspoređuje po površini blazinice. Osim toga olovo (kositar) osigurava visoku otpornost spram korozije i dobra ljevačka svojstva. Antimon prouzrokuje nastajanje u olovu tvrdih uključina, koje daju bijeloj kovini visoku otpornost spram trošenja. Dodavanje bakra osigurava homogenost bijele kovine. Zalijevanje blazinice s bijelom kovinom je jako odgovorna operacija, jer se kod lošeg zalijevanja bijela kovina odljepljuje od tijela blazinice i drobi se. Na unutarnjoj površini blazinice izvode se kanali u obliku lastavičinog repa, sl.15.17 i sl.15.19.

Prije zalijevanja bijelom kovinom, blazinica se prvo pere u kerozinu, a potom benzinu. Nakon sušenja obavlja se završno odmašćivanje u vodenom rastvoru (1 dm<sup>3</sup> vode, 25 g trinitrijfosfata, 15 g vodenog stakla) kod temperature 70 do 90°C. Nakon pranja se blazinica suši komprimiranim zrakom; površine koje se ne zalijevaju s bijelom kovinom, premazuju se s tankim slojem rastvora krede (voda, tekuće staklo, kreda) i suše se u elektropeći kod temperature od oko 200°C. Na kraju zbog boljeg prijanjanja bijele kovine blazinica se kositri (kositrom ili bijelom kovinom). Prije kositrenja najodgovornije se površine mažu sa solnom kiselinom u kojoj je prethodno bajcan cink. Dirne se površine polovica blazinice nakon zalijevanja s bijelom kovinom dotjeruju jedna prema drugoj do potpunog nalijeganja. Radne površine blazinice obrađuju se u sedmoj klasi kvalitete površine (V7).

### 15.7. Prilog hidrodinamičke teorije podmazivanja proračunu odrivnog (aksijalnog) ležaja

Shema odrivnog ležaja, koji radi u skladu s hidrodinamičkom teorijom podmazivanja, prikazana je na sl.15.5. Analizirat će se pojave, do kojih dolazi u uljnom klinu ispod koso postavljene pločice uz gibanje s obzirom na tu pločicu ravne površine s brzinom  $u$ , sl.15.25. Os  $x$  je usmjerena duž gibanja, dok se širina pločice u smjeru okomitom na os  $x$  (os  $Z$ ) smatra beskonačno velikom. Točka  $O$  je ishodište koordinatnog sustava. Visina zazora  $h = x \tan \alpha$ . Stoga jednačba (15-7) poprima oblik:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\mu \cdot u}{\tan^2 \alpha} \frac{x_0 - x}{x^3} \quad (15-54)$$

Integrirajući taj izraz u granicama od  $x_1$  do  $x$  dobiva se:

$$p_x = \frac{6\mu \cdot u}{\tan^2 \alpha} \left[ -\frac{x_0}{2} \left( \frac{1}{x^2} - \frac{1}{x_1^2} \right) + \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{x_1} \right) \right] \quad (15-55)$$

Pošto je kod  $x = x_2$  tlak  $p_x = 0$ , to se iz jednačbe (15-56) dobiva:

$$x_0 = \frac{2x_1 \cdot x_2}{x_1 + x_2}$$

U skladu s tim:

$$p_x = \frac{6\mu \cdot u}{\tan^2 \alpha} \frac{(x_1 - x)(x - x_2)}{x^2(x_1 + x_2)}$$

Sumirajući taj tlak po širini  $b$  i dužini  $a = x_2 - x_1$  pločice, uz pretpostavku da je tlak konstantan po širini  $b$ , dobiva se:

$$P = b \int_{x_1}^{x_2} p_x dx = \frac{6\mu \cdot u \cdot b}{\tan^2 \alpha} \left( \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{2a}{x_1 + x_2} \right) \quad (15-56)$$

Srednji specifični tlak:

$$p_{sr} = \frac{P}{a \cdot b} = \frac{\mu \cdot u}{a \cdot \tan^2 \alpha} \eta \quad (15-57)$$

gdje je:

$$\eta = 6 \left( \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{2a}{x_1 + x_2} \right) \quad (15-58)$$

bezdimenzionalni koeficijent, koji ovisi o dimenzijama pločice. Jednakodjelujuća sila tlaka prolazi kroz točku, čija se koordinata  $x_m$  određuje iz momentne jednadžbe:

$$P \cdot x_m = b \int_{x_1}^{x_2} x \cdot p_x \, dx$$

Nakon integracije i određenih transformacija dobiva se:

$$x_m = \frac{1}{2} \frac{x_2^2 - x_1^2 - 2x_1 \cdot x_2 \ln \frac{x_2}{x_1}}{(x_1 + x_2) \ln \frac{x_2}{x_1} - 2a} \quad (15-59)$$

Otpor gibanju površine  $OX$  određuje se zbrajanjem sila izazvanih smičnim naprežanjem zbog viskoznosti,  $\tau_0$ , prema jednadžbi (15-14) u granicama od  $x_1$  do  $x_2$ :

$$T = b \int_{x_1}^{x_2} \tau_0 \, dx = b \cdot \mu \int_{x_1}^{x_2} \left( \frac{u}{h} - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2\mu} \right) dx$$

Uvrštavajući u prethodnu jednadžbu umjesto  $\partial p / \partial x$  jednadžba (15-54) i  $h = x \tan \alpha$  i provodeći integraciju dobiva se:

$$T = \frac{2\mu \cdot u \cdot b}{\tan \alpha} \left( 2 \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{3a}{x_1 + x_2} \right) = \frac{2\mu \cdot u \cdot b}{\tan \alpha} \xi$$

gdje:

$$\xi = 2 \ln \frac{x_2}{x_1} - \frac{3a}{x_1 + x_2} \quad (15-60)$$

Koeficijent trenja:

$$f = \frac{T}{P} = 2 \frac{\xi}{\eta} \tan \alpha \quad (15-61)$$

gdje umjesto  $P$  je uvrštena vrijednost prema jednadžbi (15-58). Ako se pomoću te jednadžbe odredi:

$$\tan \alpha = \sqrt{\frac{\mu \cdot u \cdot \eta}{P/b}}$$

i uvrsti u jednadžbu (15-62), to je:

$$f = 2 \sqrt{\frac{\mu \cdot u}{P/b}} \frac{\xi}{\sqrt{\eta}} = B \sqrt{\frac{\mu \cdot u}{P/b}} = B \sqrt{\frac{\mu \cdot u}{a \cdot p_{sr}}} \quad (15-62)$$

gdje  $B$  - bezdimenzionalni koeficijent, koji je jednak  $2\xi/\sqrt{\eta}$  i ovisi o geometriji. Ako se iz jednadžbe (15-58) odredi:

$$\eta = \frac{a \cdot p_{sr} \cdot \tan^2 \alpha}{\mu \cdot u}$$

i predstavi u obliku krivulje kao funkcija omjera  $x_1/a$  u skladu s jednadžbom (15-58), to se ta krivulja na značajnom dijelu može prikazati sa sljedećom približnom jednadžbom:

$$\eta = \frac{0,3}{\left(\frac{x_1}{a}\right)^{1,2}} = \frac{0,3(a \cdot \tan \alpha)^{1,2}}{h_{min}^{1,2}} \quad (15-63)$$

Uvrštavajući tu vrijednost u jednadžbu (15-57) dobiva se:

$$p_{sr} = \frac{0,3\mu \cdot u \cdot a^{0,2}}{(\tan \alpha)^{0,8} \cdot h_{min}^{1,2}}$$

Za ploču konačne širine opterećenost je niža nego što daje proračun. Neki autori uzimaju korekcijski faktor koji je jednak:

$$\zeta = b/(a + b)$$

tj.:

$$p_{sr} = \zeta \cdot \frac{0,3\mu \cdot u \cdot a^{0,2}}{(\tan \alpha)^{0,8} \cdot h_{min}^{1,2}} \quad (15-64)$$

ili.

$$h_{min} = 0,35 \sqrt[1,2]{\frac{\zeta \cdot \mu \cdot u \cdot a^{0,2}}{p_{sr} \cdot (\tan \alpha)^{0,8}}} \quad (15-65)$$

Kako pokazuju proračuni, veličina  $B$  u jednadžbi (15-62) za široko područje vrijednosti  $x_1/a$  mijenja se u granicama 1,8 do 2,2, pa se stoga može staviti  $B = 2$  i na kraju:

$$f = 2 \sqrt{\frac{\mu \cdot u}{a \cdot p_{sr}}}$$

ili uz korekciju zbog konačne širine ploče:

$$f = 2 \sqrt{\frac{4a + b}{b} \frac{\mu \cdot u}{a \cdot p_{sr}}} \quad (15-66)$$

### 15.8. Proračun odrivnog (aksijalnog) ležaja

Metoda proračuna ležaja izložena u prethodnom poglavlju u dovoljnoj je mjeri stroga samo za slučaj ploče beskonačno velike dužine. Uvođenje ne baš u potpunosti objašnjene korekcije zbog konačne dužine pločice u značajnoj mjeri obezvrjeđuje taj proračun, i on je dan više zbog ilustracije određivanja principa rada ležaja matematičkom analizom, nego za praktično korištenje. Za praktične proračune koristi se metoda koja se temelji na osnovnim principima hidrodinamičke teorije podmazivanja, no uzima u obzir strujanje ulja ne samo u tangencijalnom (obodnom), već i u radijalnom smjeru. Pošto je matematička analiza dosta složena, ona ovdje neće biti izložena, već će biti dani samo krajnji izvodi koji omogućavaju proračun ležaja. Crtež odrivne pločice ležaja koji radi po shemi kao na sl.15.5 prikazan je na sl.15.26. Ležaj se proračunava pomoću koeficijenata  $k_1, k_2, k_3, k_4$  i  $k_5$  čije su ovisnosti o veličini centralnog kuta  $\theta$  i omjeru  $b/r$  dane dijagramski na sl.15.27 do 15.31. Osim toga se koeficijent  $k_6$  određuje po jednadžbi:

$$k_6 = \frac{b}{r} \left( 1 + \frac{b}{2r} \right) \theta \quad (15-67)$$

gdje  $\theta$  - kut u radijanima. Ležaj se uz zadanu geometriju, opterećenje i broj okretaja proračunava sljedećim redosljedom. Zadaje se srednja temperatura ulja  $t_{sr}$  u radnom sloju ležaja te se određuje pripadajući koeficijent viskoznosti  $\mu$ . Poznavajući broj odrivnih pločica  $z$ , određuje se opterećenje koje otpada na jednu pločicu:

$$P_1 = \frac{P}{z}$$

Radna površina jedne pločice je:

$$F = k_6 \cdot r^2 \quad (15-68)$$

i srednji specifični tlak:

$$p_{sr} = \frac{P_1}{F}$$

Prema jednadžbi:

$$\Delta t_{sl} = \frac{42,7 p_{sr}}{k_1 \cdot \rho \cdot c_p} \quad (15-69)$$

određuje se povišenje temperature ulja u radnom sloju ležaja. Temperature ulja na ulazu u ležaj i kod izlaza iz radnoj sloja su:

$$t_{ul} = t_{sr} - \frac{\Delta t_{sl}}{2}$$

$$t_{iz} = t_{sr} + \frac{\Delta t_{sl}}{2}$$

pri čemu, kao i kod nosivih ležaja  $t_{ul}$  ne smije biti ispod  $35^{\circ}\text{C}$  a  $t_{iz}$  preko  $70^{\circ}\text{C}$ . Ako temperatura ulja izlazi iz tog područja, potrebno je promijeniti srednju temperaturu ulja, a ako ni to nije dovoljno treba izmijeniti dimenzije ležaja. Veličina minimalnog zazora određuje se po jednadžbi:

$$h_{min} = k_1 100 \sqrt{\frac{42,7F \cdot n \cdot \mu}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_{sl}}}; \quad u \text{ cm} \quad (15-70)$$

gdje  $n$  - broj okretaja u minuti. Veličina  $h_{min}$  kod obrade radnih površina odzivnih pločica i odzivnog diska u 8 do 9 klasi kvalitete površine treba biti veća od:

$$y_{max} + 0,01 \text{ mm}$$

gdje  $y_{max}$  - progib odzivnog diska u mm. Koeficijent trenja:

$$f = k_4 \sqrt{\frac{42,7n \cdot \mu}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_{sl}}} \quad (15-71)$$

Rad trenja jedne pločice:

$$W = k_3 \cdot F \cdot n \sqrt{F \cdot n \cdot \mu \frac{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_{sl}}{42,7}} \quad (15-72)$$

Protok ulja kroz jednu pločicu:

$$q = \frac{k_5}{k_2} F \cdot n \cdot h_{min} \quad (15-73)$$

Protok ulja kroz sve pločice:

$$Q_{sl} = z \cdot q$$

Kod te se metode ne radi razlika između temperature ulja na izlazu iz radnog sloja i temperature ulja na izlazu iz ležaja. U stvarnosti je isto tako temperatura ulja na izlazu iz ležaja značajno niža, nego temperatura ulja na izlazu iz radnog sloja, pošto kroz ležaj u cjelini prolazi količina ulja koja je značajno viša od one koja cirkulira u radnom sloju. Ulje, koje se dovodi u ležaj po unutarnjem promjeru pločica, prolazi također kroz zazor između pločica i kroz zazor između kućišta ležaja i pločica. Mitchell (po njemu se često puta odzivni ležaj i naziva Mitchellov) za određivanje ukupnog protoka ulja preporuča dijagram prikazan na sl.15.32, po kojem se određuje protok ulja na 1 cm radne površine ležaja u ovisnosti o srednjoj obodnoj brzini i o srednjem specifičnom tlaku  $p_{sr}$  uz uvjet povećanja temperature u ležaju za  $10^{\circ}\text{C}$ . Treba također naglasiti da se ulje koje prolazi kroz ležaj ne zagrijava samo zbog trenja u radnom sloju, no i zbog trenja rotirajućeg odzivnog diska i dovođenja topline po vratilu od vrućih dijelova turbine. Posljednju je veličinu teško odrediti; u prvom približenju može se smatrati da se ona kompenzira odvođenjem topline na okolinu. Trenje ugradbenih (neradnih) pločica odzivnog diska i dijela vratila u području odzivnog diska može se izračunati po jednadžbi:

$$N_r = 0,1^{-7} \omega^3 \cdot \rho \cdot D^4 (D + 5h) \quad (15-74)$$

gdje  $\omega$  - kutna brzina;

$\rho$  - gustoća ulja;

$D$  - vanjski promjer odzivnog diska;

$h$  - debljina diska.

Eksperimenti su pokazali da je prethodna jednadžba primjenjiva za odrivne ležaje kod kojih obodna brzina na vanjskom promjeru diska ne prelazi 60 do 65 m/s, a specifični tlak je ispod 1,5 MN/m<sup>2</sup>. Te vrijednosti odgovaraju najvećem broju ležaja koji se koriste kod turbina velikih snaga. Prema iskustvenim podacima, dopušta se srednji tlak  $p_{sr}$  na pločice ležaja do 2 MN/m<sup>2</sup> i srednja obodna brzina do 65 m/s. Ne preporuča se povišenje temperature ulja  $\Delta t$  preko 15°C. No isto tako te vrijednosti nisu i granične i u određenim slučajevima mogu se povisiti uz uvjet da  $h_{min}$  ne poprimi minimalno dopuštenu vrijednost te da temperatura radnog sloja ulja ne pređe graničnu, dopuštenu vrijednost.

### 15.9. Proračun odrivnog diska

Aksijalna sila rotora  $P$  predaje se pločicama ležaja pomoću navučenog na vratilo odrivnog diska (1), sl.15.5. Potrebno je odrediti maksimalno naprezanje u disku i njegov progib pod djelovanjem sile  $P$ . Disk se analizira kao kružna ploča debljine  $h$ , koja je uklještena na polumjeru  $r$  i opterećena ravnomjerno raspodijeljenim tlakom  $p_{sr}$ . U nauci o čvrstoći materijala mogu se pronaći jednadžbe za određivanje progiba ploče te maksimalnog naprezanja u njoj. Kod pretpostavljenog tipa ploče maksimalno je radijalno naprezanje na polumjeru  $r$  i može se izračunati prema jednadžbi:

$$\sigma = \alpha \frac{p_{sr} \cdot R^2}{h^2} \quad (15-75)$$

gdje se koeficijent  $\alpha$  određuje iz dijagrama prikazanog na sl.15.33 na temelju omjera  $r/R$ . Maksimalni progib diska određuje se po jednadžbi:

$$y_{max} = \beta \frac{p_{sr} \cdot R^4}{E \cdot h^3} \quad (15-76)$$

Koeficijent  $\beta$  također se određuje iz dijagrama na sl.15.33.

### 15.10. Konstrukcija odrivnog (aksijalnog) ležaja

Odrivni ležaj, tzv. Mitchellov ležaj, služi za preuzimanje rezultantne aksijalne sile koja djeluje na rotirajući rotor i njeno prenošenje na ostale statorsche elemente. Istovremeno fiksira položaj rotora u turboagregatu i aksijalne zapore u protočnom dijelu turbine i kod brtvi, pa se on obično smješta s prednje strane turbine, gdje bi zbog visokih temperatura osobito mogla biti velika razlika temperaturnih deformacija rotora i kućišta. Konstrukcijski, odrivni ležaj najčešće se smješta u kućište zajedno s blazinicom jednog od nosivih ležaja da bi se aksijalna sila što ravnomjernije raspodijelila. Kod suvremenih parnih turbina isključivo se primjenjuju segmentni odrivni hidrodinamički klizni ležaji, koji su u potpunosti izbacili iz upotrebe ranije korišteni grebenasti odrivni ležaj. Shematski prikaz jedne od mogućih konstrukcija dan je na sl.15.34. Na vratilu (1) turbine izvodi se odrivni disk (4), koji se preko uljnog sloja oslanja u ovisnosti o smjeru aksijalne sile na segmente (3) ili (5), koji se zakreću oko rebra zakretanja (9). Ulje za podmazivanje dovodi se pomoću pumpe u kolektor (8), otkuda se kroz otvore (2) u ugradbenom prstenu dovodi segmentima (3). Između odrivnog segmenta i diska nastaje uljni film, koji sprječava njihov kontakt. Cjelokupnost kućišta (6) i u njega ugrađenih segmenata naziva se blazinica odrivnog ležaja. Opskrbljivanje uljem segmenata (5) drugog reda može se ostvariti ili na isti način (iz drugog kolektora), ili, kao što je prikazano na sl.15.34, propuštanjem ulja po cjevovodu (7) u prostor tih segmenata. Vratilo se na mjestu izlaza iz kućišta ležaja brtvi, i ulje koje se dovodi blazinici popunjava unutarnju šupljinu blazinice i izlazi u osnovno kućište ležaja kroz provrte u gornjoj polovici blazinice.

Ako je u određenom trenutku raspodjela tlaka po površini segmenta takva, kao što je prikazano na sl.15.35.a, to će njegov položaj biti nestacionaran, pošto će istodjelujuća sila  $R_c$  djelovati kao poluga s krakom  $h$  oko rebra za oslanjanje segmenta  $B-B$ . Zbog toga se segment počinje zakretati. Pri tome se raspodjela tlaka mijenja. Zbog toga što se zazor na ulaznom dijelu segmenta povećava, tlak se ovdje smanjuje; na izlaznom je dijelu segmenta obrnuto, tlak raste. Jasno, da se pri tome sama sila  $R_c$  ne

mijenja, ako se ne mijenja aksijalna sila  $R$  i broj segmenata. Segment će se zakretati sve dok sila  $R_c$  ne bude prolazila kroz rebro za oslanjanje  $B-B$  i njen krak ne postane jednak nuli. To će biti i stacionarni položaj segmenta, kod kojeg se između površine odrivnog diska i segmenta formira sužavajući kanal, klin, kroz koji neprestano struji svježe ulje, koje dopijeva kroz otvor (2), sl.15.34.b. Otvorenost klina se automatski mijenja s promjenom aksijalne sile  $R$ : što je veća aksijalna sila koja djeluje na rotor, to se klin više otvara i veća je istodjelujuća sila  $R_c$  na svaki segment.

Prethodno analizirana shema rada odrivnog ležaja, sl.15.35. pretpostavlja da aksijalna sila, koja djeluje na rotor, uvijek je usmjerena u jednu stranu. Isto tako čak i uz takvi uvjet treba odstraniti mogućnost pomicanja rotora u suprotnu stranu jer slučajni pomak od nekoliko milimetara čak kod montaže ili podešavanja može dovesti do oštećenja šiljaka brtvi. Tim je još više potrebno kod suvremenih snažnih turbina imati i odrivne segmente s druge strane, turbina kod kojih se zbog razlika kod izrade, montaže i zbog drugih uzroka smjer aksijalne sile može mijenjati od jednog do drugog režima ili od jedne do druge turbine čak i uz isto opterećenje. Zbog toga se svi odrivni ležaji izvode s dva reda odrivnih segmenata, smještenih na suprotnim stranama odrivnog diska. Ponekad se na rotoru izvode dva odrivna diska, od kojih svaki ima po jednu radnu površinu, koja se oslanja na svoj red odrivnih segmenata.

Kod rada ležaja s dva reda radnih segmenata, sl.15.36, uljni se klinovi javljaju na segmentima oba reda. Kod toga su osnovni (radni) segmenti opterećeni ne samo sa silom  $R$ , koja djeluje na rotor, no i dodatnim silama, koje djeluju na odrivni disk sa strane dodatnih segmenata. Veličina mogućeg pomicanja rotora između redova odrivnih segmenata naziva se aksijalni zalet odrivnog ležaja. Što je veći zalet, to je manje pod opterećenje radnih segmenata s obzirom na račun dodatnih. Isto tako zalet ne treba izvoditi jako velikim, pošto to može dovesti do zapinjanja u protočnom dijelu i pojava velikih udarnih opterećenja na segmente kod promjene smjera aksijalne sile (npr., kod naglih promjena opterećenja kod višekučisnih turbina s međupregrijanjem). Mali aksijalni zalet također može biti opasan, i ne samo zbog toga, što se pojavljuje dodatna sila od dodatnih segmenata. Kod malog aksijalnog zaleta i u skladu s opterećenjem potrebnog zakretanja segmenta, zazor se između segmenta i odrivnog diska smanjuje. Smanjuje se pri tome i protok ulja ispod segmenta, i ono se intenzivno zagrijava. Zajedno uz ulje zagrijava se i segment čija površina postaje neravna. Kao rezultat pregrijavanja uljni film gubi svoju nosivu sposobnost i propada. Odrivni disk dolazi u kontakt sa segmentima, i zbog nastajanja velike količine topline dolazi do taljenja bijele kovine segmenta (ako ona postoji) ili do brzog trošenja segmenta. Dolazi do pomaka rotora, i ako je on veći od aksijalnih zazora, javljaju se aksijalna zapinjanja rotorskih o statorske elemente, što je uzrok teške havarije.

Zbog toga se aksijalni zalet kod odrivnog ležaja određuje tako, da debljina uljnog filma na izlazu iz segmenta nije ispod 40 do 60  $\mu\text{m}$ , da srednji tlak na segment ne prelazi 2 do 4 MPa, a temperatura bijele kovine 100°C. Što je bolja kvaliteta izrade odrivnog diska i odrivnih segmenata (viša klasa kvalitete površine i manji udar i konusnost odrivnog diska), što je čišće ulje (niži udio tvrdih čestica u njemu), što su niže vibracije i moguća tokom eksploatacije preopterećenja, to su veći specifični tlakovi i manji zazori, a u skladu s tim može se dopustiti u ležaju i aksijalni zalet. Obično se kod montaže odrivnog ležaja ostavlja aksijalni zalet 0,5 do 0,6 mm, dok je prilikom rada 0,3 do 0,4 mm. Rad odrivnog ležaja treba biti apsolutno siguran, pošto njegov ispad iz rada ima za posljedicu, ako se ne aktivira odgovarajuća zaštita, tešku havariju.

Čak i mali remont odrivnog ležaja, koji je povezan s njegovom demontažom, dovodi do velikih gubitaka zbog potrebnog dugotrajnog hlađenja turbine i povezanog s tim zastoja. Odrivni segmenti su osnovni elementi odrivnog ležaja, koji određuju kvalitetu njegovog rada. Nosiva sposobnost odrivnog ležaja ne ovisi samo o specifičnom tlaku, nego i o obliku segmenata, načinu njihovog pričvršćenja. njihovom ukupnom broju te drugim faktorima. Ona se osigurava uz u potpunosti definirane omjere dimenzija segmenata, sl.15.37:  $B/L \approx 1$ ;  $h/B = 0,5$ . Radijalno rebro kojem se dovodi svježe ulje naziva se ulaznim, a suprotno smješteno izlaznim. Centralni kut koji čine ulazno i izlazno rebro je 28 do 35°. Površina segmenta koja je okrenuta k odrivnom disku, zalijeva se sa slojem bijele kovine čija debljina je oko 1,5 mm. Za bolje pripajanje bijele kovine k segmentu, u segmentu se izvode utori tipa lastavičin rep. Zbog ravnomjernog nalijeganja segmenata disku, oni se periodički poliraju, pa se stoga debljina bijele kovine postupno smanjuje. Kod njenog smanjenja od 0,8 do 0,9 mm segmenti se zalijevaju s novim slojem bijele kovine.



Uloga bijele kovine kod nosivih i odzivnih ležaja je različita. Kod nosivih blazinica bijela kovina ima ulogu antifriksijskog materijala, potrebnog pri radu uz režim polusuhog trenja. Kod većine odzivnih ležaja segmenti su smješteni u uljnoj kupki i praktički se režim polusuhog trenja ne može pojaviti. Zbog toga se ponekad segmenti izrađuju i bez bijele kovine. Ipak u većini slučajeva segmenti se izrađuju s bijelom kovinom. Kod iznenadnog povećanja aksijalne sile do nedopuštenih vrijednosti, kada odzivni disk dolazi u kontakt s površinom segmenata, dolazi gotovo do trenutnog taljenja bijele kovine i rotor se naglo pomiče za 1 do 1,5 mm. Taj se aksijalni pomak rotora koristi kao signal za zaštitu turbine od daljnjeg aksijalnog pomicanja rotora u njoj, kada mogu doći u dodir rotirajući i nerotirajući dijelovi protočnog dijela ili brtve.

Svaki se odzivni segment oslanja na dva zatika i u kontaktu je s podložnim prstenom samo po rebro oko kojeg se slobodno zakreće kod promjene aksijalne sile. Rebro je paralelno postavljeno s izlaznim rebrom segmenta. To osigurava jednakost zazora po cijelom izlaznom rebro kod zakretanja segmenta, ravnomjerniju raspodjelu tlaka po površini segmenta i njegovo manje trošenje. Rebro oko kojeg se zakreće segment ne smješta se na sredini segmenta, nego bliže izlaznom rebro (približno  $3/5$  od  $B$ ). To s jedne strane, isključuje mogućnost iskretanja segmenta kod zatvaranja uljnog klina, a s druge, kod zakretanja segmenta ne dolazi do tako intenzivnog smanjenja zazora na izlazu, što bi uvjetovalo trošenje izlaznog dijela segmenta.

Kod normalnog rada odzivnog ležaja osnovno mjesto gdje nastaje toplina je uljni sloj. Dio se te topline odvodi tokom ulja, a dio se prenosi segmentu. Slojevi segmenta, koji naliježu tik do bijele kovine, zagrijavaju se i rastežu intenzivnije nego slojevi oko rebra za zakretanje. Kao rezultat toga, ravna radna površina postaje cilindrična s izvodnicama koje su paralelne s rebrom za zakretanje. Što su veće neravnomjernosti temperature po debljini segmenta, to se on intenzivnije deformira i to je niža njegova nosiva sposobnost. Zbog smanjenja neravnomjernosti temperature segmenti se izrađuju od materijala, koji imaju visoku toplinsku vodljivost i mali koeficijent toplinskih dilatacija. To su legure bakra, bronza i mjed. Ponekad se za segmente koristi i čisti bakar. Gotovo dva puta veću nosivu sposobnost ima segment izrađen od slojeva, sl.15.38. Na čeličnu se osnovu specijalnim vijcima pričvršćuje tanka bakrena pločica, čija se površina zalijeva s bijelom kovinom. U čeličnoj se osnovi izvode kanali, kroz koje prolazi ulje, koje hladi bakrenu pločicu. Na taj način, nastaje mala razlika temperatura po debljini tanke pločice i ona se veoma malo deformira. To omogućuje povišenje ne samo nosive sposobnosti segmenta, nego i njegovo oslanjanje ne preko rebra već točkastog oslonca, tzv. "kljuna". Analizirani se segment pridržava u kućištu pomoću prstena.

Kod jedne te iste ukupne površine segmenata, koja osigurava određeni srednji specifični tlak, može se izvesti ili veći broj manjih segmenata ili manji broj većih. Kod manjeg broja segmenata povećavaju se dimenzije ležaja, a kod većeg broja otežava se hlađenje. Kod gustog razmještaja segmenata vruće ulje ispod segmenta ne uspijeva otjeći u kućište i miješa se s hladnim uljem, koje se dovodi pod naredni segment. Proračuni i iskustva tokom eksploatacije pokazali su da optimalni broj odzivnih segmenata u ležaju iznosi od 6 do 8. Tipična konstrukcija odzivnog ležaja gdje je on napravljen zajedno u kombinaciji s nosivim ležajem prikazana je na sl.15.39. Blazinica (2) izrađena je od čeličnog otkivka i ugrađena u obujmicu (1) koja je također od dvije polovice s kuglastim gnijezdom. Od vrtnje blazinicu pridržava zaustavni izdanak (12). Da bi se spriječilo aksijalno pomicanje blazinice u obujmici, kuglasta se površina ugrađuje s preklopom 0,04 do 0,08 mm. Aksijalni se smještaj blazinice u kućištu ležaja, a samim time, i rotora u kućištu turbine regulira odabiranjem debljine ugradbenih čeličnih prstena (9). Svaki se prsten sastoji od tri segmenta; donji su segmenti nazubljeni zbog lakšeg vađenja kod demontaže ležaja. Opruga (14) pridržava konzolni dio blazinice te sprječava njegovo zakretanje pod djelovanjem vlastite mase.

Aksijalna sila, koja djeluje na rotor, prenosi se na odzivni ležaj preko odzivnog diska, koji je navučen na vratilo s preklopom 0,05 do 0,07 mm. Disk se s jedne strane opire o izdanak na vratilu, a njegovo pomicanje po vratilu na drugu stranu sprječava razrezani prsten koji je ubačen u žlijeb u vratilu te s vanjske strane obuhvaćen prstenom koji je na prvi navučen s preklopom oko 0,1 mm. Između čela glavine diska i razrezanog prstena treba biti ostavljen zazor od 0,1 mm zbog kompenzacije temperaturnih deformacija. Deset odzivnih pločica (segmenata) (4) oslanja se na čelične poluprstene (8) i drži pomoću držača (15) (po dva po pločici), koji slobodno ulaze u sjedište pločice. Sa strane tih sjedišta na površini pločice, sl.15.40, izveden je izdanak. Oko kraja tog izdanaka pločica se može

zakretati, što ima za posljedicu nastajanje između radne površine pločice i odzivnog diska zazora u obliku klina. Rebro, oko kojeg se okreće pločica, paralelno je sa izlaznim rubom i dijeli luk na srednjem promjeru u omjeru 3:2 (dulji se dio nalazi na strani ulaza ulja na pločicu).

Pločice se izrađuju od bronzе Br. *OF 10-1* (prema GOST-u) sa slojem bijele kovine *B83* (prema GOST-u). Debljina sloja je 1,5 mm i manja je od minimalnog aksijalnog zazora između elemenata rotora i kućišta turbine, da kod topljenja bijele kovine ne bi došlo do zapinjanja. Kod montaže pločica treba biti osigurano njihovo ravnomjerno prilijeganje odzivnom disku. Zbog toga se pojedine pločice ne smiju razlikovati po debljini jedna od druge preko 0,02 mm. Blazinica ležaja treba imati mogućnost zakretanja (neznatnog) po kuglastoj površini, a rukavac vratila treba ležati po čitavoj širini nosivog ležaja. Zbog utvrđivanja aksijalnog položaja rotora, sa strane suprotno radnih pločica, nalaze se ugradbene pločice (5), sl.15.39. Rastojanje između površina radnih i ugradbenih pločica treba biti veće od debljine odzivnog diska, tako da se rotor može malo pomicati u aksijalnom smjeru. Veličina pomicanja ovisi o promjeru diska i brzini vrtnje. Za visokotlačni rotor turbine snage 100 MW to je 0,6 do 0,8 mm. Za njegovo se reguliranje ispod nosivih poluprstena (6) ugradbenih pločica podmeće zamjenjivi čelični podmetač (7).

Nosivo-odrivnom ležaju ulje se dovodi kroz dozirnu dijafragmu (13); dalje ono dospijeva u prstenasti unutarnji kanal, koji je izveden u tijelu nosive blazinice, a potom na radnu površinu nosivog ležaja (kao i na sl.15.17), a također po kosim kanalima (16) - u prostor radnih pločica, pri čemu je između svakog para pločica jedan kanal. Ugradbenim se pločicama ulje doprema po zasebnoj cijevi koja nije prikazana na sl.15.39. Na sl.15.41, gdje je blazinica odlivena od sivog lijeva, u prstenasti se kanal koji čini ulivena cijev u blazinicu, ulje dovodi ugradbenim pločicama kroz četiri cijevi (17). Da bi se osigurala popunjenost uljem prostora radnih i ugradbenih pločica, ulje se slijeva iz nosivog ležaja samo kroz njegov gornji dio. Kod toga se posljednji prostor s obzirom na glavinu diska brtvi zazorom 0,5 mm na stranu, koja je zapunjena s bijelom kovinom (28) i silaluminijevim prstenom iz dva dijela, sl.15.41. Zbog smanjenja gubitaka trenja ulja o cilindrične površine odzivnog diska posljednja je obuhvaćena s prstenima (3), sl.15.39, koji imaju mesingane šiljke. Zazor prema van između šiljaka i diska je 0,3 do 0,4 mm. Prstenasti prostor, koji čine šiljci, ima drenažu u donjoj polovici blazinice.

Iskustvo stečeno tokom eksploatacije pokazalo je da se nosivost odzivnog ležaja bitno povisuje s povećanjem tlaka ulja u kojem rade pločice. Uz niski tlak ulja (ispod 6 bara), kod kojeg rade većina ležaja, zahvaljujući efektu "pumpanja" koji čini disk moguća je pojava vakuum područja, koja mogu dovesti do pojave plinovitih mjehurića i prekida uljnog filma. Postoje i rezultati eksperimenta gdje pri tlaku ulja koji je imao vrijednost 1,4 bar i specifičnom opterećenju 5 do 10 MN/m<sup>2</sup> ispitni ležaj je nekoliko puta doživio havariju, dok je kod tlaka ulja 6 do 6,5 bar došlo do havarije pločica pri specifičnom tlaku preko 25 MN/m<sup>2</sup> i čak kod 7.000 o/min (uz srednju obodnu brzinu na pločicama 52 m/s) te je dostignuto maksimalno specifično opterećenje 41,5 MN/m<sup>2</sup>. Kao rezultat tih ispitivanja nastala je konstrukcija nosivo-odrivnog ležaja, sl.15.42, kod kojeg kao odzivni disk služi otkovani zajedno s vratilom rotor centrifugalne pumpe, koja opslužuje uljni sustav turbine (podmazivanje i sustav regulacije).

Rotoru pumpe (5) ulje se dovodi injektorom pri tlaku 1,5 bar; na izlazu iz rotora ispred usmjeravajućeg (statorskog) ustrojstva specijalne konstrukcije (1) tlak ulja ima vrijednost 7,1 bar. Čelna površina rotora predaje aksijalnu silu turbine radnim pločicama (7), koje se oslanjaju na opružnu podlošku (10), koja ravnomjerno raspodjeljuje opterećenje na pločice. Pločice se centriraju po vanjskom promjeru, učvršćuju pomoću zatika (9) te se mogu zaokretati oko rebra, kao i kod konstrukcije prikazane na sl.15.41. Pločice su izrađene od mesinga *LAŽMc 66-6-3-2* (prema GOST-u) bez sloja bijele kovine. Kako je pokazalo iskustvo, kod havarije tako izrađenih pločica, veličina aksijalnog pomaka rotora je jako mala (0,2 do 0,3 mm kod rada u režimu havarije kroz 30 do 60 sekundi), a površine diska i pločica nakon havarije gotovo su neoštećene. Ugradbene pločice (4) također se oslanjaju na opružnu podlošku (3). Ležaj radi na tlačnoj strani pumpe, i pločice se, na taj način, podmazuju i hlade uljem pod tlakom 7,1 bar. Na usisnoj strani pumpe smještena je brtva (6) s bijelom kovinom. Nosivi ležaj također se podmazuje i hladi uljem visokog tlaka, koje dolazi iz prostora radnih pločica po širokim kanalima u šupljine u razdjelnoj ravnini blazinice. U donjoj polovici blazinice predviđen je dovod ulja od havarijske elektropumpe kroz protupovratni ventil.

Držači (8) i (12) pridržavaju od okretanja pločice i blazinicu nosivog ležaja. Vrijednost rastojanja  $m$  ostvaruje se za sve pločice uz odstupanje manje od 0,02 mm. Rotor se zadržava u aksijalnom položaju pomoću distantne podloške (11), a veličina aksijalnog zaleta pomoću podloške (2). Prethodna konstrukcija nosivo-odrivnog ležaja osim povišene nosive sposobnosti odrivnog ležaja ima još prednosti:

- a) nije potreban dodatni protok ulja za podmazivanje i hlađenje odrivnog ležaja;
- b) otklonjeni su gubici trenja diska;
- c) za podmazivanje i hlađenje nosivog ležaja koristi se ulje koje prostrujava sa stražnje strane (do turbine) pumpe.

Na sl.15.43 prikazana je tipična konstrukcija blazinice ležaja turbine, kod koje je aksijalna sila cijelo vrijeme usmjerena u jednu stranu (s lijeva u desno). Blazinica ležaja izvedena je kao kombinirana: sastoji se od dvije polovice (17) i (18) i sadrži u sebi i nosivi i odrivni dio. U posljednjoj su smještena dva po promjeru razrezana montažna prstena, koji su pričvršćeni za blazinicu pomoću zaustavnih pločica (6). Na montažne prstene pomoću zatika (10) slobodno su pričvršćeni radni (7) i ugradbeni segmenti (8). Za točnu regulaciju aksijalnog zaleta služi metalna podloška (9). Blazinice se ugrađuju u umetak (19), koji se također sastoji od dvije polovice, koje se spajaju vijcima (25). Površina blazinice izvedena je u obliku kugle, što omogućava određeno zakretanje blazinice prilikom montaže i samim time ostvarivanje strogog zahtjeva za paralelnost radnih površina segmenata i odrivnog diska, i što ima za posljedicu jednoliku opterećenost segmenata. Zbog isključenja zakretanja blazinice u umetku prilikom montaže pod djelovanjem sile uslijed mase uz odrivni dio ponekad se ugrađuje amortizer (1). Poslije regulacije položaja blazinice ona se fiksira pomoću zatika (16), na čijem kraju su izrađena dva paralelna listića, a u blazinici prorez u koji ulazi kraj zatika. Nakon završene regulacije nalijeganja odrivnih segmenata prema odrivnom disku, blazinica se učvršćuje u umetku s dosjedom 0,04 do 0,1 mm. U radnim se uvjetima dosjed još povećava zbog većeg zagrijavanja blazinice od umetka. Na taj je način, analizirana konstrukcija kruta u tom smislu, da kod promjene nagiba odrivnog diska, sile koje djeluju na odrivne segmente se ne izjednačavaju. Umetak se ugrađuje u kućište ležaja (21) pomoću pločica (23) i centrira pomoću podloški (20), koje su postavljene ispod njih.

Aksijalni položaj umetka, zajedno s učvršćenom u njemu blazinicom i smještenim između segmenata (7) i (8) odrivnim diskom rotora, regulira se pomoću montažnih prstena, gdje se svaki sastoji od dva donja (22) i (26) i jednog gornjeg dijela (15). Da bi se pomaknuo rotor (npr. kod podešavanja aksijalnih zazora u protočnom dijelu), treba skinuti poklopac kućišta ležaja, odviti vijke umetka i skinuti poklopac zajedno s k njemu uvijenim poluprstenu (15). Zatim, zakačivši se za vanjsko ozubljenje, može se pri montiranom rotoru izvaditi montažne prstene (22) i (26). Ako npr. treba pomaknuti rotor u desno, to se debljina sva tri dijela (15), (22) i (26) desnog montažnog prstena smanjuje, a lijevog povećava. Zatim se izvodi montaža s obrnutim redosljedom. Ulje za podmazivanje dovodi se kroz bočnu pločicu (23) u prstenastu šupljinu (24). Iz nje se ostvaruje podmazivanje rukavca vratila točno na način kako je to opisano kod prethodne konstrukcije. Ulje za podmazivanje radnih odrivnih segmenata izvodi se iz prstenaste šupljine (24) kroz provrte (13) i dovodi ulaznim rebrima svakog od segmenata (7). Dodatnim odrivnim segmentima (8) ulje se dovodi iz prostora (4), u koji se dovodi posebnim cjevovodom kroz otvore (29). Brtvljenje (5), koje se izvodi u obliku prstenastog sloja bijele kovine, ne dopušta da ulje istječe iz prostora dodatnih segmenata. Na taj način, ulje koje se dovodi popunjava blazinicu odrivnog ležaja i kroz šest provrta (14) istječe u kućište ležaja.

Zbog smanjenja gubitaka trenja oko cilindrične površine odrivnog diska ugrađuje se razrezani prsten (12), u koji su pričvršćeni šiljci brtve (11). Ulje koje dospije između šiljaka odvodi se kroz provrte (28) i (27), koji se nalaze u donjim polovicama brtvenog prstena i kućišta blazinice. Osnovni je nedostatak analizirane konstrukcije fiksni položaj blazinice za vrijeme rada, kod kojeg uslijed zakretanja odrivnog diska, sile koje djeluju na pojedine odrivne segmente mogu se razlikovati 2 do 2,5 puta. Na sl.15.44 prikazan je nosivo-odrivni ležaj sa smještajem odrivne blazinice u centralnom dijelu, koja je izrađena kao jedna cjelina s dva kućišta odrivnih ležaja, smještenih simetrično. Takva je konstrukcija svrsishodna za suvremene turbine velikih snaga s međupregrijanjem pare, kod kojih aksijalna sila može mijenjati smjer. Rotor ima dva odrivna diska.

Blazinica (5) sastoji se od dvije polovice koje se spajaju pomoću vijaka. Blazinica se postavlja između dvije polovice umetka (6) s kuglastim unutarnjim provrtom. Kuglasta površina služi za ugradnju ravnina odzivnih segmenata (3) i (14) koje su za vrijeme montaže paralelne ravninama odzivnih diskova. Poslije montaže polovice umetka fiksiraju se međusobno jedna spram druge zaticima (18) i pričvršćuju klinovima. Radi isključenja mogućnosti okretanja blazinice u umetku u njegovoj donjoj polovici ugrađuje se zaustavni zatic (15) s listićima, čiji rad je prethodno opisan. Odzivni segmenti slobodno se ovješuju na razrezane montažne prstene (2) i (12). Aksijalni se zalet podešava pomoću regulacijske podloške (11). Umetak s pričvršćenom u njemu blazinicom postavlja se na tri pločice i centrira pomoću podloški (20). Gornja podloška služi za čvrsto pritezanje umetka u kućište ležaja. Aksijalni položaj umetka s blazinicom i cijelim rotorom regulira se prstenima (7) i (9), koji se sastoje iz tri dijela. Njihovo je korištenje u svrhu regulacije aksijalnog položaja rotora opisano prethodno.

Ležaju se dovodi ulje iz prostora za slučaj havarije (koji nije prikazan na slici) po vertikalnom kanalu (8) u prstenasti prostor (22), otkuda odlazi k rukavcu vratila i kroz otvore (19) po provrtima (1) i otvorima u montažnim prstenima (4) i (12) u podloški (11) pojedinačno svakom odzivnom segmentu. Šupljine odzivnih segmenata brtve se pomoću sloja bijele kovine (2). Kućišta odzivnih ležaja s rotirajućim odzivnim diskom i neprekidnim dovodenjem i odvođenjem ulja predstavljaju složeni hidrodinamički sustav, kod kojeg se u pojedinim odvojenim područjima mogu pojaviti područja pod vakuumom s ključanjem ulja i izdvajanjem iz njega otopljenog zraka. To može dovesti do narušavanja uljnog filma između odzivnog diska i segmenata. Tome posebice pridonosi prigušivanje ulja na ulazu. Kod analizirane se konstrukcije regulacija protoka i tlaka ulja u ležaju izvodi pomoću prigušne dijafragme na ulazu, i na izlazu specijalnim vijcima, uvijenima u provrte (13), kroz koje ulje napušta kućišta odzivnih ležaja. Na taj se način izbjegava stvaranje vakuum područja. U slučaju havarije, koja je povezana s prekidom dovodenja ulja u prostor za slučaj havarije, ulje se ne dovodi u ležaj po kanalu (8). Poslije ispada generatora s mreže, za vrijeme pobjega rotora, ulje se po cijevi za dovodenje u slučaju havarije po kanalu (17) dovodi za podmazivanje nosivog dijela, a po kanalu (16) i provrtima (10) za podmazivanje odzivnih segmenata.

Na sl.15.45 prikazan je odzivni ležaj koji nije smješten zajedno s nosivim dijelom. Ležaj je simetričan, ima dva jednaka reda odzivnih segmenata (koji su slojevite izvedbe), između kojih je smješten odzivni disk ležaja. Za razliku od prethodno analiziranih konstrukcija odzivni se segmenti postavljaju ne na kruti prsten, nego na prstenasti kompenzacijski sustav (pogledati presjek B-B), koji automatski postavlja radne površine svih segmenata u jednu ravninu te se na taj način osigurava jednolikost njihovog opterećenja. Na taj način nosiva sposobnost ležaja raste i nekoliko puta. Stvarno, ako se odzivni disk ležaja iz bilo kojih razloga zakosi, tada on nalegne na jedan od segmenata i pomicanje tog segmenta za diskom prenosi se polužnom sustavu, koji također i druge odzivne segmente pomakne u isti položaj. Tako se izjednače sile na sve segmente. Prstenasti zatvoreni sustav montira se u umetak (po pola u svakoj polovici umetka). Za tu se svrhu u umetku pričvršćuju oslonci, a na njih se ugrađuju nosive pločice koje nose odzivne segmente. Sami nosivi segmenti imaju oslanjanje u jednoj točki. Radijalni položaj nosivih pločica osigurava se zaticima. Segmenti se osiguravaju od ispadanja pomoću držača, preko kojih su u dodiru s odgovarajućim držačima na umetku i prstenu, koji se sastoji od dvije polovice. Ulje se dovodi ležaju iz šupljine u kućištu ležaja i po specijalnim se provrtima usmjerava k sapnicama, koje dovode ulje ispod svakog radnog segmenta. Zbog toga je cijela šupljina, koju zauzimaju odzivni segmenti, popunjena uljem i kroz otvore u prstenastom štitu, ono istječe u kućište ležaja, otkuda se odvodi u spremnik ulja.

U odzivnom disku nosivo-odzivnog ležaja, prikazanog na sl.15.46, izvedeni su radijalni provrti, koji su povezani s usisnom komorom, i koji služe kao radni kanali glavne uljne pumpe. Ulje dolazi iz injektora u šupljinu ispred cilindrične usisne komore u vratilu turbine i, prolazeći uz opstrujivač, usmjerava se u radijalne provrte. Na njihovom izlazu tlak ulja je oko 0,7 MPa, i s tim tlakom dolazi na podmazivanje radnih i ugradbenih odzivnih segmenata rukavca vratila. Za izjednačavanje sila na pojedine segmente koristi se razrezani opružni prsten, koji ima niz radijalnih izdanaka, koji omogućavaju progibanje prstena pod djelovanjem sila sa strane radnih segmenata. Odzivni segmenti nemaju bijelu kovinu. Jedan od segmenata ima mjerač tlaka u uljnom filmu. Kod smanjenja tlaka od 0,7 do 0,9 MPa (što govori o nestajanju uljnog filma) predaje se signal na sustav za automatski prekid dovodenja pare u turbinu.

Povratni ventil ne propušta ulje iz tlačnog cjevovoda ulja (u kojem se tlak podržava s drugom pumpom) u usisnu komoru i zatim u spremnik ulja (kada turbina ima mali broj okretaja i tlak, koji ostvaruje glavna uljna pumpa, je malen).

Na sl.15.47 prikazana je konstrukcija ležaja plinske turbine. Ležaj je dvostrani samopodešavajućeg tipa. Sila se od grebena vratila predaje na odrivne pločice (1). Pločice su izrađene od čelika sa slojem bijele kovine. Svaka se pločica pomoću oslonaca (2) i (3) spaja sa sjedištem (4), koja se pak oslanjaju na sjedišta (5). Upravo sjedišta (4) i (5) omogućavaju jednoliku raspodjelu aksijalne sile po svim pločicama. Sjedišta (5) predaju silu preko distancione pločice (6) (prsten iz dva dijela). Sjedišta (4) i (5) se zajedno s distancionim prstenima ugrađuju u čelne prstenaste utore u objumici (7) i zaustavljaju izdancima (8). Odrivne se pločice u radijalnom smjeru pridržavaju prstenom (9) (također od dvije polovice), i koji se također pričvršćuje u objumici. Ulje kroz provrte u objumici dopijeva u prstenastu šupljinu kod rotora, otkuda, prolazeći između pločica, dolazi na radne površine oba grebena.

### 15.11. Kućišta ležaja i njihov spoj s turbinom

Kućišta ležaja, koja se ponekad nazivaju i osloncima rotora, i u koja se smještaju blazinice, mogu se razdijeliti u tri vrste: ugrađena, samonosiva i prislonjena.

Ugrađena kućišta ležaja, ili kratko ugrađeni ležaji, izrađuju se zajedno s izlaznim (ispušnim) kućištem, sl.15.48. U unutarnji obod donjeg dijela ispušnog kućišta, uz pomoć čvornih limova, rebra i podupirača, zavaruje se donja polovica kućišta ležaja. Na taj način, ugrađeni ležaj predstavlja jednu cjelinu s kućištem turbine. Unutar donjeg dijela kućišta ležaja zavaruju se poluprsteni, na koje se preko pločica oslanjaju blazinice nosivih ležaja. Gornji se dio takvog ležaja izvodi kao razdvojev i pričvršćuje se na donju polovicu pomoću prirubničkog spoja. Kućište ležaja smjesta se što je bliže moguće k posljednjem stupnju turbine kako bi se što više smanjila aksijalna dužina turboagregata. Poklopac kućišta ležaja spušta se poslije ulaganja rotora i poklopca kućišta turbine. U slučajevima, kada nije moguće spustiti poklopac ležaja i gurnuti ga unutar oboda ispušnog kućišta, on se izvodi s vertikalnom razdjelnom ravninom i zatvara se po dijelovima. U prethodnom je poglavlju bio prikazan način dovođenja ulja ležaju, njegovo razvođenje po blazinici te odvođenje iz njih. Modifikacijom ugrađenog ležaja može se smatrati konstrukcija prikazana na sl.15.46, gdje se prilikom prve montaže ležaj preko poluprirubnica pričvršćuje za kućište turbine i nakon toga se više ne odvaja od kućišta. Ugrađeni se ležaji koriste samo tamo gdje temperatura kućišta turbine s kojim je u doticaju nije visoka i toplina koja se prenosi provođenjem kroz metal ne može jako zagrijati kućište ležaja. U osnovnom se koriste za oslanjanje rotora u niskom tlaku.

Samonosiva kućišta ležaja ili kratko samonosivi ležaji se izvode kao samostojeći na temeljnim pločama. Oni nisu povezani kruto s kućištima turbine i primjenjuju se u dva slučaja: kada je temperatura kućišta s kojim je u kontaktu visoka ili kada su prisutne velike deformacije kućišta turbine i nije poželjno da se prenose na oslonce rotora kao ni na sam rotor. Prvi je slučaj karakterističan za kućišta visokog i srednjeg tlaka, a drugi za kućišta niskog tlaka turbina velikih snaga. Na sl.15.49 prikazano je samostojeće kućište ležaja zavarene izvedbe, koje se ugrađuje između kućišta turbine. Donja se polovica kućišta (13) postavlja na temeljnu ploču. U kanale (6) i (7) smještaju se blazinice nosivih ležaja, a u prostor između njih spojka. Poslije umetanja rotora kućište ležaja se zatvara s poklopcem (12). Ulje k svakoj od blazinica dovodi se kanalima (15). Zbog toga da ulje iz blazinica ne bi dolazilo na spojku, koja bi prilikom svoje rotacije izazivala njegovo pjenjenje i zasićivanje zrakom, u kanal (9) se ugrađuje pregrada za odjeljivanje. Ulje koje istječe iz čelnih površina ležaja u prostor (14), sabire se na dnu kućišta i usmjerava u spremnik ulja. Kućište ležaja treba biti nepropusno i ne smije se dopustiti istjecanje ulja iz njega, ili obrnuto, ulaženje u njega pare ili kapljica vode. U prvom slučaju može doći do požara, a u drugom do razvodnjavanje ulja i njegovog brzog starenja, što zahtjeva zamjenu ili regeneraciju. Stoga se kućište ležaja oprema s uljnim brtvama (presjek B-B). Ulje, koje struji duž rotora, pomoću odbojnika (18) odbacuje se natrag unutar kućišta ležaja, a mlazovi i kapljice ulja padaju u hvatač (16), koji je spojen (isto kao i odvojene sekcije labirintnih brtvi) s unutarnjim prostorom kućišta ležaja, gdje se sa specijalnim ventilatorom za isisavanje održava mali potlak. Zbog isključenja mogućnosti upadanja pare iz brtvenog prostora turbine u kućište ležaja ugrađuju se paroodbojni prsteni (17). Ekрани (2) smanjuju toplinski tok s izolacije vrućeg kućišta

turbine na kućište ležaja. Na poklopcu ležaja ugrađen je "havarijski prostor" (11), iz kojeg se ulje po cijevi za doziranje (10) dovodi kod havarije i kvara u sustavu za opskrbljivanje uljem. U kućišta ležaja i turbine smješten je isti rotor, zato se osi blazinica ležaja i dijafragmi trebaju uvijek podudarati. Kod konstrukcija kućišta s ugrađenim ležajima centriranje se osigurava prije zavarivanja donje polovice kućišta ležaja s kućištem turbine i nakon ugradnje odgovarajućih pločica pod ugradbene pločice te u daljnjem radu bit će sačuvana kod svih režima. Samonosivi ležaji trebaju biti spojeni s kućištem turbine tako, da je kod bilo koje temperature očuvana centričnost, a njihovo toplinsko rastezanje jedno spram drugog treba biti slobodno. Za to se koristi sustav spajanja s klinovima, koji osigurava podudaranje vertikalne i horizontalne ravnine kućišta ležaja i turbine. Kućišta turbine s vanjske strane, s koje se spajaju sa samonosivim ležajima, izvode se s nogama, a kućišta ležaja s bočnim površinama, tzv. stolovima, na koje se spuštaju i u daljnjem radu oslanjaju kućišta preko svojih noga.

Visine stolova odabire se tako da kad se smjeste horizontalne ravnine kućišta ležaja i turbine, za vrijeme rada kroz njih prolaze osi. Zbog toga se kod montaže dopušta točno proračunato rascentriranje: osi vanjskog kućišta turbine (ili njegovog unutarnjeg kućišta ili umetka) se smještaju niže od osi rotora za toliko, da kod rada, kada se vanjsko kućište zagrije bi se osigurala centričnost. Na sl.15.49 vide se četiri stola sa specijalnim poprečnim klinovima (3), na koje se oslanjaju preko svojih noga dva susjedna kućišta. Zbog osiguranja od isklizavanja noga kućišta sa stola koriste se spona (4), koje su ugrađene spram noga s malim zazorom i ne sprječavaju njihovo poprečno toplinsko širenje. Za podudaranje vertikalnih ravnina kućišta koristi se vertikalni klin (1), koji ulazi u odgovarajući kanal u kućištu turbine. Na taj se način, spajanjem kućišta turbine i ležaja pomoću ovješnja na stolove i vertikalnog klina, osigurava njihova centričnost pri bilo kojem režimu rada uz osiguranje slobodnih toplinskih rastezanja. Sva kućišta ležaja, a također i turbina, koja su ugrađena direktno na temelj, smještaju se strogo na jednu liniju pomoću uzdužnih klinova, koji su ugrađeni u utore u temeljnoj ploči (utori za klinove (5), sl.15.49, služe upravo za ugradnju kućišta na klinove).

Na sl.15.50 u uvećanom je mjerilu prikazan spoj kućišta turbine i kućišta ležaja pomoću noga za slučaj, kada kućište ležaja nije pričvršćeno na temelj u uzdužnom smjeru i pomiče se prilikom toplinskog širenja turbine po njemu duž uzdužnih klinova. Za to služi poprečni klin, koji ulazi u poprečni utor u nozi kućišta. Zazori za toplinsko širenje, veličine 0,04 do 0,08 mm u spoju pomoću klina ne sprječavaju poprečno pomicanje (u odnosu na vertikalnu ravninu) noga s obzirom na nosivu površinu ležaja. Stega za pritiskivanje sprječava iskhzavanje noge s ravnine oslanjanja. Do njega može doći pod djelovanjem sila uslijed nekompenziranih toplinskih rastezanja parovoda, koji su spojeni na kućište turbine ili uslijed reakcijskog zakretnog momenta koji se prenosi na kućište turbine preko sapničkih lopatica, dijafragmi i unutarnjih kućišta. Uz to zazor ne sprječava pomicanje noge duž poprečnog klina, pošto se između stega i noge ostavlja zazor za toplinsko rastezanje s veličinom 0,04 do 0,08 mm. Analizirana konstrukcija spoja između kućišta ležaja i turbine, općenito govoreći, ne osigurava strogu centričnost kod svih režima rada. To je zbog toga pošto ravnina oslanjanja donje polovice kućišta turbine zaostaje na rastojanju od razdjelne ravnine i na rastojanju A od površine oslanjanja stola ležaja. Stoga ako pri bilo kojem režimu, npr. pri nominalnom, specijalno urađeno montažno rascentriranje osigurava podudaranje razdjelne ravnine s osi rotora, to kod drugog režima, kada temperatura poprečnog klina ili noge je drugačija, centričnost će se narušiti zbog različitih vertikalnog toplinskog širenja klina i noge. Taj nedostatak ne postoji kod konstrukcije, kod koje se kućište turbine zavješuje na kućište ležaja strogo u razini razdjelne ravnine pomoću noga, izvedenih kao produžetak prirubnice poklopca kućišta, sl.15.51. Noga (3) kućišta turbine preko pločice za podešavanje (6) zavješuje se na stol kućišta ležaja, osiguravajući podudaranje njihovih horizontalnih ravnina kod bilo kojeg režima rada. Noga (2) donje polovice kućišta koristi se, u prvom redu, za smještanje poprečnog klina (7) i, kao drugo, za montažu, kada se donja polovica kućišta postavlja na stol ležaja na montažne pločice (5). Poslije montaže i zatvaranja kućišta cijelo se kućište podiže pomoću vijaka za podizanje (4), montažna pločica se izvlači i kućište se spušta na stol.

Na sl.15.52 prikazana je konstrukcija spoja pomoću klina koja omogućava podudaranje vertikalnih ravnina kućišta ležaja i turbine. Na poprečne površine stolova ležaja pričvršćuje se poprečna letva na čijoj se sredini privaruje klin. Na kućište turbine strogo u njegovoj vertikalnoj ravnini pričvršćuje se utor za klin. Između klina i utora postoji zazor radi kompenzacije toplinskih deformacija. Stoga se toplije kućište turbine slobodno isteže s obzirom na kućište ležaja, koje je postavljeno na temeljnu

ploču. Na sl.15.53 prikazano je lijevano kućište ležaja koji je ugrađen između kućišta visokog i srednjeg tlaka. U kućištu je ugrađen nosivo-odrivni ležaj (jedan za cijeli rotor), na koji se oslanja rotor visokog tlaka, i nosivi ležaj za rotor srednjeg tlaka. Između njih je smještena spojka, čije poluspojke su otkovane zajedno s rotorima. Vanjska je površina spojke zbog manjeg pjenjenja ulja zatvorena s košuljicom. Ulje se dovodi blazinicama kroz centralne cijevi iz prostora za slučaj havarije.

Prislonjena kućišta ležaja su kućišta koja se ugrađuju na temelj kao i samonosiva, a zatim se kruto pričvršćuju kućištu turbine zavarivanjem ili vijčanim spojem. Prislonjeni oslonci koriste se za rotore niskog tlaka kod kojih nema velike razlike između toplinskih deformacija kućišta turbine i ležaja. Oslanjanje kućišta na temelj omogućava povećanje krutosti oslonca u usporedbi sa samonosivim ležajima.

## **16.SUSTAV ZA OPSKRBLJIVANJE ULJEM I PODMAZIVANJE TURBINSKOG POSTROJENJA**

### **16.1. Osnovni uvjeti rada**

Sustav za podmazivanje je komponenta turbinskog postrojenja koja u značajnoj mjeri utječe na njegov rad. U pravilu, nepravilan rad sustava za podmazivanje ima za posljedicu incidentna stanja koja su povezana s kvarovima sustava za regulaciju i upravljanje brojem okretaja, taljenje bijele kovine ležaja, požare, itd. Zbog toga sustav za podmazivanje treba neprekidno raditi besprijekorno. Siguran rad ležaja turbine i generatora moguć je samo uz neprekidno dovodenje tvari za podmazivanje, koja je obično organsko ili sintetičko ulje. U slučajevima, kada se ulje, koje se koristi u sustavu za podmazivanje, istovremeno koristi kao i radni fluid sustava za regulaciju, sustav za podmazivanje postaje dio cjelokupnog sustava za opskrbljivanje turboagregata uljem. Kod suvremenih turbina velike snage kao radni fluid se ponekad koriste nezapaljive kapljevine ili voda, a u sustavu za podmazivanje najčešće organska ulja, pa je tada sustav za podmazivanje neovisan od ostalog sustava. Kod turbinskih se postrojenja ulje najčešće koristi kao radni fluid hidrauličke sustava za regulaciju, za podmazivanje i hlađenje ležaja, kao medij za brtvljenje vodikom hlađenih generatora, i kao radni fluid u hidrauličkim spojkama napojnih pumpi. Kod parno-turbinskih postrojenja blokovskog tipa u zajednički sustav podmazivanja ulaze također i ležaji pomoćne turbine za pogon napojne pumpe. Kod termoelektrana s poprečnim vezama po linijama pare i kondenzata podmazivanje ležaja napojnog postrojenja je neovisno.

Prema razini tlaka ulja sustavi za podmazivanje mogu se podijeliti u dvije grupe: na sustave s niskim tlakom za podmazivanje, hlađenje generatora, i opskrbljivanje hidrauličkih spojki te sustave s visokim tlakom (sustav za regulaciju). Tlak ulja u sustavu za podmazivanje ne prelazi 0,295 MPa a kod sustava brtvljenja električnog generatora 0,392 MPa. Tlak ulja u sustavu za regulaciju ovisi o snazi, parametrima i konstrukcijskim karakteristikama turbinskog postrojenja. Za turbine manje i promjenljive snage tlak je obično 0,49 do 0,98 MPa. Turbine većih snaga i viših parametara pare imaju više tlakove ulja u sustavu za regulaciju što je potrebno zbog ograničavanja dimenzija servomotora i porasta brzine reagiranja sustava regulacije. Tendencija za porastom tlaka u sustavu za regulaciju turbine povećava rizik od zapaljenja ulja. Ulje je sklono zapaljenju u kontaktu s elementima koji imaju temperaturu višu nego što je njegova temperatura samozapaljenja (370°C do 380°C) i izgaraju uz oslobađanje velike količine topline. Požari ulja mogu kod turbina izazvati velika razaranja, posebice pucanja cjevovoda regulacijskog sustava. U tom slučaju, mlazovi gorućeg ulja mogu doseći do upravljačkih točaka u kontrolnoj turbinskoj sobi. Visokotlačni cjevovodi ulja obično gube nepropusnost (greške učinjene kod zavarivanja, propuštanje prirubničkih spojeva i prisutnost pukotina) zbog djelovanja hidrauličkih udara i visokih vibracija cjevovoda koje su posljedica nestabilnog rada sustava regulacije. Problem protupožarne sigurnosti se rješava najradikalnije korištenjem u sustavu regulacije turbine vode ili nezapaljive sintetičke kapljevine s plamištem oko 720°C. U tom je slučaju sustav regulacije u potpunosti odvojen od sustava za podmazivanje i radni fluidi se u tim sustavima međusobno ne miješaju.

Na sustav za podmazivanje stavljaju se sljedeći zahtjevi.

Prvi od njih je visoka sigurnost sustava. Za osiguranje toga zahtjeva primjenjuje se udvostručavanje i ugrađivanje rezervnih elemenata, a također se koristi i nekoliko neovisnih krugova zaštite. Drugi zahtjev je sigurnost protiv požara. Organsko ulje, koje se obično primjenjuje ima točku zapaljenja kod 370°C. Zbog toga se u uvjetima eksploatacije treba isključiti mogućnost da ulje dođe u kontakt s vrelim dijelovima turbine, parovoda, itd. Treći zahtjev je da sustav treba osigurati mogućnost dugotrajnog korištenja ulja (8 do 10 godina). Visoka cijena koštanja ulja (osobito nezapaljive kapljevine) uz velike količine koje su potrebne u termoelektrani, ne dopuštaju njegovu čestu zamjenu. Zato se kontrola količine ulja i eksploatacija uljnog sustava trebaju provoditi tako da bi se svojstva ulja zadržala za duže vrijeme rada.



## 16.2. Sheme sustava za opskrbljivanje uljem i podmazivanje

Ako se kod sustava za regulaciju turbine koristi ulje, tada turbinsko postrojenje ima obični zajednički spremnik za ulje kao i cjevovode i pumpe, i za sustav regulacije i za sustav podmazivanja. Shematski je prikaz takvog sustava dan na sl.16.1.a.

Zupčastu uljnu pumpu (1) pogoni vratilo turbine preko reduktora (2). Pumpa usisava ulje iz spremnika (3) i tlači ga na viši tlak u sustav regulacije (4). Količina ulja koju dobavi određena pumpa ovisi samo o broju okretaja pumpe, tj. ostaje približno konstantna kad rotor turbine rotira s konstantnim brojem okretaja. U tom je slučaju, tlak ulja na izlazu iz pumpe određen otporom u cirkulacijskom krugu pumpe. Uz stacionarne uvjete rada turbine, maseni je protok ulja u krugu sustava regulacije manji i dio toka ulja se provodi kroz reducir ventil (5) k ležajima turbine. Uz promjenljive uvjete rada, veći se tok ulja usmjerava u sustav regulacije za aktiviranje stapova servomotora. Tokom vremena, reducir ventil se djelomično zatvara u cilju da bi se ostvario potrebnii tlak na izlazu iz pumpe i ležaji se opskrbljuju uljem uglavnom iz drenažne linije regulacijskog sustava. Ventili (6) i (7) su regulacijski ventili: oni uspostavljaju traženi tlak u tlačnoj liniji i liniji za podmazivanje. Površinski tip hladnjaka ulja (8) snižava temperaturu ulja ispred turbinskih ležaja na 45°C do 50°C. Tlak ulja u hladnjaku ulja je veći od tlaka rashladne vode i to sprječava eventualno prodiranje vode u uljni sustav. Ohlađeno ulje se pumpa kroz perforirane ploče (sita) k turbinskim i ležajima generatora (13). Korišteno ulje se odvodi iz ležaja ponovo u spremnik ulja. Vidi se da, turbinsko postrojenje ima cirkulacijski tip sustava za podmazivanje u kojem ulje cirkulira u zatvorenom krugu. Tokom starta i ispada turbine, turbinom pogonjena pumpa (9) dovodi ulje kroz nepovratni ventil (10) u ležaje. Pomoćna niskotlačna pumpa (11) pogonjena istosmjernim elektromotorom (12) dovodi ulje u sustav za podmazivanje samo u slučaju kvara pumpe (1) i (9).

Korištenje volumetričke pumpe kao glavne uljne pumpe ima prednost da pumpa može ostvariti vakuum u usisnoj liniji kada povremeno u liniju uđe i zrak. S druge je strane, upotreba zupčastog reduktora, koji je veoma često uzrok kvarova, nedostatak uljnog cirkulacijskog sustava s volumetričkom pumpom. Taj je nedostatak otklonjen sa široko korištenim uljnim sustavom u kojem je glavna uljna pumpa centrifugalna pumpa ugrađena direktno na turbinsko vratilo, sl.16.1.b.

Tlak kojeg ostvaruje centrifugalna pumpa proporcionalan je gustoći fluida koji se pumpa i kvadratu obodne brzine. Na startu, kada je na usisnoj strani prisutan zrak, pumpa ne može povući ulje iz spremnika. Zbog toga centrifugalna pumpa mora biti uvijek punjena s uljem što se postiže ugradnjom uljnog injektora (2) ispod razine ulja u spremniku. Injektor podržava lagani pretlak (0,03 do 0,05 MPa) ispred pumpe i tako osigurava od upadanja zraka u usisnu liniju i od pulzacija pumpe. Ulje se dovodi u ležaje pomoću drugog injektora koji uzima kapljevinu iz prvog stupnja injektora i povisuje njen tlak na razinu koja je potrebna u turbinskim ležajima. Krug s dva injektora je ekonomičniji u usporedbi s krugom gdje jedan injektor dovodi ulje na usis pumpe i ležajima. Dobava centrifugalne pumpe je ovisno o tlaku karakterizirana s paraboličnom krivuljom (1), sl.16.2. Ako je izlaz prema regulacijskoj grupi čak i u potpunosti zatvoren ( $Q = 0$ ), tlak koji razvija pumpa ne može biti veći nego određena maksimuma vrijednost  $p_{max}$  koja je neznatno veća od nominalne vrijednosti  $p_n$ . Uz pad otpora (2) na izlazu iz pumpe za  $\Delta p$ , dobava pumpe  $Q$  će se povećati za  $\Delta Q$ . Takva ovisnost količine dobave centrifugalne pumpe s opterećenjem je njena dobra osobina, pošto omogućuje lakše ostvarivanje brzog odziva servomotora.

Prethodno analizirani uljni sustavi koriste se obično u turbinskim postrojenjima čija snaga ne prelazi 200 MW. Kod parnih turbina snage 300 MW i više javljaju se određene poteškoće kod smještaja uljne pumpe u prednjem ležajnom bloku, posebno ako se koriste različite kapljevine u sustavima za podmazivanje i regulaciju. Zbog toga se ležajima kod tih postrojenja ulje dovodi pomoću zasebne niskotlačne centrifugalne pumpe. Zbog protupožarne sigurnosti, pumpa se zajedno sa spremnikom ulja postavlja na nultu razinu strojarnice i dovoljno daleko od turbine. To omogućuje izvođenje centralnog sustava za podmazivanje. Zbog pouzdanijeg opskrbljivanja s uljem, svako je turbinsko postrojenje opremljeno s nekoliko pumpi: glavne pumpe se pogone s izmjeničnim elektromotorima a sigurnosne s istosmjernim elektromotorima. Samo neke od glavnih pumpi su obično u radu dok su ostale stand-by pumpe.

Uz navedene pumpe, također se ugrađuju niskotlačne pumpe, koje ostvaruju tlak od 9,8 do 11,8 MPa. Kada se ulje dovodi pod tim tlakom u ležaje, dolazi do "plivanja" rotora čak i u stacionarnom stanju, tj. podmazivanje je uvjetovano na hidrostatskom principu i koristi se u uvjetima kada rotor rotira pomoću mehanizma za okretanje rotora. Na sl.16.3 je shematski prikazano podmazivanje turboagregata, gdje se turbinsko ulje koristi i u sustavu za podmazivanje i u sustavu za regulaciju.

Na vratilo turboagregata, koji se sastoji od kućišta visokog, srednjeg i niskog tlaka i električnog generatora, pomoću spojke je spojen rotor glavne uljne pumpe (1). Ulje, koje dolazi po usisnom cjevovodu iz spremnika ulja (2), pod tlakom se dovodi u sustave za podmazivanje i regulaciju, dok se manji dio koristi za rad injektora (3) i (4). Smještaj pumpe na istom vratilu s turbinom zahtjeva da je čitav sustav za podmazivanje smješten u turbinskoj hali. Razlog je u tome, da za siguran rad centrifugalne pumpe kao što je već navedeno, treba postojati određeni pretlak u usisnom cjevovodu, pošto pojava u njemu čak i na kratko vrijeme vakuuma može dovesti do upadanja zraka u rotor što može dovesti do prekida strujanja kroz pumpu: prekid toka ulja na usisnoj strani onemogućuje pumpanje ulja iz spremnika i daljnji rad pumpe bez zaustavljanja, njenog punjenja s uljem i ponovnog upuštanja u pogon.

Za ostvarivanje pretlaka na usisnoj strani pumpe principijelno bi trebalo smjestiti spremnik ulja iznad osi pumpe, tj. iznad turbine; isto tako to je nedopustivo, pošto bi propuštanje spremnika ili cjevovoda ulja dovelo do kontakta ulja i vrele turbine te pojave požara. Zbog toga se spremnik s uljem smješta ispod razine opsluživanja turbine, sa strane koja je suprotno od generatora. Za ostvarivanje garantiranog tlaka na usisnoj strani glavne uljne pumpe u spremnik ulja se ugrađuje injektor čiji je shematski prikaz dan na sl.16.4. U radnu se sapnicu injektora dovodi ulje pod tlakom 1 do 1,5 MPa. Ovdje se ono ubrzava i uvodi u difuzor. Strujeći s visokom brzinom, radno ulje povlači za sobom ulje iz spremnika i kao posljedica toga na izlazu iz injektora se stvara tok ulja s tlakom 0,12 do 0,15 kPa.

Ulje za radnu sapnicu oduzima se iz tlačne linije glavne uljne pumpe, sl.16.3, dok se ulje pod tlakom iz injektora (3) prvog stupnja dovodi na usis glavne uljne pumpe. Dio se ulja iz tlačne linije prvog stupnja injektora usmjerava u komoru miješanja injektora (4) drugog stupnja, koji je također smješten u spremniku ulja. Sapnici tog injektora također se dovodi ulje iz tlačne linije glavne uljne pumpe. Kao rezultat toga u injektoru drugog stupnja tlak ulja se podiže na 0,25 do 0,35 MPa, i s tim tlakom ono odlazi u hladnjak ulja (5). Ovdje voda koja cirkulira hladi ulje, i ono se odvodi za podmazivanje ležaja (6) turbine i generatora. Pošto se ulje zagrije u ležajima, slobodnim se padom vraća u spremnik. Zbog osiguranja sustava za podmazivanje i regulaciju kod upuštanja turbine, kada tlak, koji daje glavna uljna pumpa, nije dovoljan zbog malog broja okretaja, ugrađuje se također i uljna pumpa za upuštanje (7), koja se pogoni pomoću izmjeničnog elektromotora ili male parne turbine. Nakon što vratilo turbine dostigne dovoljan broj okretaja uljna pumpa za upuštanje se izvodi iz pogona.

Sustav podmazivanja, koji u značajnoj mjeri određuje sigurnost rada čitavog turboagregata, opremljen je sustavom zaštite. Impuls za aktiviranje sustava zaštite je tlak u cjevovodu ulja iza hladnjaka, na kojem je ugrađen specijalni relej tlaka (8). Kod pada manometarskog tlaka u sustavu podmazivanja na 60 kPa (umjesto nominalnih 100 kPa) relej tlaka uključuje izmjenični elektromotor, koji se napaja sa sigurnosnog voda elektrane, te stavlja u pogon rezervnu pumpu za podmazivanje (9). O sustavu zaštite samog sustava za podmazivanje bit će više riječi u poglavlju 18. Za garantiranu dobavu ulja za podmazivanje u slučaju da se rezervna pumpa ne uključi (npr. ako je elektromotor neispravan ili je slab napon u sigurnosnom vodu) služi elektropumpa za slučaj havarije (10) koju pogoni istosmjerni elektromotor koji se napaja pomoću akumulatorske baterije koja je pod stalnim nadzorom. Havarijsku elektropumpu automatski uključuje relej tlaka kod pada tlaka u sustavu za podmazivanje na 50 kPa. Relej tlaka također ima i dodatnu funkciju da kod upuštanja i zaustavljanja onemogućuje upuštanje u rad mehanizma za okretanje rotora ako tlak u sustavu za podmazivanje padne ispod 30 kPa.

I prethodno analizirani sustav opskrbljivanja uljem, kod kojeg je i u sustavu podmazivanja i u sustavu regulacije radni fluid ulje, primjenjuje se za turbine snage oko 300 MW s podkritičnim parametrima pare. Uz porast snage i početnih parametara javlja se potreba za povećanjem tlaka u sustavu za regulaciju što povećava opasnost od loma cjevovoda ulja i samim time požara. Stoga težnja, usmjerena na upotrebu nezapaljivih kapljevina u sustavu regulacije, dovela je do razdvajanja sustava za podmazivanje i regulaciju: u sustavima za podmazivanje u najvećem se broju slučajeva i dalje

primjenjuju organska turbinska ulja, a u sustavima za regulaciju nezapaljiva sintetička ulja. Svaki od tih sustava treba imati svoju uljnu pumpu, čiji se racionalni smještaj neposredno na vratilu turbine u kućištu ležaja pokazuje teško izvedivim. Zato se uljne pumpe razmještaju dalje od turbine, a za njihov se pogon koriste elektromotori. Na sl.16.5 je dan shematski prikaz sustava za podmazivanje s pomoćnim i postrojenjem za opsluživanje turbine snage 300 MW koja radi u bloku i kod koje su sustavi za podmazivanje i regulaciju razdvojeni. Za opskrbljivanje sustava za podmazivanje ugrađene su dvije osnovne uljne pumpe, od kojih je jedna stalno u rezervi. Često obje pumpe rade paralelno (tada svaka od njih ostvaruje pola količine dobave), no kod toga se koristi mogućnost centrifugalne pumpe da poveća svoju količinu dobave uz isti broj okretaja u slučaju smanjenja otpora mreže (cjevovodi, ležaji, itd.) kod iskapčanja jedne od pumpe.

Osnovne uljne pumpe se smještaju na nultoj razini (uz kondenzacijsko postrojenje) što snizuje opasnost od požara. Kod toga više nije potrebno stavljati spremnik ulja na razini opsluživanja turbine; on se smjesta nešto povrh uljnih pumpi da bi se sa sigurnošću ostvario pretlak na usisu pumpe. Također otpada potreba za injektorima što je povoljno pošto oni imaju jako nisku iskoristivost. Osnovne uljne pumpe odvode ulje u hladnjake, iz kojih se ulje razvodi prema ležajima turbine i generatora, napojne turbopumpe i napojne elektropumpe s njihovim pomoćnim uređajima. Ako opskrbljivanje uljem u analiziranoj shemi ovisi o napajanju električnom energijom motora osnovnih uljnih pumpi, koji rade na sigurnosnom vodu, gubitak kod njih tlaka čak za kratko vrijeme predstavlja havariju turbopostrojenja. Zbog toga se dodatno ugrađuju dvije uljne pumpe za slučaj havarije koje pogone istosmjerni motori koji se napajaju s akumulatorskom baterijom. Jedna od havarijskih pumpi je i rezervna. Kontinuirani prijelaz s osnovnih na rezervne i havarijske pumpe ostvaruje se pomoću releja tlaka. Isto tako i takva shema nije apsolutno sigurna, jer je potrebno vrijeme za preključivanje električne sheme i postizanje broja okretaja pumpe, a ležaji trebaju imati opskrbljivanje uljem i bez najmanjeg prekida. Zato se predviđa još nekoliko zaštita. Uključivanje havarijskih uljnih pumpi realizira se na osnovu signala o opadanju napona u namotima elektromotora osnovnih pumpi, bez obzira što još nije došlo do pada tlaka u sustavu za podmazivanje i relej tlaka još nije dao signal za uključivanje havarijskih pumpi.

Posljednji stupanj zaštite ležaja turbine od prekida dovođenja u njih ulja su "havarijske šupljine", koje se izvode u poklopcima kućišta ležaja ili neposredno u njihovoj blizini. Konstrukcija takvih ležaja je dana u poglavlju 15. Kratkotrajno sigurno opskrbljivanje ležaja uljem u tom je slučaju osigurano time da ono nije povezano s nikakvim električnim ili mehaničkim ustrojstvima, za čije uvođenje u rad je potrebno određeno vrijeme. Ulje se jednostavno dovodi u ležaje gravitacijskim padom. "Havarijska šupljina" se zbog toga postavlja na razini iznad osi turbine i ima količinu ulja dovoljnu za početno vrijeme zaustavljanja rotora. Razvijene su različite sheme spajanja tih šupljina s ležajima turbine. Kod parnih turbina kod kojih je šupljina izvedena odvojeno i postavljena na razinu i do 15 m iznad osi turbine postoji opasnost od požara u slučaju pucanja šupljine jer ulje može "sprejati" turbinu s velike visine. Zato su puno racionalnije izvedbe šupljina u poklopcu kućišta ležaja kao što je prikazano na sl.16.6. Tokom normalnog rada sustava, šupljina se popunjava s uljem pomoću pumpe. Kod havarije, ulje struji pomoću gravitacije iz šupljine kroz cijev i ulazi u uljni klin ležaja. Uzimajući u obzir činjenicu da se potrebni maseni protok ulja koje se dovodi ležaju može smanjiti sa smanjenjem broja okretaja, na cijevi za dovođenje ulja su izvedeni provrti različitog promjera po njenoj visini. Na početku zaustavljanja rotora ulje pritječe kroz sve provrte na dovodnoj cijevi. Kako se šupljina prazni, a broj okretaja rotora snižava, dio provrta ostaje iznad razine ulja u šupljini i količina dovedenog ulja se smanjuje. Takva izvedba omogućuje smanjenje volumena havarijske šupljine i osigurava pouzdano zaustavljanje turbine u slučaju havarije. Voda kao radni fluid u sustavima regulacije ima neke prednosti pred uljem: ona je apsolutno nezapaljiva i jeftina.

S vodom se regulacijski sustav može opskrbljivati iz turbinskog kondenzatora ili specijalnog spremnika za vodu pomoću pumpi kondenzata ili specijalnih pumpi. Upotreba napojne pumpe također je moguća i u tom su slučaju servomotori manje veličine te brzo djeluju. Voda ima ipak nižu viskoznost nego ulje, što povećava opasnost od propuštanja kroz zazor regulacijskih ventila u sustavu za regulaciju. Zbog toga su ovdje zazor manji nego kod regulacijskih sustava s uljem. S druge strane upotreba vode ima nedostatak da svi elementi regulacijskog sustava moraju biti izrađeni od nehrđajućeg čelika. Voda također mora zadovoljiti određene zahtjeve po pitanju sadržaja otopljenih u

njoj tvari, pošto krute čestice sadržane u vodi mogu uz male zazore u sustavu, smanjiti osjetljivost regulacijskog sustava ili uvjetovati čak i zaglavljivanje regulacijskih ventila. Regulacijski sustav mora raditi sa specijalno očišćenim kondenzatom koji se dobavlja iz kruga sa zasebnim spremnikom kondenzata, pumpama i filtrima. Korozija elemenata regulacijskog sustava i cjevovoda se ponekad smanjuje dodavanjem natrijevog nitrata vodi.

Na sl.16.7 prikazana je shema opskrbljivanja uljem plinsko-turbinskog agregata. Ulje se dobavlja pomoću centrifugalne pumpe (1), koja je ugrađena na vratilo agregata. Za vrijeme upuštanja i zaustavljanja radi pumpa za upuštanje (3), koja osigurava dobavu ulja u sustav podmazivanja kroz dvostruki protupovratni ventil (2). Glavna ili pumpa za upuštanje dovode ulje k injektoru pumpe (5) ili injektoru (6) za podmazivanje. Prvi se injektor koristi za osiguranje vakuuma u usisnom cjevovodu glavne pumpe te za osiguranje njenog sigurnog rada. Injektor za podmazivanje je predviđen za dobavljanje ulja za podmazivanje svih ležaja, osim nosivo-odrivnog ležaja kompresora. Osim injektorima, ulje se od pumpe usmjerava kroz regulator tlaka (9) u sustav regulacije. Regulator održava tlak od 6 bara, dok je istovremeno u ležajima 1,2 do 1,8 bara. Ulje iz nosivo-odrivnog ležaja kompresora se hladi u hladnjaku (10) dok iz svih ostalih ležaja agregata u hladnjaku (8). Za slučaj pada tlaka na havarijsku vrijednost u sustav podmazivanja su ugrađene dvije rezervne pumpe (4) i (7) koje pogone elektromotori. Pumpa (4) koja ostvaruje tlak 1,7 bara priključena je na sustav podmazivanja turbine, kompresora i reduktora, dok je pumpa (7) koja ostvaruje tlak 6 bara priključena na sustav podmazivanja nosivo-odrivnog ležaja.

Promjer cjevovoda sustava za opskrbljivanje uljem i podmazivanje određuje se proračunom na temelju zadane količine ulja  $Q$ ,  $m^3/s$ , koja struji kroz cjevovod u jedinici vremena, te brzine ulja  $w$  koja se uzima, za cjevovode koji dovode ulje 1,5 m/s dok za cjevovode koji odvođe ulje 1 m/s:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}}$$

Po istoj se jednadžbi određuje i promjer dozirajućih blendi (dijafragmi) na ulazu u ležaj, s tim da se brzina ulja u blendi uzima 7 m/s. Zbog nedovoljno točnog proračuna količine ulja, koja treba za ležaj, potrebno je kod prvih upuštanja turbogeneratorskog postrojenja (nakon njegove montaže) pažljivo pratiti temperaturu ulja i ako je to potrebno promijeniti promjer blende. Dopušta se zagrijavanje ulja u ležaju 12 do 15°C.

## 16.3. Komponente sustava za opskrbljivanje uljem i podmazivanje

### 16.3.1. Spremnik za ulje

Spremnik za ulje ima dvije osnovne funkcije: prvo, služi kao spremnik za ulje koji opskrbljuje sustav za podmazivanje (ponekad i regulacije) s uljem, a kada turbinsko postrojenje ispadne iz rada ukupna se količina ulja iz sustava za podmazivanje (ponekad i regulacije) skuplja u njemu i drugo, u spremniku se odstranjuju iz ulja zrak, voda, mehaničke nečistoće, a također i štetne primjese koje nastaju razlaganjem ulja i korozijom površina sustava za podmazivanje i regulaciju. Te funkcije spremnik može obavljati samo ako je pravilno konstruiran i ako se pažljivo eksploatira. Isto tako o spremniku ovisi u prvom redu i radni vijek ulja. Uz pravilnu eksploataciju to vrijeme može biti i 10 godina i više, za razliku u slučaju nepažljive eksploatacije kada to može biti samo jedna godina.

Spremnik ulja mora imati dovoljno velike dimenzije. Ako on nije dovoljno prostran, ulje koje dolazi iz ležaja s određenom količinom otopljenog zraka i vode, ne može postići svoja prethodna svojstva i postupno se pretvara u emulziju. Kod toga se svojstva podmazivanja pogoršavaju i u skladu s tim temperatura u uljnom sloju na nosivim segmentima se povećava, što ima za posljedicu brže starenje ulja i skraćanje perioda između njegove zamjene. Osim toga, kod velikog sadržaja zraka u ulju može doći do stvaranja zračnih mjehura na usisnoj strani rezervnih i havarijskih uljnih pumpi, pa to može prilikom njihovog upuštanja u rad izazvati poteškoće. Zato kod svih elemenata sustava za podmazivanje treba spriječiti mogućnost zasićenja ulja zrakom, a u samom spremniku ostvariti povoljne uvjete za njegovo odstranjivanje. Istraživanja su pokazala, da je vrijeme otplinjavanja

mjehurića zraka to kraće (a samim time intenzivnije i odstranjivanje zraka) što su mjehurići krupniji, a viskoznost ulja manja. Otjecanje ulja kako iz ležaja u kućište, tako i u spremnik ulja mora biti ravnomjerno i mirno. U spremnik se odvodi zagrijano ulje da bi njegova viskoznost bila što manja. Ulje treba provoditi u spremniku određeno minimalno vrijeme, za koje se iz njega odstranjuju voda i zrak. Nap. zapremina spremnika turbine snage 200 MW je za 28 t ulja, dok je protok ulja 4 t/min. U skladu s tim kod pravilno konstruiranog spremnika svaka se litra ulja u njemu zadržava 7 minuta.

Spremnik za ulje prikazan na sl.16.8 podijeljen je s pregradama za filtriranje na tri dijela: "prljavi" (1), "prijelazni" (2) i "čisti" (3). U "prljavi" dio dolazi ulje iz ležaja (najzasićenije zrakom i vodom), koje se dovodi na bakrenu mrežu s finim okcima, a koja je smještena ispod površine ulja "prljavog" dijela. To omogućuje dovođenje ulja u tankom sloju što pogoduje odjeljivanju zraka. Osim toga fina mreža sprječava uvlačenje zraka s tokom ulja u dubinu rezervoara. Kroz filtre za grubo čišćenje (4) ulje dolazi u "prijelazni" dio. Filtri za grubo čišćenje predstavljaju dvije mreže izrađene od mesingane žice s okcima mreže veličine 250 do 400  $\mu\text{m}$ . Naizmjenično vađenje mreža omogućuje njihovo čišćenje tokom rada postrojenja. U "prijelazni" dio (a ponekad i u "prljavi" no obavezno ispod razine) dovodi se relativno čisto ulje iz sustava regulacije. Time se izbjegava zasićenje čistog ulja zrakom. Dno spremnika za ulje ima nagib da bi se periodički mogao odstranjivati mulj, talog, voda i prljavština. "Čisti" dio je odvojen od "prijelaznog" mrežama filtra za fino čišćenje (5) s dimenzijama okaca 100 do 125  $\mu\text{m}$ . Na mrežama filtra za fino čišćenje ugrađuju se "zakrpe" od mreže s jako finim okcima (20 do 40  $\mu\text{m}$ , pa i manje), koje bitno ne povećavaju otpor filtra, no omogućuju "hvatanje" i najsitnijih mehaničkih primjesa. Usisni se cjevovodi glavne uljne pumpe, rezervne i havarijske pumpe smještaju što je moguće niže zbog toga da bi usisavale otplinjeno ulje. Pri tome treba imati na umu na najdonji sloj ulja sadrži mehaničke primjese, vodu i mulj.

Spremnik ima pokazivač razine s plovkom (6) s električnom signalizacijom kod krajnje dopuštene gornje i donje razine plovka. Gornji se dio spremnika za ulje (vidjeti sl.16.5) provjetrava pomoću ventilatora. Takva ventilacija je potrebna pošto ulje, koje se koristi i za brtvljenje električnih generatora hlađenih vodikom i tako sprječava istjecanje vodika, zasićeno je vodikom i bez obzira na prethodnu vakuum obradu u svrhu njegovog odstranjivanja, u spremnik za ulje se unosi vodik. Nastajanje plina praskavca (smjesa zraka i vodika, koji se izdvaja iz ulja u spremniku) prijete razaranjem, zato je potrebno stalno provjetravanje spremnika. Uz to, provjetravanje spremnika pogoduje otplinjavanju i zraka iz ulja. Na sl.16.9 je prikazana konstrukcija spremnika za ulje. U prijelaznom dijelu se nalazi otplinjač zraka, koji predstavljaju pregrade u više redova, postavljene poprečno u spremniku i s nagibom prema horizontali. U otplinjaču zraka tok ulja se pomoću pregrada dijeli u tanke slojeve, iz kojih se lako izdvajaju mjehurići zraka te se sakupljaju ispod pregrada. Pri tome, pošto su pregrade smještene pod nagibom, ispod njih se stvara sloj pjene koji se polagano pomiče prema gore. Spremnik za ulje ima dva odvojena dijela manjeg volumena za ustrojstva pomoću kojih se kontrolira nivo ulja u "prijelaznom" i "čistom" dijelu. Također u spremnik je ugrađeno šest hladnjaka za ulje. Oni se mogu uključivati i isključivati iz rada prema redu njihovog čišćenja.

### **16.3.2. Pumpe**

Kod starijih konstrukcija kao i kod turbina manjih snaga u sustavima za podmazivanje koristile su se volumetričke pumpe. To mogu biti zupčaste, sl.16.10 ili vijčane pumpe, sl.16.11. Unatoč nekim dobrim karakteristikama volumetričkih pumpi koje su navedene u uvodu, u današnje se vrijeme u sustavima za podmazivanje isključivo koriste centrifugalne pumpe čiji je shematski prikaz dan na sl.16.12. Kroz usisni priključak (3) ulazi kapljevina koja se pumpa u rotor (1) koji rotira pogonjen pomoću vanjskog motora (elektromotora, pomoćne odvojene turbine, pomoću vratila osnovne turbine i itd.). Rotor ima lopatice (4) koje čine kanale koji se postupno šire (za razliku od statorskih i rotorskih kanala protočnog dijela turbine). Prilikom rotacije rotora dolazi do međusobnog djelovanja lopatica s kapljevnom koja se pumpa i pretvorbe energije, na račun čega pumpa ostvaruje određenu visinu dobave. Pod visinom dobave pumpe se podrazumijeva visina na koju je ona sposobna podići kapljevnu uz uvjet jednakog tlaka u usisnom i tlačnom spremniku. Ako ti tlakovi nisu jednaki, potrebno je uzeti u obzir pretlak ili potlak u spremniku u koji se kapljevina dobavlja. Visina dobave se izražava u jedinicama dužine, npr. metar. Iz rotora kapljevina koja se pumpa dolazi u spiralni kanal (2), gdje se dio kinetičke energije dodatno pretvara u energiju tlaka.

Na sl.16.13 je prikazana konstrukcija glavne uljne pumpe. Kućište pumpe, koje se sastoji iz dva dijela (2) i (5), koji su međusobno spojeni po horizontalnoj razdjelnoj ravnini ugrađuje se preko podloške (1) u kućište prednjeg ležaja. Rotor pumpe (6) je izrađen simetrično s dvostranim dovođenjem ulja iz usisnog cjevovoda. Pogon pume se osigurava pomoću vratila turbine preko elastične spojke (8) sa zmijolikom oprugom i torzionog vratila (9), koje prolazi kroz vratilo pumpe. Vratilo se oslanja na dva nosiva klizna ležaja (3), kojima se dovodi ulje za podmazivanje kroz dvije cijevi (4) iz tlačnog cjevovoda. Aksijalnu silu preuzima bijela kovina koja je izvedena na čelnom dijelu lijevog nosivog ležaja. Za brtvljenje usisnih komora služe brtveni prsteni (7).

Već je prethodno navedeno da ugradnja uljne pumpe na vratilo turbine zahtijeva pomoćnu, za upuštanje uljnu pumpu s odvojenim pogonom. Sl.16.14 prikazuje prednji ležajni blok turbine u kojem je smještena glavna centrifugalna uljna pumpa koju pogoni vratilo turbine. Ulje se iz spremnika dobavlja pomoću vijčane pumpe u ležaje za podmazivanje s tlakom 1,5 bar. Dio ulja se iz tlačnog prostora vijčane pumpe dovodi na usis dvostupanjske centrifugalne pumpe. Posljednja ostvaruje tlak 21 bar i dobavlja ulje u sustav regulacije. Vratilo centrifugalne pumpe je spojeno s vratilom turbine pomoću elastične spojke sa zmijolikom oprugom. Kod turbopostrojenja s odvojeno izvedenim osnovnim uljnim pumpama s elektromotornim pogonom otpada potreba za pomoćnim uljnim pumpama za upuštanje pošto osnovne pumpe rade stalno. Na sl.16.15 je prikazana konstrukcija osnovne uljne pumpe s elektromotornim pogonom u monoblok izvedbi, gdje je prirubnica pumpe pričvršćena za prirubnicu elektromotora. Kao rezervne i havarijske elektropumpe koriste se standardne pumpe.

Na sl.16.16 je prikazana pomoćna centrifugalna pumpa koju pogoni parna turbina akcijskog tipa s dva stupnja brzine (Curtisova turbina). Turbina radi s parom početnih parametara, tlak 90 bara i temperatura 500°C, koja dolazi u sapnice kroz ventil (1), koji se u slučaju prekoračenja dopuštenog broja okretaja zatvara pomoću automatskog izvrstioca (3). Svi elementi turbine, koji su u dodiru sa svježom parom, izrađeni su kovanjem od Mo-čelika. Kućište turbine, kao i temeljna ploča izrađeni su zavarivanjem. Na kućištu je ugrađen sigurnosni ventil (4). Vanjske brtve (5) su grafitne. Rotor turbopumpe se oslanja na tri ležaja: dva kotrljajuća, (2) i (6), te jedan klizni (7) koji se podmazuje pomoću rasteretnog ustrojstva pumpe (8). Po cijevi (9) ulje se iz ležaja dovodi na usisnu stranu pumpe. Pumpa se odlikuje malim brzinama ulja na ulazu kao i prisutnosti rešetke koju čine radijalna rebra u usisnom priključku. To osigurava stabilnost karakteristike pumpe kod promjena temperature, a samim time i viskoznosti ulja, kao i visoku stabilnost spram kavitacije.

### **16.3.3. Hladnjaci ulja**

Hladnjaci ulja se ugrađuju zbog hlađenja ulja koje se dovodi ležajima. Na sl.16.17 je prikazana konstrukcija hladnjaka ulja. Rashladna voda ulazi u donju vodnu komoru, koja je podijeljena s pregradom (1). Iz vodne komore voda ulazi u cijevi (2) koje su uvaljcane u donju (6) i gornju (5) cijevnu stijenu, a iz njih u gornju vodnu komoru (3). Tu se zakreće za 180° i kroz cijevi vraća u donju vodnu komoru, a iz nje u odvod. Donja cijevna stijena (6) je kruto pričvršćena preko podloške između prirubnice kućišta i prirubnice vodne komore. Cijeli cijevni sustav zajedno s gornjom cijevnom stijenom (5) treba se slobodno širiti prema gore. Zbog toga je gornja cijevna stijena spojena s kućištem preko elastičnog spoja (4). Ulje u hladnjaku struji kroz prostor između cijevi. Tlak rashladne vode treba biti veći od tlaka ulja da bi se spriječilo eventualno curenje ulja u okolinu. No isto tako treba isključiti mogućnost ulaženja vode u uljni sustav ili osiguranjem garantirane nepropusnosti ili korištenjem dvokonturnog sustava hlađenja.

Svaki hladnjak za ulje ima četiri termometra, čija očitavanja govore o efikasnosti njegovog rada, a ponekad općenito i o potrebi njegovog uključivanja ili isključivanja. Npr., kod upuštanja, kada je ulje još hladno, ono se propušta kroz hladnjak bez dovođenja rashladne vode i tek kada se zagrije počinje se dovoditi i rashladna voda. Mjeri se temperatura ulja na ulazu i izlazu iz hladnjaka kao i temperatura vode na ulazu i izlazu. Promjena intenziteta hlađenja ulja ili zagrijavanja rashladne vode omogućuju određivanje momenta kada je potrebno čišćenje hladnjaka. Na sl.16.17 je prikazana konstrukcija pomoćnog hladnjaka. Neki proizvođači izvide hladnjake ulja ugrađene u spremnik ulja što smanjuje prostor potreban za kondenzacijsko postrojenje (vidjeti sl.16.9).

Površina  $F$  potrebna za izmjenu topline u hladnjaku ulja može se odrediti po poznatoj jednadžbi iz nauke o toplini:

$$F = \frac{q}{k \cdot \Delta t}, \quad m^2$$

gdje  $q$  - količina topline koju treba odvesti od ulja, kJ/satu;

$k$  - koeficijent prijelaza topline s ulja na vodu kroz cijevi hladnjaka ulja, kJ/(m<sup>2</sup>·sat·K)

$\Delta t$  - srednja logaritamska razlika temperatura ulja i vode.

Za protustrujne izmjenjivače topline:

$$\Delta t = \frac{(t_{1U} - t_{2W}) - (t_{2U} - t_{1W})}{2,3 \log \frac{t_{1U} - t_{2W}}{t_{2U} - t_{1W}}}$$

Indeks 1 označava temperaturu na ulazu u hladnjak ulja, a indeks 2 na izlazu; temperatura ulja je označena indeksom  $U$ , a vode  $W$ .

Veličine  $q$ ,  $t_{1U}$ ,  $t_{2U}$  su poznate iz proračuna ležaja,  $t_{1W}$  se zadaje, a  $t_{2W}$  se usvaja:

$$\text{za } t_{1W} \leq 25^\circ C, \quad t_{2W} = t_{1W} + (3 \text{ do } 4,5^\circ C)$$

$$\text{za } t_{1W} \geq 25^\circ C, \quad t_{2W} = t_{1W} + (2 \text{ do } 3^\circ C)$$

Koeficijent prijelaza topline može se odrediti po općim jednadžbama konvektivnog prijelaza topline uz pojedinačno određivanje koeficijenta prijelaza topline s ulja na stijenke cijevi te sa stijenki cijevi na vodu. Mogu se koristiti i iskustveni rezultati. Na sl.16.18 je dana krivulja prema kojoj se može odrediti koeficijent prijelaza topline. Krivulja je dobivena na temelju eksperimenata provedenih na hladnjaku ulja čija je površina 23,7 m<sup>2</sup>, cijevi promjera 12/14 mm, uz brzinu vode 0,14 m/s. Uz brzinu vode 0,05 m/s koeficijent prijelaza topline određen prema prethodnoj krivulji treba umanjiti za 15%, dok kod brzine vode 0,2 m/s koeficijent prijelaza topline treba povećati za 5%. Obično se brzina ulja uzima  $c_U \geq 0,12$  m/s, a brzina vode  $c_W \approx 0,15$  m/s. Protok vode:

$$Q_W = \frac{W}{1000 \Delta t_W}, \quad m^3/h$$

Poznavajući brzinu vode i odabirući promjer cijevi, može se odrediti njihov broj, a poznavajući potrebnu ukupnu površinu i njihova dužina. Zbog korištenja standardiziranih konstrukcija hladnjaka ulja obično se u uljni sustav ugrađuje nekoliko hladnjaka, čiji se broj odabire u ovisnosti o potrebnom protoku ulja.

#### 16.4. Turbinska ulja

Sustavi za podmazivanje i regulaciju turbinskog postrojenja koriste turbinska ulja gradacije  $T-22$ ,  $T-30$  ili  $T-46$ , koja su relativno visoko kvalitetna ulja proizvedena destilacijom nafte. Turbinsko je ulje tokom rada podložno procesu starenja, tj. mijenjaju se njegova fizikalna i kemijska svojstva. Npr., njegova gustoća i viskoznost rastu, u njemu nastaju topivi i isparivi kiseli spojevi koji čine ulje korozivno agresivnim. Sposobnost deemulgacije ulja se pogoršava (vrijeme dezintegracije emulzije ulje-voda raste) te se talože gušći produkti oksidacije. Starenje ulja je zbog njegovog kontakta s kisikom iz atmosfere. Intenzitet tog procesa raste uz prisutnost vode i nekih metala, kao također i uz povišenu temperaturu. Prisutnost zraka u ulju ne prouzrokuje samo starenje ulja, nego može imati i štetan utjecaj na rad turbinskih ležaja kao i sustava regulacije turbine. Pošto je staro ulje kompresibilna kapljevinna, mogu se pojaviti pulzacije regulacijskih ventila. Brzina zvuka u starom ulju je niža, i zbog toga, to može smanjiti brzinu širenja hidrauličkih impulsa i dobavu i tlak uljnih pumpi. Osim toga,

visoka koncentracija zraka u ulju može rezultirati kvarom pumpi. Za povećanje pouzdanosti rada regulacijskog sustava i minimaliziranje starenja ulja koriste se različiti aditivi koji smanjuju pjenjenje ulja (i samim time njegov kontakt sa zrakom) i sprječavaju oksidaciju i koroziju. Aditivi bitno produžavaju radni vijek ulja. Voda može ući u ulje s propuštanjima pare na krajevima brtvi gdje para prodire u kućišta ležaja. Da bi se minimalizirala ta propuštanja, krajnje brtve treba reparirati tokom vremena. Prekomjerno istrujavanje pare kroz brtve treba otkloniti. Kod postrojenja s uljnim pumpama koje se pogone pomoću odvojene turbine, ulje se može onečistiti s vodom ako elementi za brtvljenje propuštaju. Cjevovodi za dovod pare moraju biti popunjeni s parom kada je pumpa izvan pogona.

Da bi se zasićenost ulja zrakom smanjila na minimum, elastične spojke s podmazivanjem pod tlakom i krute spojke turbina se zatvaraju u kućišta. Također ležaj i imaju sigurnosne uljne prstene ili šupljine u bijeloj kovini na krajevima ležaja na mjestima gdje osovina ulazi u ležaj. To sprječava širenje ulja iz ležaja u aksijalnom smjeru što može biti povezano s njegovim prskanjem. Ulje se odvodi iz ležajeva u spremnik za ulje kroz posebnu cijev čiji ispust je iznad površine ulja, dok ulje iz elemenata sustava regulacije, gdje aeracija ulja nije visoka, se ispušta u spremnik ispod površine ulja.



## 17. SUSTAV REGULACIJE I UPRAVLJANJA TURBINOM

### 17.1. Potreba za regulacijom i upravljanjem

Električna energija koju proizvodi turboagregat treba se uvijek podudarati s njenom potrebom. U skladu s tim turbina treba imati ustrojstva koja omogućuju promjenu njene snage u ovisnosti o potrebi za elektroenergijom ili drugim riječima rečeno, turbina mora imati sustav upravljanja i regulacije. Isto tako je kvaliteta električne energije određena naponom i frekvencijom izmjenične struje, i to je viša što se ti parametri drže konstantnima sa što višom točnošću. Regulacija napona se obavlja uglavnom pomoću pobude električnog generatora i ovdje će se analizirati samo održavanje konstantne frekvencije (odn. broja okretaja turbine) uz promjenljivo opterećenje turbine. Svako je turbinsko postrojenje opremljeno s regulatorom broja okretaja koji mjeri frekvenciju vrtnje turbinskog vratila i upravlja sustavom regulacije koji koordinira vanjsko opterećenje generatora i zakretni moment na turbinskom vratilu. Zajedničkim djelovanjem regulatora svih turboagregata, koji rade na istu energetska mrežu, određuje se regulacija frekvencije mreže.

Kao što je poznato, kod strujanja radnog fluida kroz turbinu na vratilu njenog rotora javlja se zakretni moment  $M_T$ . Ako je protok  $G$  kroz turbinu konstantan, to će se s porastom broja okretaja  $n$  zakretni moment, koji daje radni fluid, smanjivati linearno, kao što je prikazano na sl.17.1. Ta se ovisnost  $M_T(n)$  naziva karakteristika momenta turbine. Kod novog, npr. manjeg protoka  $G'$  karakteristika  $M_T(n)$  bit će smještena niže. Električni generator turboagregata također ima karakteristiku momenta, koja predstavlja vezu zakretnog momenta  $M_G$ , kojeg razvijaju elektromagnetske sile, s brojem okretaja  $n$  uz konstantno opterećenje (snagu)  $P_E$  električne mreže koju napaja. Kod smanjenja opterećenja na vrijednost  $P_E$  karakteristika momenta generatora se spušta. Jasno da kod  $M_T \neq M_G$  dolazi do promjene broja okretaja rotora turbine: kod  $M_T > M_G$  doći će do povećanja broja okretaja, a kod  $M_T < M_G$  do smanjenja broja okretaja. Kod  $M_T = M_G$  rotor će rotirati s konstantnim brojem okretaja, a na karakteristikama momenata to će stanje biti predstavljeno točkom presjecišta karakteristike momenta turbine, koja odgovara određenom protoku radnog fluida  $G$ , i karakteristike momenta generatora, koja odgovara određenoj snazi mreže  $P_E$ .

Pretpostavit će se da turbina nema nikakav automatski sustav regulacije. Neka kroz nju struji protok radnog fluida  $G$ , a opterećenje generatora neka je  $P_E$ . Tada će turbogenerator rotirati s konstantnim brojem okretaja. Ako se električno opterećenje generatora smanji na vrijednost  $P_E'$ , npr. zbog isključivanja potrošača električne energije, to će dovesti do pada karakteristike momenta generatora, i ako ne dođe do promjene protoka kroz turbinu, radna će se točka premjestiti iz točke  $a$  u točku  $b$  i turbogenerator će imati novi broj okretaja  $n' > n$ . Ako područje promjene broja okretaja kod promjene opterećenja generatora nije od posebnog značaja za potrošača, tada nije potreban nikakvi automatski sustav regulacije, pošto se prijelaz s jednog na drugo stacionarno stanje događa na račun samoregulacije putem promjene broja okretaja. Međutim, mnoge kategorije potrošača električne energije, i između njih i određeni mehanizmi vlastite potrošnje termoelektrane, zahtijevaju jako točno održavanje frekvencije mreže i, u skladu s tim, broja okretaja turbogeneratora. Frekvencija električne mreže mora se održavati s točnošću  $\pm 0,1$  Hz. U protivnom slučaju između odvojenih dijelova energosistema može doći do proizvoljne preraspodjele snage što može izazvati preopterećenje jednih električnih linija i rasterećenje drugih. To dovodi do značajnih gubitaka energije i narušavanja stabilnosti sustava, što može dovesti do isključivanja nekih potrošača energije.

Zbog toga treba stalno uspostavljati jednakost između tražene i proizvedene snage turboagregata ili grupe turboagregata, koja se može postići npr. promjenom protoka radnog fluida. Ako kod prethodno analiziranog primjera nakon smanjenja električnog opterećenja i povećanja broja okretaja na vrijednost  $n'$  zatvaranjem ventila za dovođenje radnog fluida se smanji protok na vrijednost  $G$ , to se radna točka (sl.17.1) premješta duž karakteristike  $M_G(n)$  iz točke  $b$  u točku  $c$  i turboagregat će imati broj okretaja  $n'' < n'$ , koji se malo razlikuje od početnog broja okretaja  $n$ . Strojari turbine nije u stanju neprekidno mijenjati protok radnog fluida, i to s potrebnom točnošću, pa se stoga održavanje broja okretaja ostvaruje pomoću sustava automatske regulacije turbine (SAR).

Održavanje broja okretaja u određenim granicama je glavna funkcija SAR-e kondenzacijske turbine. Isto tako, postoje turbine, kojima je glavna namjena opskrbljivanje potrošača topline (protutlačne turbine), koja se daje potrošaču u obliku pare s određenim tlakom. Glavni zadatak sustava regulacije takvih turbina je održavanje u određenim granicama tlaka oduzete pare. Kod energosustava, kod kojih značajni udio čine termoelektrane s turbinama s reguliranim oduzimanjima pare, javlja se potreba rada po neovisnim električnim i toplinskim dijagramima. Zbog toga sustav regulacije takvih turbina treba omogućiti neovisnu regulaciju i održavanje kako proizvedene snage, tako i oduzete količine pare. Sustavi regulacije toplifikacijskih turbina s oduzimanjima spadaju u najslabije. Ovdje će se analizirati sustav regulacije i upravljanja kondenzacijskih turbina, čiji su princip rada i konstrukcijski elementi u osnovnom jednaki i za turbine drugih tipova.

## 17.2. Najjednostavniji sustav regulacije i statička karakteristika

Shematski je prikaz najjednostavnijeg sustava regulacije broja okretaja prikazan na sl.17.2. Vratilo regulatora je u vrtnji pomoću vratila turbine. Na njemu je smještena spojka koja se može pomicati pod djelovanjem narinute sile. Mase regulatora u obliku kuglica se kod vrtnje pod djelovanjem centrifugalnih sila nastoje razmaknuti i pomaknuti spojku ulijevo. Spojka će imati fiksni položaj na vratilu regulatora kada će, centrifugalna sila koju stvaraju kuglice, biti u ravnoteži sa silom u opruzi. Ako se broj okretaja povećava, to će se kuglice razmicati, ako se smanjuje, to će opruga (2) premješati spojku u desno. Cjelokupnost spojke, kuglica i opruge predstavlja osjetnik broja okretaja, koji se često naziva regulator broja okretaja. Na spojku je preko oslonca spojena poluga, koja se može okretati oko nepomičnog oslonca i na taj način otvarati ili zatvarati ventil koji upušta paru u turbinu.

Analizirat će se rad opisanog sustava regulacije. Pretpostavlja se, da položaj regulatora broja okretaja i ventila turbine odgovaraju određenom broju okretaja i snazi turbine. Ako se, npr. snaga turbine poveća, to se rotor turbine počinje usporavati, centrifugalna sila kuglica se snižava, spojka se pomiče udesno, zbog čega se ventil turbine otvara, u cilju povećanja snage turbine u skladu s povećanjem njenog opterećenja. Na taj način, turbina automatski povećava svoju snagu do potrebne, sve dok njen broj okretaja se ne vrati na početnu vrijednost. To se jasno vidi iz sl.17.2: kod promjene položaja ventila mijenja se položaj spojke regulatora i, u skladu s tim opruge (2), koju može uravnotežiti samo centrifugalna sila kuglica kod drugog, u potpunosti određenog broja okretaja. Kod maksimalnog opterećenja turbine ventil se u potpunosti otvara, spojka zauzima krajnji desni položaj i broj okretaja bit će maksimalan. Ovisnost između snage turbine  $P_E$  i broja okretaja  $n$  naziva se statička karakteristika sustava regulacije. Za njeno određivanje treba na os apscise nanijeti opterećenje turbine, a na os ordinate broj okretaja. Ta je ovisnost prikazana na sl.17.3 s neprekinutom krivuljom.

Shema regulacije, prikazana na sl.17.2, prikladna je samo za jako male turbine zbog razloga koji će naknadno biti navedeni. Stvarni sustav karakterizira veća složenost, no isto tako bilo koji sustav ima statičku karakteristiku regulacije. Prikazana se karakteristika naziva statička, zbog toga što ona odražava uspostavljene položaje ustrojstva za dovođenje pare i broja okretaja (statiku regulacije), ne oslikavajući same procese prijelaza s jednog opterećenja na drugo (dinamiku regulacije). Ako se s  $n_{P,min}$  označi broj okretaja turbine na praznom hodu (kada je električna snaga jednaka nuli), a kod maksimalnog opterećenja s  $n_{P,max}$ , tada se razlika broja okretaja, podijeljena sa srednjim brojem okretaja  $n_0$ , naziva stupanj nejednolikosti ili jednostavno nejednolikost regulacije:

$$\delta = (n_{P,min} - n_{P,max})/n_0$$

Standardi zahtijevaju da je stupanj nejednolikosti regulacije broja okretaja parnih turbina svih tipova 4 do 5%. To znači, da ako je npr.,  $\delta = 5\%$  kod nominalnog broja okretaja  $50 \text{ s}^{-1}$ , to će se kod promjene opterećenja od praznog hoda do maksimalnog broj okretaja mijenjati od  $48.75 \text{ s}^{-1}$  do  $51.25 \text{ s}^{-1}$ . Tako strogi zahtjevi na nejednolikost sustava regulacije diktira jedan od najopasnijih režima rada turbine - režim potpunog ispada električnog opterećenja s ispadom električnog generatora s mreže. Kod ispada opterećenja sustav automatske regulacije turbine osigurava naglo smanjenje količine pare koja ulazi u turbinu i njen prijelaz na režim praznog hoda, kod kojeg je broj okretaja u skladu sa statičkom karakteristikom veći od nominalnog za veličinu  $\Delta n_{st} = \delta \cdot n_0$ , koja se naziva statičko povećanje broja

okretaja. Isto tako se sam proces prijelaza od punog opterećenja na prazni hod može odvijati na različite načine u ovisnosti o stupnju nejednolikosti. Kod većih nejednolikosti, npr. 8%, broj okretaja turbine će neprekidno rasti do  $54 \text{ s}^{-1}$  (pogledati krivulju 1 na sl.17.4). Isto tako sama vrijednost broja okretaja praznog hoda je nedopustivo visoka, ako su najopterećeniji elementi turbine proračunati na granični broj okretaja  $n_{gr} = (1,18 \text{ do } 1,2)n_0$ , a aktiviranje sustava zaštite treba se ostvariti kod broja okretaja  $n_{za} = (1,1 \text{ do } 1,12)n_0$ . Pri tome treba imati na umu, da aktiviranje sustava zaštite i ispad generatora s mreže u biti predstavlja havariju, ako prekid odvođenja elektroenergije u mrežu može povući za sobom ispade potrošača električne energije. Kod malog stupnja nejednolikosti, npr. 1%, statičko povećanje broja okretaja nije veliko (krivulja 3 na sl.17.4), i prijelaz na broj okretaja praznog hoda bit će polagano prigušujući, a ponekad i bez prigušivanja s periodičkim karakterom. Stoga se također stupanj nejednolikosti sustava regulacije ne izvodi ni pretjerano malim. Kod veličine stupnja nejednolikosti, koju predviđa standard, statičko povećanje broja okretaja je umjereno. Kod toga se, isto tako, zbog nemogućnosti trenutnog prekida dovodenja pare u turbinu javlja dinamičko povećanje broja okretaja  $\Delta n_{din}$  (krivulja 2 na sl.17.4). Kod normalnog rada sustava regulacije ukupno povećanje broja okretaja kod ispada opterećenja:

$$\Delta n_{max} = \Delta n_{st} + \Delta n_{din}$$

je 7 do 8% od nominalnog.

Statička karakteristika i stupanj njene nejednolikosti u prvom redu određuju reakciju turbine na promjenu frekvencije mreže zbog narušavanja ravnoteže između proizvodnje električne energije i njene potrošnje. Ako se, npr., frekvencija mreže promijeni za 0,1 Hz, tj. za 0,2 % od nominalne frekvencije  $f_0 = 50 \text{ Hz}$ , to znači, da uz  $\delta = 5\%$  promjena snage turboagregata iznosi  $P_E/P_{E,0} = \Delta f/\delta = 0,2/5 = 0,04$ , tj. 4%. Za turbinu snage 1.000 MW to znači samoproizvoljnu promjenu opterećenja za 40 MW. Treba napomenuti, da do te promjene opterećenja dolazi automatski, bez bilo kakvog djelovanja operatera. Na najvećem je svom dijelu statička karakteristika linearna, nikada nema horizontalnih dijelova, pošto bi takav dio predstavljao neodređenost (višeznačnost) snage pri broju okretaja, koji odgovara tom dijelu. U područjima malih i velikih snaga turbine statička je karakteristika strmija. Npr. turbina snage 300 MW kod snage do 15% ima stupanj nejednolikosti 10%, a u ostalom području 4%. Kod nižih snaga to omogućuje držanje opterećenja jednolikijim, a kod viših osigurava malu promjenu snage zbog promjene frekvencije mreže kada turbina ima maksimalnu iskoristivost. Provest će se ponovo analiza sl.17.2 i sl.17.3. Neka na sl.17.2 položaju sustava regulacije odgovara točka A na statičkoj karakteristici, sl.17.3. Pretpostavlja se da vanjsko opterećenje turboagregata raste; tada se broj okretaja smanjuje i ventil (7) se treba otvarati. No isto tako sa smanjenjem broja okretaja i međusobnim približavanjem kuglica (3) regulatora broja okretaja neće se ventil odmah početi otvarati, u prvom redu, zbog toga, što se centrifugalna sila kuglica treba promijeniti za veličinu, koja je potrebna za prevladavanje sila trenja, i drugo, zbog toga, što u svim osloncima trebaju postojati zazori. Zbog toga, pomicanje ventila ne počinje u točki A već u točki A'. Na sličan način kod smanjenja opterećenja pomicanje ventila počinje u točki A". Drugim riječima, stvarnu statičku karakteristiku regulacije ne predstavlja linija već područje čija donja granica odgovara neprekidnom postupnom porastu snage (opterećivanju turbine), a gornja smanjenju snage (rasterećivanju turbine). Omjer širine područja  $\Delta n$  i nominalnog broja okretaja  $n_0$  (pogledati sl.17.3), naziva se stupanj neosjetljivosti regulacije:

$$\varepsilon = (\Delta n/n_0)100$$

Što je  $\varepsilon$  manji to je bolja kvaliteta regulacije, pošto manjem  $\varepsilon$  odgovara, u prvom redu, veća brzina reagiranja na promjene uvjeta rada, i kao drugo, manja neodređenost snage kod fiksnog broja okretaja. U biti neosjetljivost označava da se kod fiksnog broja okretaja  $n_0$  (pogledati sl.17.3) snaga turbine može proizvoljno mijenjati za veličinu  $\Delta P_E$ . Standard zahtijeva da stupanj neosjetljivosti sustava regulacije broja okretaja za bilo koju snagu ne prelazi 0,2% za turbine u nuklearnim elektranama i 0,3% za turbine u ostalim termoelektranama. No i uz takvu neosjetljivost promjene opterećenja mogu biti značajne: ako npr., turbina snage 800 MW ima nejednolikost regulacije  $\delta = 4\%$ , to je moguća promjena opterećenja:

$$\Delta P_E = (\varepsilon/\delta)P_E = (0,3/4)800 = 60 \text{ MW}$$

Pažljiva izrada, montaža i podešavanje sustava regulacije, a također stalno održavanje čistoće radne kapljevine omogućuje smanjenje stupnja neosjetljivostina na 0,1 do 0,15 %.

### 17.3. Paralelni rad turboagregata

Turbine suvremenih elektrana ne rade odvojeno, nego paralelno na veliki energosistem. Kod toga sinkronizacijska sila održava jednakost broja okretaja turboagregata i njegovo podudaranje s frekvencijom mreže. Jednostavnosti radi, analizirat će se određeni energosistem koji se sastoji od tri turboagregata, od kojih dva imaju snage  $P_{E,1} = P_{E,2} = 800 \text{ MW}$ , a treći  $P_{E,3} = 300 \text{ MW}$ , a njihove nejednolikosti regulacije su  $\delta_1 = 5\%$ ,  $\delta_2 = \delta_3 = 4\%$ . Neka se broj okretaja turboagregata ( $i$  u skladu s tim frekvencija u električnoj mreži)  $n_0 = 50 \text{ s}^{-1}$  osigurava, sl.17.5, radom sva tri turboagregata kod nominalnog opterećenja. Pretpostavlja se, da se iz energosistema iznenada iskapča potrošač snage 200 MW. Tada se, zbog narušavanja jednakosti između potrebne i proizvedene elektroenergije, frekvencija mreže počinje povećavati, što ima za posljedicu povećanje broja okretaja svih turboagregata i smanjenje snage koju proizvode, koje će trajati sve dok se ne postigne jednakost:

$$\Delta P_{E,1} + \Delta P_{E,2} + \Delta P_{E,3} = \Delta P_E$$

gdje  $\Delta P_{E,1}$ ,  $\Delta P_{E,2}$ ,  $\Delta P_{E,3}$  - odgovarajuća smanjenja snage na pojedinim turboagregatima;  
 $\Delta P_E$  - ukupno smanjenje snage.

Iz analize linearne statičke karakteristike bilo kojeg  $i$ -tog turboagregata lako se dobiva da:

$$\frac{\Delta P_{E,i}}{P_{E,i}} = \frac{\Delta n}{n_0} \frac{1}{\delta_i}$$

tj. relativna je promjena snage turboagregata direktno proporcionalna promjeni broja okretaja i obrnuto proporcionalna stupnju nejednolikosti. Na taj je način, povećanje broja okretaja svih turboagregata kod smanjenja snage cjelokupnog energosistema za vrijednost  $\Delta P_E$  definirano jednadžbom:

$$\frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{E,1}}{\delta_1} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{E,2}}{\delta_2} + \frac{\Delta n}{n_0} \frac{P_{E,3}}{\delta_3} = \Delta P_E$$

otkuda slijedi:

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{\Delta P_E}{\frac{P_{E,1}}{\delta_1} + \frac{P_{E,2}}{\delta_2} + \frac{P_{E,3}}{\delta_3}}$$

Za analizirani primjer:

$$\frac{\Delta n}{n_0} = \frac{200}{\frac{800}{0,05} + \frac{800}{0,04} + \frac{300}{0,04}}$$

tj. broj okretaja se povećava za  $\Delta n = 0,0046 \cdot 50 = 0,23 \text{ s}^{-1}$  i poprima vrijednost 50,23 Hz. Pri tome će snaga svakog od turboagregata porasti za:

$$\Delta P_{E,1} = 0,0046 \left( \frac{800}{0,05} \right) = 73,5 \text{ MW}$$

$$\Delta P_{E,2} = 0,0046 \left( \frac{800}{0,04} \right) = 92 \text{ MW}$$

$$\Delta P_{E,3} = 0,0046 \left( \frac{300}{0,04} \right) = 34,5 \text{ MW} \quad (15-77)$$

Na taj se način, kod promjene opterećenja u mreži, koje dovodi do promjene njene frekvencije, automatski mijenja snaga turboagregata u skladu s njihovim statičkim karakteristikama. Takva automatska reakcija svih turboagregata koji rade u sustavu naziva se primarna regulacija frekvencije mreže. Treba naglasiti, da je taj naziv uvjetan, do nikakve regulacije frekvencije ne dolazi, već obrnuto, smanjenje (ili porast) snage kako se vidi je jedino moguć na račun promjene frekvencije mreže. Proces regulacije snage u mreži se na tome ne završava, pošto frekvencija mreže treba biti uspostavljena u skladu sa zahtjevima standarda, a kako se to realizira bit će dano u daljnjem tekstu.

#### 17.4. Mehanizam upravljanja turboagregatom

Kao što se iz prethodnog može zaključiti, stupanj nejednolikosti regulacije određuje promjenu broja okretaja. Ako turboagregat radi s nominalnim brojem okretaja  $50 \text{ s}^{-1}$ , to znači, da će se kod promjene snage od nule do punog opterećenja, uz  $\delta = 4\%$  broj okretaja mijenjati od 49 do 51 Hz. Prema standardima promjena frekvencije mreže ne smije prelaziti  $\pm 0,1 \text{ Hz}$ . Prema primjeru danom u prethodnom poglavlju, vidljivo je, da će se u mreži s potrošnjom 1.900 MW kod promjene snage svega za 200 MW frekvencija mreže promijeniti za 0,23 Hz. Kod stvarnih se energosustava snaga tokom dana mijenja za dva, pa i više puta, i stoga promjena frekvencije mreže bit će još znatnija. Zbog toga se javlja potreba održavanja frekvencije mreže u jako uskom području kod bilo kojeg opterećenja mreže. To se ostvaruje pomoću specijalnog mehanizma upravljanja turbinom (MUT), koji se često naziva sinkronizatorom, pošto se on koristi za točno podešavanje broja okretaja kod sinkronizacije turbine prije njenog uključivanja na mrežu. Na principijelnoj shemi regulacije, sl.17.2, MUT je predstavljen s dodatnom oprugom (9), čije se prednaprezanje može mijenjati pomoću točkica (8). Kad je mehanizam izvan rada, tj. ako je opruga (9) opuštена, sustav regulacije radi upravo kako je prethodno opisano. Položaj spojke (4) bit će definiran ravnotežom centrifugalnih sila kuglica i silom rastezanja u opruzi (2). Ako se kotačićem (8) opruga (9) rastegne za određenu vrijednost, to se ravnoteža sila, koje djeluju na spojku (4) narušava. Prethodni položaj spojke, a samim time i regulacijskog ventila (7) (u skladu s tim, i opterećenje turbine) sad će se postizati kod viših brojeva okretaja. To znači, da će se kod povećanja prednapreznja opruge (9) statička karakteristika podizati prema gore od početnog položaja (pogledati sl.17.3), a kod popuštanja prema dolje.

Da bi se što jasnije shvatio rad MUT-a, pretpostavit će se da je turbina jedini izvor energije u mreži te da je njeno opterećenje konstantno. Neka statička karakteristika  $ab$ , sl.17.6, odgovara određenom prednapreznju opruge, a snaga turbine je pri tome  $P_{E,1}$ . Ako se sada pomoću kotačića poveća prednapreznje u opruzi, to će se zbog promjene ravnoteže sila, koje djeluju na spojku, posljednja pomaknuti u desno, otvarajući regulacijski ventil i na taj način otpočeti neki prijelazni proces regulacije. Kod stabilnog sustava regulacije taj će se proces brzo završiti i sustav će poprimiti prethodni položaj, no pri većem broju okretaja. Stvarno se, položaj regulacijskog ventila nije trebao mijenjati, pošto se nije promijenilo ni vanjsko opterećenje. Isto tako, i spojka (4) će se vratiti u početni položaj, prevladavajući prednapreznje opruge (9) pomoću veće centrifugalne sile kuglica kod povećanog broja okretaja. To znači, da, mijenjajući prednapreznje u opruzi, može se premješati statička karakteristika  $ab$  regulacije u granicama  $a'b'$  i  $a''b''$ .

Shvatiti rad mehanizma upravljanja kod opterećivanja turbine, koja je uključena u veliku mrežu, jednostavno je, ako se pretpostavi, da je snaga turbine bitno niža od snage mreže, ili drugim riječima rečeno, ako se promjena njenog opterećenja praktički ne odražava na frekvenciju mreže, i u skladu s tim, na broj okretaja. Kod pritezanja opruge (9) (pogledati sl.17.2) spojka (4) će se prisilno pomicati prema dolje, što izaziva pomicanje regulacijskog ventila i promjenu snage turbine. Opterećivanje turbine, uključene na mrežu, označava prijelaz radne točke u desno na gornju statičku karakteristiku,

sl.17.6. Vraćajući se na prethodno analizirani primjer i sl.17.5, objasniti će se kako se uspostavlja frekvencija mreže. Za to je potrebno na svim turbogeneratorima prebaciti MUT na položaj "smanjiti" do te mjere, dok statičke karakteristike njihovog sustava regulacije ne postignu položaj, prikazan na slici crtkanom linijom. Isto tako je mijenjati broj okretaja turboagregata djelovanjem na MUT svih turbina istovremeno, nepraktično i u mnogim slučajevima nesvrshodno: kod promjene snage u energosistemu poželjno je turboagregate, koji proizvode najjeftiniju elektroenergiju, držati na maksimalnom opterećenju, a manje ekonomične agregate koristiti za regulaciju frekvencije. Zbog toga, umjesto da se djeluje na MUT sve tri turbine zbog smanjenja njihovog broja okretaja, može se djelovati samo na MUT jedne od turbina, npr. treće. Kod premještanja njene statičke karakteristike prema dolje radna točka *A* premještat će se u lijevo k točki *B* i turbina će se rasterećivati, no zato regulatori broja okretaja ostalih turbina, uspostavljajući ravnotežu između proizvodnje i potrebe za elektroenergijom, opterećivat će svoje turbine, osiguravajući premještanje radnih točki duž statičkih karakteristika u desno k početnim vrijednostima snage. Nakon smanjenja broja okretaja na početni treća se turbina rasterećuje do 100 MW, a prve dvije uspostavljaju svoja početna opterećenja, te je time uspostavljena i frekvencija u mreži. Proces uspostavljanja frekvencije mreže putem djelovanja na MUT naziva se sekundarna regulacija frekvencije. Treba obratiti pažnju na to, da se kod promjene frekvencije mreže s pomoću MUT-a broj okretaja turboagregata mijenja jako malo (to manje što je veća snaga energosustava), ali zato snaga turbine značajno. Zato se strojaru turbine često kaže, da on mijenja snagu turbine, a ne njen broj okretaja.

Snaga upravljane turbine u bilo kojem vremenskom trenutku je određena trenutnom vrijednošću opterećenja u energosustavu i položajem statičke karakteristike svih turboagregata koji rade u sustavu. Stvarni energosistemi mogu se sastojati od nekoliko desetaka elektrana i nekoliko stotina turboagregata. Za sekundarnu se regulaciju frekvencije u energosustavu izdvajaju jedna ili nekoliko vodećih elektrana, koje kontinuirano mijenjaju svoje opterećenje pomoću u elektrani ugrađenog automatskog preciznog regulatora broja okretaja, koji kod promjene frekvencije u mreži osigurava opterećivanje ili rasterećivanje turbine, koja je na nju priključena. Kod značajne promjene opterećenja u energosustavu, kada vodeće elektrane ne mogu održati frekvenciju u traženim granicama, prema instrukcijama dispečera energosustava, po ranije utvrđenom dijagramu mijenja se opterećenje i na drugim turboagregatima pomoću pomicanja njihove statičke karakteristike; u mnogim se slučajevima pokazuje svrshodnim prevesti turbinu u rezervu kod smanjenja opterećenja energosustava i uvesti turbinu koja se nalazi u rezervi u rad ako je došlo do povećanja opterećenja.

### **17.5. Shema regulacije s hidrauličkim vezama i brzohodnim regulatorom broja okretaja**

Shema regulacije, kakova je prikazana na sl.17.2 (često se puta naziva i direktna), sadrži sve osnovne elemente bilo kojeg najsloženijeg sustava regulacije. No isto tako ima i niz nedostataka. Jedan od njih je mala sila regulatora potrebna za premještanje. Zbog toga da bi regulator brzo reagirao na promjenu broja okretaja, potrebno je, da su njegove kuglice (3) lagane, a to znači da je centrifugalna sila, koja pomiče spojku (4) i ventil (7) mala. Isto tako na ventil djeluju značajne sile, koje centrifugalni regulator može prevladati samo kod turbina manje snage s nižim parametrima pare. Zbog toga se centrifugalni regulatori turbina ne spajaju direktno s ustrojstvima za dovodenje i raspodjelu pare, već djeluju na njih preko mehanizama za pojačavanje, koji se nazivaju servomotori (često se puta naziva i indirektna regulacija). Drugi nedostatak analiziranog sustava regulacije se sastoji u prisutnosti velikog broja mehaničkih spojeva i oslonaca, kod kojih je pojava zazora i trenja izvor pojave značajne neosjetljivosti. Iskustvo tokom eksploatacije polužnih sustava regulacije je pokazalo, da se i kod dobro montiranih i podešenih sustava regulacije nakon relativno kratkog vremena rada pojavljuje neosjetljivost, zbog čega treba zaustaviti turbinu i izvršiti remont. Zbog toga se kod suvremenih regulacijskih sustava u osnovnom koriste hidrauličke veze, koje nisu izložene trošenju i kod kojih se tokom vremena ne povećava neosjetljivost.

Na kraju, vratilo centrifugalnog regulatora broja okretaja, kakav je prikazan na sl.17.2, radi kod nižeg broja okretaja, pa se zbog toga njegov pogon od vratila turbine realizira preko prijenosnika za smanjenje broja okretaja (najčešće pužnika), koji je zbog slabe pouzdanosti bio konstantni izvor teških havarija. Stoga u regulacijskim sustavima suvremenih parnih turbina regulatori broja okretaja centrifugalnog tipa imaju specijalnu konstrukciju, koja omogućuje njihov rad direktno na vratilu

turbine. Na sl.17.7 prikazana je principijelna shema regulacije s brzohodnim regulatorom broja okretaja i hidrauličkim vezama. Pomicanje regulacijskog ventila (15), koji regulira dovod pare u turbinu (16), osigurava servomotor (14), koji predstavlja cilindar unutar kojeg se pomiče stap. Kod dovođenja radne kapljevine pod tlakom u prostor iznad stapa i spajanja prostora ispod stapa s prostorom s nižim tlakom (odvodom) stap se pomiče prema dolje i zatvara regulacijski ventil. Kod dovođenja radne kapljevine ispod stapa regulacijski ventil se otvara. Dovođenjem radnog fluida u servomotor upravlja razvodnik (11), na koji odozgo djeluje sila u opruzi, a odozdo tlak radne kapljevine. Kod uspostavljenog režima rada turbine krajevi razvodnika (11) su smješteni točno nasuprot otvora u kućištu razvodnika, pa stoga radna kapljevina, koja dolazi u prostor između upravljajućih stapova razvodnika ne može prolaziti u servomotor, i stoga je ventil (15) turbine u nepomičnom položaju. Do pomicanja servomotora dolazi samo uz premještanje razvodnika; tada u jedan prostor servomotora dolazi kapljevina pod tlakom, a drugi je prostor spojen preko razvodnika s mjestom nižeg tlaka.

Iz analiziranog principa rada servomotora i njegovog razvodnika odmah slijedi važna prednost takvog sustava: za pomicanje razvodnika (11) nije potrebna velika sila, a pri tome se u servomotor može dovoditi kapljevina pod visokim tlakom, što omogućuje realiziranje velike sile za pomicanje ventila i uz male dimenzije servomotora. Važni element sustava regulacije je razvodnik povratne veze (12), koji osigurava njen siguran rad. Prilikom svog gibanja stap servomotora (14) ne pomiče samo ventil, nego djeluje i na tlak ispod razvodnika (11), vraćajući ga na prethodnu vrijednost te se tako i sam zaustavlja (zbog toga se razvodnik povratne veze često naziva i isključivač). Regulator broja okretaja (9) smješten je neposredno na vratilo turbine (16) i izveden je u obliku elastične trake, čija deformacija uvjetuje premještanje odbojne pločice (8), koja pak mijenja protok kapljevine kroz sapnicu (17) u cilindru (3). Položaj cilindra je određen razlikom tlaka radne kapljevine u prostorima (6) i (7). Ako npr., broj okretaja raste, to se odbojna pločica (8) regulatora broja okretaja pomiče u desno, protok iz sapnice (17) se povećava i tlak u prostoru (7) se smanjuje. Zato se cilindar pomiče u desno i povećava površinu za protok radne kapljevine kroz otvore (5) i (4) prema odvodu. To dovodi do pada tlaka u liniji (10) i spuštanja razvodnika za prekid (11). Linija (10) naziva se impulsna, pošto ona daje impuls za premještanje razvodnika. Radna kapljevina počinje dolaziti u gornji prostor servomotora, i regulacijski ventil (13) se zatvara. Kod toga je važno, da razvodnik (12) povratne veze, koji se pomiče zajedno sa stapom servomotora prekriva otvore (13), kompenzirajući otvaranje otvora (5) i uspostavlja tlak u impulsnoj liniji ispod razvodnika (11). Kao krajnji rezultat djelovanja je da razvodnik (11) ponovo zauzima srednji položaj, a ventil (15) novi položaj, koji osigurava održavanje broja okretaja. Kod smanjenja broja okretaja proces regulacije ići će obrnutim smjerom.

Razvodnik (2), koji se može pomicati pomoću točkica (1) (ili elektromotora), ima ulogu mehanizma upravljanja. Stvarno, ako je npr., turbina uključena u mrežu velike snage i njen se broj okretaja praktički ne mijenja, to prekrivajući otvor (4) pomoću razvodnika (2), može se mijenjati tlak ispod razvodnika (11), što izaziva njegovo premještanje i dovođenje radne kapljevine u servomotor (14). Stap servomotora se podiže i povećava snagu turbine. Otvaranje otvora razvodnika (13) uspostavlja impulsni tlak ispod razvodnika (11) i vraća ga u srednji položaj kod novog režima rada turbine.

## 17.6. Hidrodinamički sustav regulacije

Sustav regulacije prikazan na sl.17.7 sadrži samo hidrauličke veze, no isto tako u njemu je sadržan mehanički centrifugalni regulator, čija deformacija trake daje impuls za rad sustava regulacije. Kod turbine se uz mehaničke koriste i hidraulički davači broja okretaja, čiji je shematski prikaz jedne od izvedbi dan na sl.17.8. Poznato je da je visina dobave koju daje pumpa proporcionalna kvadratu broja okretaja. Zbog toga se promjena tlaka iza pumpe (3), koja je ugrađena na vratilo turbine (4), može iskoristiti kao signal za rad sustava regulacije. Npr., kod povećanja broja okretaja turbine tlak iza pumpe raste, protočni razvodnik (1) se pomiče u lijevo, presjek za protok ulja u cilindru razvodnika se povećava, tlak u impulsnoj liniji (2) opada, što izaziva pomicanje glavnog razvodnika (11) (pogledati sl.17.7) te je daljnji rad sustava regulacije na isti način, kao i kod korištenja mehaničkog regulatora broja okretaja. Sustav regulacije, kod kojeg je davač broja okretaja pumpa, naziva se hidrodinamički. Najčešće se za tu svrhu koristi specijalna odvojena pumpa (rotor), koja je u pravilu smještena uz glavnu uljnu pumpu.

### 17.7. Zahtjevi na regulacijske sustave te njihovi dodatni elementi

Nakon upoznavanja sa zadacima i principima ustrojstva sustava automatske regulacije, mogu se formulirati zahtjevi koji se pred njih stavljaju te analizirati putevi njihove realizacije.

1. Sustav regulacije treba osigurati stabilan rad turbine (bez samoproizvoljne promjene opterećenja) kod svih režima. Zbog toga nejednolikost njegove statičke karakteristike treba biti u području 4 do 5%, a neosjetljivost ispod 0,3%. U broj obaveznih režima ulazi i najteži za regulaciju, režim praznog hoda. Upravljanje turbinom treba biti lako i kontinuirano, regulacijski ventili trebaju se otvarati ravnomjerno i bez zapinjanja.
2. Jedan od najvažnijih je zahtjev "držanja" turbine na broju okretaja praznog hoda kod potpunog ispada opterećenja uz isključivanje generatora s mreže. U tom slučaju opterećenje turboagregata trenutno pada na nulu i regulacijski se ventili trebaju zatvarati tako, da bi osigurali broj okretaja praznog hoda, koji odgovara statičkoj karakteristici. Ako je dinamički prirast broja okretaja nešto veći, doći će do aktiviranja sustava zaštite turbine, koje će prouzrokovati zatvaranje brzozatvarajućih ventila. Ako je uz to turbopostrojenje blokovskog tipa, automatika bloka će prekinuti dovodjenje goriva u generator pare. Naknadno upuštanje bloka u pogon, čak da i kvar koji je prouzrokovao ispad je otklonjen jako brzo, traži značajno vrijeme. Zbog toga se na sustav regulacije postavlja zahtjev da osigura prijelaz turbine na prazni hod tako brzo, da prirast broja okretaja ne pređe 7 do 8% od nominalnog. Kod toga generator pare ostaje u radu i samo za minutu agregat će dostignuti broj okretaja koji odgovara statičkoj karakteristici. U slučaju potrebe ponovnog upuštanja operater treba pomoću MUT-a smanjiti broj okretaja na sinkronizacijski, uključiti generator na mrežu i postupno povisivati opterećenje.

Zbog povećanja brzine djelovanja sustava regulacije u njega se uvodi ustrojstvo koje se naziva diferencijator, koji reagira na značajno ubrzanje rotora turbine. Na sl.17.9 prikazana je shema regulacije, kod koje osim glavnog razvodnika (1) i glavnog servomotora (2) još su ugrađeni razvodnik (3) i servomotor (4), koji obavljaju funkciju diferencijatora. Neka se pretpostavi, da opterećenje turbogeneratora opada sporo; tada će se polako njegov broj okretaja povećavati, a spojka regulatora brzine (5) će se polako podizati. Kod toga malo pomicanje točke B prema gore uzrokovat će podizanje razvodnika (3) diferencijatora i spuštanje stapa servomotora (4) diferencijatora uz naknadno uključivanje razvodnika (3). Drugim riječima, polagano povećanje broja okretaja uzrokovat će zakretanje poluge ABC oko točke B, koja će praktički biti nepomična. To znači, da će točka D također biti nepomična i sustav regulacije bit će analogan onom prikazanom na sl.17.2; pomicanje točke A izazvat će samo pomicanje točke E i premještanje glavnog razvodnika (1) i glavnog servomotora (2), koji će uspostaviti prethodni broj okretaja zatvaranjem ventila turbine. Sada će se pretpostaviti da je došlo do naglog pada opterećenja. Tada zajedno s podizanjem spojke regulatora (točka A) doći će do podizanja i razvodnika diferencijatora, dok se servomotor (4) neće uspjeti spustiti i uključiti razvodnik (3) zbog brzine kojim se proces zbiva. Na taj način, točka E poluge, koja upravlja radom glavnog razvodnika (1), premjestit će se prema gore ne samo na račun premještanja spojke, no i zbog premještanja u prvom trenutku i točki B i D. U skladu s tim, na razvodniku (1) doći će do zbrajanja impulsa brzine (podizanje spojke) i ubrzanja (podizanje razvodnika diferencijatora). Nakon kratkog vremena će se točka B vratiti u prethodnu poziciju i servomotori će zauzeti položaj, koji odgovara statičkoj karakteristici, no impuls koji se dobiva u trenutku pada opterećenja bitno će povećati brzinu djelovanja sustava regulacije. Isto tako, može se izvesti opisano zbrajanje impulsa ne samo pomoću mehaničkog sistema, kakav je prikazan na sl.17.9, no i pomoću hidrauličke veze koja će biti predstavljena u narednom poglavlju na konkretnim sustavima.



## 17.8. Elektrohidraulički sustav regulacije

Korištenje impulsa koji ukazuju na ubrzanje turbine značajno povisuje dinamičke kvalitete sustava regulacije, no isto tako s porastom jedinične snage turbine oni se pokazuju kao nedovoljni. Da bi odgovarajuća mehanička ustrojstva (servomotori) dobili komandu preko tih impulsa kod promjene frekvencije mreže, vratilo turboagregata treba se ubrzati i promijeniti broj okretaja. Neposredno korištenje električnog signala generatora omogućilo bi dobivanje znatno veće brzine djelovanja. Zbog toga su suvremeni sustavi regulacije opremljeni sa specijalnom električnom opremom, čiji je zadatak brzo formiranje korekcijskih impulsa, koji ubrzavaju reakciju sustava regulacije turbine na promjenu vanjskih uvjeta. Izvršni dio sustava regulacije (razvodnik i servomotor) kao i u prethodnom slučaju ostaju hidraulički zbog sigurnosti i brzine djelovanja. Zato se takav sustav regulacije naziva elektrohidraulički. S njim su opremljene praktički sve suvremene turbine velike snage.

Električni dio sustava regulacije ima vlastiti električni osjetnik broja okretaja, izveden u obliku indukcijskog tahometra, tj. generatora električne struje male snage s pobudom pomoću permanentnih magneta, koji su smješteni na vratilu turbine. Također je zadržan i mehanički regulator, no on izvršava svoju ulogu samo u slučaju neispravnosti ili ako je isključen električni dio sustava regulacije. Posljednji sadrži također i osjetnike aktivne snage generatora i tlaka pare ispred turbine i u parovodima međupregrijanja. Električni se dio izvodi u obliku odvojenih funkcionalnih blokova: bloka za držanje praznog hoda kod otkapčanja generatora s mreže nakon dobivanja signala od blok-kontaktata; blokova korektora, koji osiguravaju dodatno pomicanje ventila, pomoću kojih se kompenzira utjecaj volumena parovoda međupregrijanja; bloka rasterećenja turbine kod smanjenja tlaka ispred nje; bloka brzodjelujućeg ograničivača snage, koji brzo snižava opterećenje turbine kod havarija u energosustavu. Električni se signali sa svih tih blokova zbrajaju u magnetskom pojačalu, koje djeluje na elektrohidraulički pretvornik - ustrojstvo, koje pretvara električni impuls u hidraulički i posljednji uvodi u hidraulički dio sustava regulacije. Električni dio sustava regulacije omogućuje jednostavnu promjenu stupnja nejednolikosti statičke karakteristike: slabo u području značajnih opterećenja i znatno u području praznog hoda i malih opterećenja.

## 17.9. Opis vitalnih elemenata regulacijskog sustava

### 17.9.1. Regulator broja okretaja

Kod starijih konstrukcija turbina regulator broja okretaja je izveden kao centrifugalni regulator s proporcionalnim djelovanjem. Smješten je na prednjem ležajnom bloku turbine i dobiva pogon od turbinskog vratila preko pužnog ili vijčanog prijenosa.

Na sl.17.10 prikazan je najjednostavniji oblik regulatora. Četiri jednaka utega (1) rotiraju oko vertikalne osi na nosaču utega (5), koji je vezan s turbinskim vratilom pužnim ili vijčanim prijenosom. Utezi se oslanjaju o nosač oštricama, čime je ostvaren zglob s minimalnim trenjem. Radijalni pomaci utega izazvani djelovanjem centrifugalne sile pretvaraju se pomoću poluga, koje su kruto vezane za utege, u vertikalni pomak vretena regulatora (7). Veza između poluga utega i vretena regulatora izvedena je pomoću dvobridnih noževa (8) i kuglastog zgloba na donjem kraju vretena. Na taj je način utjecaj trenja u mehanizmu regulatora na njegovu osjetljivost sveden na minimum. Centrifugalnoj sili utega se suprotstavlja sila opruga (2) i (3). Njihove su konstante odabrane prema traženom stupnju nejednolikosti regulatora, a njihov srednji prednapon prema nominalnom broju okretaja regulatora i masi utega. Prednapon opruge (3), a time i broj okretaja turbine, može se podešavati za vrijeme pogona ručno ili elektromotorom pomoću uređaja za promjenu broja okretaja. Maksimalni hod vretena regulatora ima vrijednost 25 mm i prenosi se direktno na razvodno polužje, koje se zglobno učvršćuje na spojku (6). Kako utezi regulatora direktno pokreću razvodno polužje i razvodnik servomotora, to se vlastite mase ovih elemenata superponiraju silu opruga regulatora, a trenje u zglobovima polužja direktno izaziva povećanu neosjetljivost regulacije. Ova loša svojstva opisane konstrukcije dolaze do izražaja naročito na turbinama s reguliranim oduzimanjima, kod kojih je masa razvodnog polužja i broj zglobova na njemu znatan. Raspoloživi izlazni rad ovih regulatora se kreće oko 5.000 Ncm.

Kvalitetni skok u konstrukciji regulatora broja okretaja predstavlja rješenje prikazano na sl.17.11. Ono se razlikuje od ranije opisanog regulatora po tome što se za pomicanje razvodnog polužja koristi energija tlačnog ulja iz uljnog sustava turbine. Opruga za podešavanje broja okretaja turbine (3) smještena je unutar glavne opruge (2), čime se oslobodio gornji dio kućišta regulatora za smještaj hidrauličkog pojačala (9). Utezi regulatora, koji su izvedeni i uležišteni kao i u prethodnom slučaju, pomiču vreteno regulatora (4), a time i prigušni čep pojačala (6). Na stap pojačala djeluje odozdo snažna opruga (7), a odozgo tlak tlačnog ulja, koje ulazi u prostor iznad stapa kroz prigušnu sapnicu. Tlak ulja iznad stapa ovisi o tlaku tlačnog ulja ispred prigušne sapnice i o površini presjeka prigušne sapnice, te o raspoloživoj površini za istjecanje ulja iz tog prostora. Dok su prve dvije veličine konstantne, druga ovisi o međusobnom položaju stapa pojačala (8) i prigušnog čepa (6). Opruga pojačala (7) podiže stap pojačala (8) spram prigušnog čepa (6) i tako smanjuje površinu presjeka za istjecanje ulja. Tlak ulja iznad stapa (8) zbog toga raste, i kada dođe u ravnotežu sa silom opruge (7), proces se zaustavlja. Eventualnim podizanjem prigušnog čepa (6) zbog porasta broja okretaja turbine, povećava se površina presjeka za istjecanje ulja iz prostora iznad stapa (8), tlak ulja u tom prostoru pada i opruga (7) podiže stap pojačala do novog ravnotežnog položaja. Na taj način stap pojačala (8) točno slijedi gibanje prigušnog čepa (6), a pri tome na njega djeluje samo neznatnom silom trenja međusobno ubrušenih površina. Na stap pojačala (8) je vezana poluga (5), koja pomake regulatora prenosi razvodnom polužju ili direktno razvodniku servomotora regulacijskih ventila. Na ovaj način je eliminiran utjecaj vlastitih masa i trenja polužja na osjetljivost regulatora, ukoliko se pravilnim izborom opruge (7) i čepone površine stapa pojačala (8) osigura dovoljna izlazna energija pojačala.

Potreba smanjenja broja okretaja prijenosa od glavnog vratila na vratilo regulatora, neizbježni zazori kod velikog broja zglobova i drugi nedostaci takvog regulatora doveli su do njegove zamjene s regulatorom s oprugom, ali bez zglobova, sl.17.12. Na vratilo turbine se pričvršćuje nosač (1), na koji je pričvršćen elastični okvir (3), koji je izrađen od lisnate opruge. Okvir je stegnut s oprugom (2), na čijoj osi su smještene mase (5). Kod vrtnje vratila turbine mase se razilaze, savladavaju prednapon u opruzi i osiguravaju aksijalno pomicanje odbojne pločice (4) prikazane na sl.17.7, koja upravlja pomicanjem međurazvodnika. Regulator broja okretaja bez zglobova spaja se s vratilom turbine preko spojke izvedene kao izdanak u aksijalnom utoru što osigurava slobodno premještanje vratila turbine kod njegovog toplinskog širenja (kod jednog te istog broja okretaja) između odvodne sapnice i odbojne pločice. Isto tako kod trošenja ili zaprljanja spoja izdanka i utora, može doći do njihovog zaribavanja što dovodi do njihanja opterećenja turbine.

Također se u novije vrijeme primjenjuje konstrukcija regulatora prikazana na sl.17.13. Regulator je opremljen hidrauličkim davačem impulsa (5), tako da se izlazni impuls iz regulatora ne prenosi u obliku mehaničkog pomaka, kao kod ranije opisanih regulatora, nego u obliku tlaka impulsnog ulja. Ulje ulazi pod konstantnim tlakom u donju komoru davača, struji kroz dva prigušna otvora promjenljivog presjeka u gornju komoru, a odavde u povratni uljovod, kojim se vraća u uljni spremnik. Površine presjeka prigušnih otvora, određene su trenutnim položajem prigušnog čepa (5) spram kućišta regulatora. U srednjoj komori između prigušnih otvora, formira se određeni tlak ovisno o položaju prigušnog čepa (5), koji je polugom vezan za vreteno regulatora. Tlak impulsnog ulja je obrnuto proporcionalan broju okretaja turbine. Prigušni konusi na prigušnom čepu (5) odabrani su tako da je ovisnost impulsnog tlaka o broju okretaja približno linearna, a protočna količina ulja kroz davač se kreće oko 40 l/min. Okretište poluge, kojom je prigušni čep davača vezan s vretenom regulatora, može se pomicati pomoću uređaja za promjenu stupnja nejednolikosti (6) i tako mijenjati omjer krakova poluge. Tako se za vrijeme pogona može mijenjati korisni podizaj vretena regulatora, a time i stupanj nejednolikosti regulatora. Ova je mogućnost od naročite koristi onda, kada treba osigurati automatsku ravnomjernu raspodjelu opterećenja između pojedinih turboagregata, koji paralelno napajaju mrežu, tj. kada treba podesiti statičku karakteristiku regulacije jednog turboagregata prema drugima.

Kako tlak impulsnog ulja mora biti isključivo funkcija broja okretaja, treba ga učiniti neovisnim od uobičajenih promjena tlaka u uljnom sustavu. Zato se ispred davača impulsa ugrađuje redukcijski ventil, sl.17.14, koji reducira promjenljivi ulazni tlak na konstantnu vrijednost. Da bi se omogućilo djelovanje regulatora broja okretaja na razvodnik servomotora ili na razvodno polužje, potrebno je pretvoriti promjene tlaka impulsnog ulja u odgovarajuće pomake. To se obavlja u primarnom releju,

prikazanom na sl.17.15. Ovaj se uređaj sastoji od prihvatača impulsa i hidrauličkog pojačala. Impulsno ulje se dovodi iznad stapa prihvatača (2) na koji s donje strane djeluje opruga (1). Svako vrijednosti tlaka impulsnog ulja unutar radnog područja odgovara određeni progib opruge (1), a time i određeni položaj stapa (2). Stap prihvatača (2) pomiče prigušni čep u stapu pojačala (4), mijenja izlazni presjek za istjecanje ulja iz prostora iznad stapa, a time i tlak ulja u tom prostoru. Stap (4) slijedi gibanje prigušnog čepa pod uzajamnim djelovanjem opruge (3) i tlaka ulja iznad njega. Kod kondenzacijskih turbina koje nemaju razvodna polužja, primarni relej se prigraduje uz sam razvodnik servomotora, a kod turbina sa razvodnim polužjem (turbine s oduzimanjima i protutlačne) izvodi se zasebno i postavlja se ispod razvodnog polužja na najpovoljnije mjesto. Na taj je način eliminirano polužje koje je kod ranije opisanih izvedbi regulatora spajalo regulator (smješten na prednjem ležajnom bloku turbine) sa servomotorom ili razvodnim polužjem, što je naročita prednost kod većih objekata kod kojih je to polužje bilo veoma glomazno. Također neki proizvođači kao regulator broja okretaja koriste impulsnu centrifugalnu pumpu (rotor).

### **17.9.2. Regulator tlaka**

Kod turbina s reguliranim oduzimanjem (ili oduzimanjima) mora se vršiti regulacija tlaka oduzete pare koju obavlja regulator tlaka. Regulator tlaka je izveden kao proporcionalni regulator s metalnim mijehom i ugrađenim hidrauličkim pojačalom, sl.17.16. Tlak pare djeluje u prostoru koji okružuje metalni mijeh (1), pa preko njega djeluje vertikalnom silom na vreteno regulatora (10). Ova se sila uravnotežuje silom opruge (2), čiji prednapon se može podešavati pomoću odgovarajućeg uređaja (3). Ovaj uređaj omogućava podešavanje reguliranog tlaka za vrijeme pogona unutar relativno širokih granica. Hod vretena regulatora, koji ima vrijednost svega 2,5 mm (uvjetovanje malim dopuštenim progibom metalnog mijeha (1)), povećava se za omjer krakova prijenosne poluge i prenosi se prigušnom čepu (7) hidrauličkog pojačala. Budući da je ovo povećanje hoda veliko (10 i više puta), to bi i male pulzacije tlaka mogle izazvati nestabilnost regulacije. Da bi se to spriječilo, paralelno s prigušnim čepom (7) vezana je na prijenosnu polugu i hidraulička kočnica (4), koja prigušuje sve neželjene oscilacije. Stap hidrauličkog pojačala (6) slijedi gibanje prigušnog čepa (7) pod djelovanjem tlaka ulja i opruge na isti način, kako je već opisano kod pojačala primarnog releja. Pomaci stapa pojačala (6) prenose se razvodnom polužju preko vlačne motke (8). Ručno isključivanje regulatora tlaka može se za vrijeme pogona vršiti pomoću ekscentra (9). Slaba strana ovog regulatora je veliko mehaničko povećanje hoda vretena pomoću prijenosne poluge, jer je zbog toga utjecaj trenja i zračnosti u zglobnim vezama prilično velik. Ova konstrukcija ipak zadovoljava potrebe eksploatacije, koja najčešće ne postavlja tako oštre zahtjeve na regulaciju tlaka.

### **17.9.3. Razvodnici i servomotori**

Sile koje se javljaju kod premještanja regulatora broja okretaja, kao što je utvrđeno, nisu dovoljne za premještanje izvrsnih regulacijskih ustrojstava. Zato se između regulatora i regulacijskih ventila ugrađuju elementi, pojačala, koja se sastoje od razvodnika i servomotora. Razvodnici sustava regulacije trebaju raditi s minimalno dozvoljenim trenjem i maksimalnom sigurnosti i trajnosti. Trenje dovodi do neosjetljivosti sustava regulacije i njihanje opterećenja u granicama stupnja neosjetljivosti. Na sl.17.17 prikazan je tzv. pretvornik tlaka, koji je element hidrodinamičkog sustava regulacije turbine i koji pojačava tlačni impuls pumpe-regulatora. Glavni je element pretvornika razvodnik, koji se pomiče u čahuri, koja je smještena u kućištu pretvornika. Položaj razvodnika je definiran s jednakosti sila, koje nastaju djelovanjem opruge i dovođenjem ispod razvodnika ulja pod tlakom, koji ostvaruje glavna uljna pumpa-regulator. Kod promjene broja okretaja mijenja se položaj razvodnika, koji upravlja tlakom ulja u impulsnim linijama, koje se koriste za upravljanje radom razvodnika za prekid. Zbog smanjenja sila trenja gornji se oslonac razvodnika izvodi kao zglojni. Tako je izveden i gornji oslonac opruge, što smanjuje ukošavanje razvodnika i njegovo nasjedanje na površine čahure. Na donjem stapu razvodnika postoje četiri suprotno razmještena provrta, kroz koje protječe ulje.

Sila u opruzi može se mijenjati ručno zakretanjem točkica ili daljinski pomoću servo-elektromotora. Jedan te isti položaj razvodnika kod različite sabijenosti opruge dostizati će se kod različitih tlakova ispod razvodnika, tj. kod različitih brojeva okretaja turboagregata. Na taj način, opruga zajedno s regulacijskim mehanizmom za opterećivanje služi kao sinkronizator. Na sl.17.18 prikazana je

konstrukcija bloka razvodnika za razdvajanje. Glavni element bloka je razvodnik, koji se pomiče u čahuri, koja je uprešana u kućište bloka. Razvodnik ima dva para stapova, čiji rubovi upravljaju dovodenjem ulja od glavne uljne pumpe u servomotor regulacijskih ventila i odvodom ulja iz njega. Razvodnik je odozgo opterećen oprugom, a odozdo tlakom impulsnog ulja, koje dolazi od pretvornika tlaka. Zbog održanja visoke osjetljivosti predviđene su konstrukcijske mjere u cilju smanjenja zakošenja razvodnika (zglobni oslonci, hidrauličko samocentriranje razvodnika). Upravljački stapovi su izvedeni s malim prekrivanjem s obzirom na kanale te su njihovi rubovi trokutasto zakošeni što osigurava ravnomjerno dovodenje ulja u servomotor. Na sl.17.19 prikazan je servomotor, čiji se stap (7) s navučenim mjedenim prstenom (12) premješta u kućištu (2), pod djelovanjem ulja pod tlakom, koje se dovodi preko razvodnika za prekid u donji ili gornji prostor (ispod ili iznad stapa).

Kraj (5) poluge (3) izveden u obliku kugle, koja pokreće preko sustava poluga regulacijske ventile turbine, učvršćen je u kuglastom zglobu (6) pomoću čahure (4) unutar gornjeg usmjeravajućeg dijela stapa. Kraj u obliku kugle omogućuje odstupanje poluge (3) s obzirom na os stapa bez zaribavanja; tome pridonosi i smještaj kraja poluge blizu stapa. Prethodno je naglašeno, da je za siguran rad regulacije potreban "isključivač" (povratna veza), koji vraća razvodnik za prekid u srednji položaj kada regulacijski ventili dostignu traženi položaj. Kod servomotora prikazanog na sl.17.19, ulogu isključivača ima cijev (8) s prorezima duž izvodnica, u koju se dovodi ulje iz impulsne linije; tlak u toj liniji određuje položaj razvodnika za prekid (pogledati sl.17.18). Na donjem cilindričnom dijelu stapa servomotora, koji se premješta u cilindru (9), ugrađeni su brtveni prsteni (10) i plivajući prsten (11), koji reguliraju odvod ulja iz impulsne linije kroz proreze u cijevi (8) u usisnu liniju pumpe. Za pokretanje bregastog vratila regulacijskih ventila koristi se hidraulički krilni servomotor s ugrađenim razvodnikom i povratnim mehanizmom, sl.17.20.

Razvodnik (1) propušta tlačno ulje s jedne ili druge strane krila (2), ovisno o smjeru njegovog pomaka iz srednjeg položaja, a istovremeno spaja suprotni uljni prostor s izljevom. Zbog tako stvorene razlike tlaka koja djeluje na krilo servomotora (2), ono zakreće osovinu (3), a s njim i povratni brijeg (4). Povratni brijeg vraća pomoću povratnog polužja razvodnik u srednji položaj i tako zaustavlja daljnje zakretanje servomotora. Zahvaljujući djelovanju povratnog brijega, čija je krivulja izvedena kao Arhimedova spirala, zakret servomotora raste linearno s pomakom vlačne motke z. Ovaj se zakret prenosi pomoću spojke (6) na bregasto vratilo, a kut zakreta se može očitati na brojčaniku (7). Uz razvodnik servomotora namijenjenih kondenzacijskim turbinama direktno se prigraduje primarni relej, čiji stap hidrauličkog pojačala djeluje na povratno polužje na mjestu, gdje je na sl.17.20 ucrtana vlačna motka z. Opskrbljivanje sustava regulacije s radnim fluidom osigurava se s uljnim pumpama.

Kod korištenja u sustavima za podmazivanje i regulaciju kao jedinog radnog fluida organsko ulje, njegovo dovodenje se ostvaruje s glavnom uljnom pumpom, koja je ugrađena na vratilo turbine, a kod upuštanja, s pomoćnom uljnom pumpom. U poglavlju 16 su prikazane konstrukcije glavne uljne pumpe. Regulacijski sustavi, kod kojih se kao radni fluid koriste nezapaljiva ulja, obično su odvojeni od sustava podmazivanja ležaja i imaju vlastiti sustav za opskrbljivanje uljem. Na sl.17.21 prikazana je shema opskrbljivanja uljem turbine gdje se za rad koristi nezapaljiva kapljevinna. Pošto izađe iz sustava regulacije nezapaljivo organsko ulje prolazi kroz pakete zračnih hladnjaka, mrežaste filtre i hladnjak ulja, koji su ugrađeni u spremniku za ulje, i dovodi se na usis jedne od pumpi koje pogone izmjenični elektromotori i koje usmjeravaju ulje u sustav regulacije. Druga identična pumpa stalno se nalazi u rezervi i automatski se uključuje kod smanjenja tlaka u tlačnoj liniji, npr. kod prijelaznih pojava, kada protok ulja može porasti za 4 do 5 puta. Uključivanje rezervne pumpe se osigurava elektrokontaktom preko releja za slučaj havarije. Za održavanje tlaka u tlačnom cjevovodu ulja kod prekapčanja pumpi, a također i kod prekida napajanja elektromotora za kratko vrijeme (do 5 s) služi akumulator s oprugom (11). Dio se ulja stalno propušta kroz filter za fino čišćenje zbog odstranjivanja finih mehanički nečistoća. Pomoćna pumpa omogućava odvođenje ulja iz spremnika ili ga usmjerava u filter za fino pročišćavanje. Kod sustava regulacije s nezapaljivim uljima tlak je 4 do 5 MPa. Da bi se on ostvario koriste se specijalne višestupanjske centrifugalne pumpe, kod kojih tlak na izlazu slabo ovisi o protoku. Na sl.17.22 prikazana je konstrukcija takve pumpe.

Pumpa vertikalne konstrukcije sastoji se od cilindričnog kućišta (5) u čijem je donjem poklopcu (16) izvedena usisna komora, a u gornjem (11), zupčasta spojka (9), koja spaja vratilo (2) pumpe i vratilo (10) elektromotora, koji je pričvršćen za priрубnicu gornjeg poklopca (11). Kod normalnog rada ulje

uzastopno prolazi kroz devet stupnjeva pumpe, gdje se svaki stupanj sastoji od rotora (3) navučenog na vratilo (2) i naknadnog usmjeravajućeg ustrojstva (7), koje povisuje tlak i usmjerava ulje u rotor narednog stupnja. Između stupnjeva su ugrađene dijafragme (6) s brtvenim čahurama (4). Iz usmjeravajućeg ustrojstva (14) posljednjeg stupnja ulje dolazi u unutarnju tlačnu komoru kućišta i otuda u sustav regulacije. Rotor pumpe se vrti u nosivim ležajima (1) i (8), koji se podmazuju upravo s uljem koje se transportira. Za preuzimanje aksijalne sile, koja djeluje na rotor, služi rasteretni disk (12), koji se oslanja na ploču (13) preko uljnog filma, koji nastaje između njih kod prolaza ulja iz gornjeg ležaja u prostor gornjeg poklopca (11). Kod zaustavljanja pumpe tlak u tlačnom prostoru opada, opruga amortizera (17) pritišće prema gore kuglasti kraj (15), koji preuzimajući čitavu masu rotora pumpe ne dozvoljava oštećenje površina rasteretnog diska i ploče.

Za sustave regulacije gdje se kao radna kapljevina koristi voda, uzima se voda pod tlakom 2 do 2,5 MPa iza pumpi kondenzata, koje transportiraju kondenzat iz kondenzatora u otplinjač. Na taj način, u principu kod sustava s vodom nema potrebe za specijalnim pumpama za opskrbljivanje vodom. Isto tako povećani zahtjevi na čistoću vode u početnom periodu eksploatacije turbine, a ponekad i za cijelo vrijeme rada traže korištenje zatvorenog sustava za opskrbljivanje vodom, čiji elementi trebaju biti izrađeni od nehrđajućih materijala s odgovarajućom antikorozivnom zaštitom.

#### **17.9.4. Regulacijski ventili i njihov prigon**

Regulacijski ventili su izvršna ustrojstva sustava regulacije. Na njih se postavljaju sljedeći zahtjevi.

- 1) Rad ventila treba biti naročito siguran, pošto oni trebaju osiguravati ne samo zadano opterećenje turbine, nego su ujedno i izvršni organi jedne od kontura sustava zaštite. Ventili trebaju nepropusno nalijegati na sjedišta kod njihove potpune zatvorenosti kako bi se izbjegao pobjeg turbine kod ispada opterećenja. Konstrukcija kućišta ventila ne smije prouzrokovati visoka temperaturna naprezanja, koja bi mogla prouzrokovati ograničenje brzine upuštanja i opterećivanja turbine.
- 2) Kod potpune otvorenosti ventila gubici tlaka na njima trebaju biti što manji, jer prigušivanje pare dovodi do smanjenja raspoloživog toplinskog pada.

Danas se za upuštanje pare u turbinu koriste isključivo ventili s jednim sjedištem, koji mogu osigurati dovoljno nepropusno nalijeganje na sjedište kod potpune zatvorenosti. Zbog očuvanja nepropusnosti ventila kod mogućih malih zakošavanja, njihova se površina izvodi u obliku kugle. Isto tako se i u tom slučaju tokom vremena pojavljuje propuštanje zbog trošenja (erozije) sjedišta i čaše ventila strujanjem pare kod male otvorenosti, kada su brzine strujanja pare velike (kritične ili blizu njih). Sjedišta ventila imaju kanale koji se šire (difuzore), i koji omogućavaju kod proračunskog režima postupno uspostavljanje tlaka pare ispred protočnog dijela turbine. To omogućuje primjenu ventila s malim presjecima, što smanjuje sile koje djeluju na njih, i u nizu slučajeva olakšava njihovo premještanje. Konfiguracija ventila i njegovog sjedišta odabire se tako, da bi bila osigurana linearna veza između pomaka ventila i protoka pare kroz njega, što pojednostavljuje u cjelini sustav regulacije. Osim toga, za siguran rad turbine na praznom hodu otvaranje prvog ventila treba biti ostvareno uz značajno premještanje vretena, ali uz istovremeno postizanje male otvorenosti i male promjene stupnja otvorenosti.

Na sl.17.23 prikazan je presjek kroz jedan visokotlačni ventil s pogonskim mehanizmom. Ventil je smješten u grupi s ostalim regulacijskim ventilima na ulaznom kućištu turbine i kroz njega ulazi para direktno u sapnište turbine. Konus ventila (10) dosjeda na sjedište (12) i tako zatvara prolaz pari u turbinu. Prilikom zakretanja bregastog vratila u smjeru otvaranja, brijeg otvaranja (5) zakreće trokraku polugu (3) i preko potporne oštrice (2) podiže vreteno ventila (7) zajedno s njegovom vodilicom (13), savladavajući silu opruge (1). Kad vreteno ventila započne svoje kretanje prema gore, konus ventila (10) još leži na sjedištu (12) pritisnut odozgo tlakom pare, a otvara se samo centralni otvor u konusu (pladnju) ventila, koga je zatvarao gljivasti završetak vretena ventila. Ovo predotvaranje, koje je omogućeno vertikalnom zračnosti u graničnicima (11) i ima vrijednost 1 do 1,5 mm, dovoljna je da propusti paru iz prostora iznad konusa, koja dolazi kroz raspoređivanje između konusa ventila (10) i vodilice

konusa (9) i pritiskuje konus ventila o sjedište. Na taj se način postiže praktički potpuno rasterećenje konusa ventila, pa pogonski mehanizam ventila mora u normalnim uvjetima savladati samo silu opruge (1) i trenje u brtvi. Zatvaranje ventila vrši se djelovanjem opruge (1). Kako bi se osiguralo sigurno zatvaranje i u slučaju kada sila opruge (1) ne može savladati otpore vretena (to se događa samo kod zaribavanja vodilice vretena ili u sličnim nenormalnim uvjetima pogona), na bregastom vratilu je smješten i brijeg za zatvaranje (4). On u takvom slučaju prisilno zatvara ventil preko trokrake poluge (3), koristeći zakretni moment servomotora za stvaranje dodatne sile na vreteno.

Karakteristika regulacijskog ventila najviše ovisi o obliku brijega za otvaranje na bregastom vratilu i o obliku sjedišta ventila. Oblik krivulje brijega za otvaranje (5) određuje se proračunskim putem, tako da količina pare koja prolazi kroz ventil je proporcionalna zakretu razvodne osovine, tj. da karakteristika ventila bude približno linearna. Veće odstupanje od ovog uvjeta, tj. veće nelinearnosti, a naročito eventualni diskontinuitet u karakteristici regulacijskih ventila, mogu veoma lako izazvati nestabilnosti regulacije, naročito pri malim snagama turbine i u praznom hodu. Kako je stabilno održavanje broja okretaja turbine u praznom hodu veoma važno zbog sinkronizacije turboagregata s mrežom prije uključivanja, to se konstrukciji i izradi bregova otvaranja posvećuje velika pažnja. Kako se unutar ulaznog kućišta turbine nalazi svježa para s često veoma visokim parametrima (tlak oko 100 bara i temperatura 540°C), to brtvljenje vretena ventila predstavlja poseban problem. Izvodi se tzv. pampus-brtvom, koja je smještena u ventilskom nastavku (8). To je masa koja se sastoji od ugljenih zrnaca presvučenih slojem grafita, koja su sabijena u prostoru između vretena ventila i kućišta pomoću graničnih ugljenih prstena i preklapne matice.

Na sl.17.24 prikazan je sustav regulacijskih ventila za dovodjenje pare turbini. Para se iz brzozatvarajućeg ventila dovodi u ventilsku kutiju koja je zavarena na poklopac kućišta turbine. Unutar kutije je smješteno šest sjedišta ventila, na kojima je razmješteno šest ventila. Vretena svih ventila prolaze kroz provrte u nosaču, a sam se nosač pomoću dva vretena preko poluge i sustava poluzja podiže i spušta preko vretena servomotora kakav je prikazan na sl.17.19. Kod podizanja stapa servomotora nosač se premješta prema gore. Vreteno svakog od ventila završava s maticom, pa zbog toga nakon premještanja prema gore za cijelu dužinu vretena odgovarajućeg ventila nosač ga zahvaća za maticu i otvara ventil. Vretena ventila imaju različite dužine, i zbog toga se kod podizanja nosača otvaraju uzastopno. Analizirani se sustav ventila primjenjuje samo kod umjerenih početnih parametara (do 550°C i do 9 MPa). Kod viših temperatura smještaj sapničkih kutija samo u jednoj polovici kućišta turbine (u gornjoj ili donjoj) nije moguć zbog pojave neravnomjernosti temperature po obodu kućišta turbine. Zbog toga je potrebno sapničke kutije razmjestiti po cijelom obodu dovodjenja pare; kod toga svaki regulacijski ventil ima svoje vreteno koje izlazi van. Kod visokih tlakova pare, sile, koje su potrebne za otvaranje ventila, intenzivno rastu zbog povećanja razlike tlaka ispred i iza ventila, te mogu biti i nekoliko tona. Posebno visoke vrijednosti te sile dostižu kod vretena ventila, koji se otvara prvi, pošto ispred ventila može biti ulazni tlak, a iza njega vakuum. Te sile se povećavaju s porastom snage turbine, pošto protok pare i površina ventila, potrebna za njen prolaz, bitno rastu (kod većih brzina u ventilu se javljaju viši gubici kod nominalnog režima).

Za takve se uvjete pokazuje racionalna konstrukcija prikazana na sl.17.25. Regulacijski ventili (5) su ugrađeni odvojeno u kućištima ventila (7), iz kojih para ulazi u regulacijski stupanj (u sapničke kutije (8)). Svaki ventil se premješta pomoću vretena i poluzja (6). Vreteno servomotora (1) preko sustava poluga, letve (2) i u njoj spregnutog zupčanika okreće bregasto vratilo (3) smješteno u ležajima (nije prikazano na sl.17.25). Bregovi na bregastom vratilu (4) pri njegovom okretanju, po određenom redu otvaraju regulacijske ventile. Na sl.17.26.a prikazana je konstrukcija regulacijskog ventila, čija regulacijska čaška dovodi paru iz parne kutije (9) kroz difuzor (11) u sapničku kutiju (13), koja je zavarena u kućište turbine (12), k sapnicama. Na bregastom vratilu (5), kojeg okreće servomotor preko zubne letve, smješteni su bregovi (6) (po jedan za ventil), koji pomiču preko valjčića (4) pogonsku polugu (17). Kod pomicanja poluge prema gore ona podiže okvir (3) k donjoj prirubnici za koju je pričvršćeno vreteno (7), koje se pomiče unutar cilindra (8). Na drugom je kraju tog vretena smješten ventil (10), koji se također podiže. Pri tome se istovremeno tlači opruga (2).

Sam je ventil prikazan na sl.17.26.b. Unutar osnovnog ventila (3) smješten je rasteretni ventil (4). U početku otvaranja ventila pomicanje vretena (1) dovodi do podizanja rasteretnog ventila; pri tome tlak unutar osnovnog ventila malo se razlikuje od tlaka iza njega i dolazi do djelomičnog rasterećenja

osnovnog ventila. Zatim, nakon podizanja rasteretnog ventila za oko 8 mm, dolazi do podizanja osnovnog ventila. Konstrukcija ventila treba osiguravati, kako je prethodno naglašeno, ne samo rasterećenje prilikom otvaranja ili djelomičnih opterećenja, nego i nepropusno nalijeganje u zatvorenom stanju. Zbog toga je u kućištu (15) parne kutije izveden kanal a, koji osigurava ulazni tlak unutar osnovnog ventila uz zatvoreni rasteretni ventil. Ventil s vretenom treba biti konstruiran tako, da kod svih režima smjer sile koja djeluje na vreteno, izaziva njegovo rastezanje. To isključuje mogućnost njegovog zaribavanja kod podizanja ili spuštanja ventila. Osim toga, to omogućava da se izbjegnu pulzacije ventila kod promjene smjera sile pare. Za to služi pritezni vijak (1) i opruga (2), koja također omogućuje kompenzaciju toplinskih deformacija vretena (7) i okvira (3), ne dopuštajući nikakve zazore zbog kojih može doći do vibracija ventila. Na kraju, kod nekih havarijskih situacija, kada servomotor ne može zatvoriti regulacijske ventile (npr., kod ispada pumpe sustava regulacije ili pucanja cjevovoda za dovod ulja k servomotoru), opruga (2) prevladava otpor svih elemenata prijenosnog mehanizma i zatvara regulacijske ventile. Na taj je način turbina zaštićena od pobjega.

Između vretena i čahure ventila ostavlja se značajan radijalni zazor, koji je 0,2 do 0,4 mm kod relativno malog promjera vretena (40 do 60 mm). To je potrebno, kao prvo, zbog toga što je kod većih dužina vretena (do 1 m) njega teško izraditi idealno ravnim; kao drugo, u zazoru dolazi do protjecanja pare duž vretena. Zbog iskorištavanja njene topline brtva vretena se parovodom (16) spaja s predgrijačem napojne vode. Korištenje topline pare koja protječe duž vretena koristi se u dva stupnja: duž vretena se izvode dva odvođenja pare slično kao i kod prednje labirintne brtve. Para se iz prvog odvođenja usmjerava u otplinjač, a iz drugog u hladnjak ejektora, u kojem je tlak niži od atmosferskog. Takva shema u potpunosti onemogućuje istrujavanje pare u strojarnicu. Regulacijski ventili suvremenih snažnih turbina, u pravilu, se izvode u kombinaciji s brzozatvarajućim ventilima sustava zaštite.

### 17.10. Vrste regulacijskih sustava s obzirom na način kako se para dovodi turbini

Snaga turbine mora se prilagoditi opterećenju da bi se održao pogonski broj okretaja. Kao što je poznato unutarnja snaga turbine  $P_i$  je jednaka:

$$P_i = G \cdot h_{is} \cdot \eta_i$$

gdje  $G$  - maseni protok pare kroz turbinu;

$h_{is}$  - izentropski toplinski pad;

$\eta_i$  - unutarnja iskoristivost turbine.

Promjena snage dobiva se uplivom na dva glavna faktora: na maseni protok pare kroz turbinu te toplinski pad. Regulacija prigušivanjem ima upliva istodobno na oba faktora: i na maseni protok pare i na toplinski pad; regulacija punjenja (grupa sapnica) ima upliva samo na maseni protok pare, dok toplinski pad ostaje nepromijenjen. Kod jedne i kod druge vrste regulacije djeluju i promjene koeficijenta iskoristivosti. Postoji i kombinirana regulacija kao kombinacija prethodno dvije navedene. Bit će također govora i o by-pass regulaciji kao i regulaciji s kliznim tlakom.

#### 17.10.1. Regulacija prigušivanjem

Kod regulacije prigušivanjem sva količina pare, koja se dovodi u turbinu, regulira se s jednim ili nekoliko ventila koji se istovremeno otvaraju ili zatvaraju, nakon kojih para ulazi u zajedničku za sve ventile grupu sapnica. Znači sva para, koja ulazi kod nižeg opterećenja u turbinu podvrgava se prigušivanju, te para ispred sapničke rešetke prvog regulacijskog stupnja kod promjene protoka kroz turbinu ostaje konstantna i jednaka entalpiji svježje pare. Prikazat će se proces ekspanzije u turbini s regulacijom prigušivanjem u h-s dijagramu, sl.17.27. Pretpostavit će se da je kod nominalnog režima regulacijski prigušni ventil u potpunosti otvoren, i proces ekspanzije pare u turbini predstavlja u h-s dijagramu linija *ab*. Kod smanjenja opterećenja prigušni ventil nije u potpunosti otvoren, pa se tlak ispred sapnica prvog stupnja snižava s  $p_0$  na vrijednost  $p_1$  a entalpija  $h_0$  zadržava svoju prethodnu vrijednost (točka *c*). Tlak pare na izlazu  $p_2$  je jednak kako kod nominalnog režima tako i kod smanjenog opterećenja. Raspoloživi toplinski pad turbine uz smanjeni protok pare smanjuje se s

vrijednosti  $\Delta h_0$  na vrijednost  $\Delta h_0'$  i proces ekspanzije predstavlja linija *cd*. Istovremeno se snižava i unutarnja iskoristivost turbine.

### **17.10.2. Regulacija grupa sapnica**

Kod regulacije grupa sapnica para se dovodi turbini kroz nekoliko regulacijskih ventila, od kojih svaki dovodi paru svom odvojenom sapničkom segmentu, sl.17.28, pri čemu se otvaranje ili zatvaranje ventila ne odvija istovremeno, već u različitim vremenskim razmacima. Zahvaljujući tome gubici prigušivanja kod smanjenog opterećenja ne odnose se na ukupnu količinu pare, nego samo na njen dio koji upravo struji kroz regulacijski ventil koji nije u potpunosti otvoren. Uz potpunu otvorenost svih ili nekoliko (jednog, dva i itd.) regulacijskih ventila i zatvorenost ostalih ventila gubici prigušivanja gotovo ne postoje. Zbog toga se ekonomičnost turbine s regulacijom grupa sapnica kod promjene opterećenja puno manje mijenja nego kod turbina koje imaju regulaciju prigušivanjem. Osobito veliku prednost ima regulacija grupa sapnica kod protutlačnih turbina, kod kojih su zbog visoke vrijednosti omjera  $p_2/p_0$  gubici prigušivanja značajni. Kod stacionarnih turbina, koje rade u termoelektranama, regulacija grupa sapnica je najrasprostranjenija. Kod analize regulacije grupa sapnica treba razlikovati dva toka pare. Osnovni tok koji struji kroz u potpunosti otvorene regulacijske ventile i dolazi u sapničke segmente regulacijskog stupnja gotovo bez prigušenja s tlakom koji je blizu tlaka svježje pare  $p_0$  (samo gubici potpuno otvorenih ventila), sl.17.29. Drugi tok pare struji kroz djelomično otvoreni ventil te se prigušuje, u to većoj mjeri što je manje otvoren ventil, tako da je tlak pare  $p_{0,5}$  s ispred sapnica značajno niži od tlaka svježje pare  $p_0$ , sl.17.29. U skladu s tim, toplinski pad i apsolutna izlazna brzina pare iz sapničke rešetke s osnovnim tokom je veća nego kod drugog. U prostoru regulacijskog stupnja dolazi do miješanja oba toka pare i kao rezultat toga nastaje mješavina s entalpijom  $h_1$ , sl.17.29.

### **17.10.3. Kombinirana regulacija**

Parne turbine mogu se također regulirati tako da se do približno polovičnog ili nešto većeg opterećenja regulira glavnim prigušnim ventilom ukupna količina pare (regulacija prigušivanjem), a kod većih opterećenja se regulira otvaranjem grupa sapnica.

### **17.10.4. By-pass regulacija**

By-pass regulacija najčešće se primjenjuje zajedno s regulacijom prigušivanjem. Isto tako ona se u nizu slučajeva kombinira i s regulacijom grupa sapnica, posebice za režime preopterećenja turbine preko nominalnog. Principijelna shema turbine s by-pass regulacijom prikazana je na sl.17.30. Svi stupnjevi turbine su izvedeni s punim privodom pare. U prvi se stupanj turbine para dovodi kroz ventil (1), koji radi kao prigušni sve dok tlak ispred sapnica prvog stupnja ne postane jednak tlaku svježje pare. Kada tlak ispred prvog stupnja je blizu tlaka svježje pare, počinje se otvarati by-pass ventil (2), kroz koji se dio pare, koji obilazi prvu grupu stupnjeva, usmjerava direktno u treći stupanj. Površine presjeka za strujanje trećeg stupnja su veće nego prvog stupnja. Zato otvaranje by-pass ventila omogućava propuštanje kroz turbinu povećane količine pare te samim time postizanje povišene snage turbine. Ponekad se kod turbina, koje su predviđene za visoke ulazne parametre, primjenjuje tzv. unutarnja by-pass regulacija, sl.17.31, kod koje dio pare iz prostora iza regulacijskog stupnja obilazi preko by-pass ventila nekoliko prvih stupnjeva. Uz otvoreni by-pass ventil otvara se dodatna grupa sapnica, koja dovodi paru u regulacijski stupanj, zahvaljujući čemu će tlak i temperatura pare u prostoru iza regulacijskog stupnja biti približno konstantni, ne gledajući na povećanje protoka pare.

### **17.10.5. Regulacija pomoću kliznog tlaka**

S pojavom termoenergetskih postrojenja blokovskog tipa upuštanje turbine počelo se provoditi istovremeno s potpalom generatora pare, tj. s kliznim parametrima pare, pri čemu se ne samo povećanje broja okretaja i uključenje generatora na mrežu, već i povećanje opterećenja turbine izvodi do punog uz postupno rastući tlak i temperaturu svježje pare, uz potpuno otvorene regulacijske ventile. Kod regulacije snage pomoću ventila turbine generator pare i parovodi svježje pare nalaze se stalno



pod nominalnim tlakom. Kod regulacije snage generatorom pare, kada su regulacijski ventili turbine u potpunosti otvoreni i opterećenje se mijenja proporcionalno tlaku svježeg pare, dugotrajni rad kod nižeg tlaka povisuje sigurnost i radni vijek ogrijevnih površina kotla i parovoda. Osim toga, ako se tlak pare ispred turbine mijenja polagano ("klizi"), a temperatura pare se drži konstantnom (nominalnom), to uz potpuno otvorene regulacijske ventile temperatura većine najodgovornijih elemenata turbine ostaje nepromijenjena. Zahvaljujući tome kod promjene opterećenja se ne javljaju neravnomjernosti temperaturnih polja u poprečnim presjecima kućišta turbine, koje izazivaju temperaturna naprezanja, koja su karakteristična za djelomična opterećenja turbine s regulacijom grupa sapnica; ne pojavljuju se relativna toplinska rastezanja (ili skraćivanja) rotora; snižavaju se savojna naprezanja, osobito dinamička lopatica prvog stupnja. Prethodne činjenice znatno povisuju sigurnost i manevarske sposobnosti turbine, ne govoreći o mogućnosti pojednostavnjenja njene konstrukcije što pak dalje povisuje ekonomičnost kod nominalnog režima. Također primjena regulacije snage kliznim tlakom omogućuje smanjenje potrebne energije za pogon napojne pumpe koje je proporcionalno smanjenju tlaka napojne vode.

Sve to uvjetovalo je širu primjenu regulacije kliznim tlakom kod turbina u toplanama i nuklearnim elektranama, i to kako u novoizgrađenima, tako i već postojećima koje su imale regulaciju prigušivanjem ili grupa sapnica. Prikaz ekspanzije u h-s dijagramu u turbini kod koje je izvedena regulacija snage kliznim tlakom dan je na sl.17.32.

#### ***17.10.6. Izbor načina dovođenja pare turbini (odn. regulacijskog sustava)***

Kod izbora tipa regulacijskog sustava treba poći od namjene turbine. Ako je turbina predviđena za pokrivanje baznog opterećenja elektroenergetskog sustava, tada ona treba biti projektirana sa što je moguće višom iskoristivosti. Takva turbina u eksploataciji treba raditi po mogućnosti s konstantnim nominalnim opterećenjem te može biti izvedena s manjim brojem regulacijskih ventila uz regulaciju grupa sapnica ili čak s regulacijom prigušivanjem. Isto tako danas se opterećenje elektroenergetske mreže tokom vremena jako mijenja. Tokom noći i vikenda kod mnogih termoelektrana ono se smanjuje za više i od 50%. Kod toga se i relativno mali broj turbina zaustavlja, dok ostale rade s opterećenjem u području od 50% do punog, a za vrijeme vršnih opterećenja do maksimalno mogućeg. Zbog toga je većinu parno-turbinskih postrojenja, uključujući i blokove snage 500, pa čak i 800 MW, potrebno projektirati za rad ne samo za puno, no i za značajno (do 50%) smanjeno opterećenje. Uz takve uvjete najracionalnija je regulacija grupa sapnica, kod koje smanjenje opterećenja turbine dovodi do značajno manjeg pogoršanja ekonomičnosti nego regulacija prigušivanjem. Isto tako osim ekonomičnosti treba također uzeti u obzir i uvjete sigurnosti rada turbine. Kod turbina s regulacijom grupa sapnica, kao što je već rečeno, kod lopatica regulacijskog stupnja mogu se pojaviti značajna dinamička savojna naprezanja zbog parcijalnog privoda pare. Što je veća snaga turbine i veći specifični volumen svježeg pare, to su veći savojni momenti, koji izazivaju naprezanja.

Ne manje važna je i činjenica, da promjena opterećenja turbine kod regulacije grupa sapnica dovodi do značajno velikih promjena temperature pare u stupnjevim turbine, a u skladu s tim i temperature kućišta, puno većih nego što je to kod regulacije prigušivanjem. Ta činjenica je veoma važna za turbine, koje su namijenjene za rad u promjenljivom režimu, uz svakodnevna značajna smanjenja i povećanja opterećenja, te zaustavljanja i upuštanja u rad. Velike i nagle promjene temperature kućišta turbine izazivaju kod takvih režima gradijente temperature koji pak izazivaju temperaturna naprezanja u stjenkama kućišta, koja snižavaju fleksibilnost i sigurnost temperature. Zbog tih činjenica turbine jako velikih snaga, osobito ako rade za zasićenom parom kao što je slučaj u nuklearnim elektranama, obično se izvode s regulacijom prigušivanjem. U slučaju primjene regulacije grupa sapnica važno je odabrati optimalni raspoloživi toplinski pad regulacijskog stupnja kod projektnog režima te optimalni broj sapničkih segmenata.

Ako je iskoristivost regulacijskog stupnja, izvedenog s parcijalnim privodom pare i bez korištenja izlazne brzine, kod nominalnog opterećenja niža nego iskoristivost stupnjeva koji slijede iza njega, iskoristivost cijele turbine kod nominalnog opterećenja bit će to viša, što je manji projektni toplinski pad regulacijskog stupnja. Općenito slijedi da je za turbine koje rade duže vrijeme s punim opterećenjem, poželjno za regulacijske stupnjeve izabrati manji toplinski pad regulacijskog stupnja, a za turbine, koje rade s naglim promjenama opterećenja veći toplinski pad. Pitanje izbora broja

sapničkih segmenata kod regulacije grupa sapnica i utjecaj broja regulacijskih ventila na iskoristivost turbine kod smanjenog opterećenja obično se rješava pomoću dijagrama opterećenja turbine. Kod smanjenja protoka pare snaga turbine s regulacijom prigušivanjem više se smanjuje nego kod turbine s idealnom regulacijom grupa sapnica. Razlika se objašnjava gubicima, koji nastaju prigušivanjem pare u ventilu regulacije prigušivanjem. Prijelaz od četiri na veći broj sapničkih segmenata daje neznatno povećanje snage i istovremeno komplicira konstrukciju turbine. Zbog toga, u pravilu, kod regulacije grupa sapnica primjenjuju se četiri sapnička segmenta, a jako rijetko šest ili osam sapničkih segmenata. Način spajanja sapničkih kanala u odvojene regulacijske grupe odabire se u ovisnosti o tome, u kojem će se području mijenjati opterećenje projektirane turbine tokom eksploatacije i kod kojih će snaga ona raditi najduže vrijeme. Npr., poznato je da turbina najduže vrijeme radi sa snagom 0,4 do 0,8 maksimalne i kratko vrijeme sa snagama manjima od 0,4 i većima od 0,8 maksimalne snage. U takvim uvjetima je svrsishodno da se snage do 0,4 maksimalne postižu uz rad jednog regulacijskog ventila, a daljnje povećanje količine pare za postizanje snage do 0,8 maksimalne se realizira pomoću uzastopnog otvaranja u početku drugog, a zatim trećeg i četvrtog regulacijskog ventila. Uvažavajući kratkotrajni rad kod maksimalne snage, za njeno postizanje može se primijeniti by-pass regulacija.

Kod odabira redoslijeda otvaranja regulacijskih ventila treba voditi računa također o uvjetima progrijavanja kućišta turbine. Zbog toga se npr. često otvaraju istovremeno dva ventila, jedan dovodi paru u donju polovicu, a drugi u gornju polovicu kućišta, u cilju da se oba dijela kućišta jednoliko progrijavaju.

### **17.11. Načelne regulacijske sheme**

Svaka vrsta turbine predstavlja sa stanovišta regulacije poseban problem, koji se rješava prema zahtjevima eksploatacije, a u okviru mogućnosti određenih energetske tokovima u turbini.

#### **17.11.1. Kondenzacijska turbina**

Snaga kondenzacijske turbine ovisi kod konstantnog toplinskog pada u turbini i konstantne iskoristivosti samo o količini pare koja struji kroz turbinu u kondenzator, sl.17.33. Regulacijskim ventilima, koji upuštaju paru u turbinu, upravlja regulator broja okretaja pomoću hidrauličkog servomotora i bregastog vratila i to tako da ih zatvara s porastom broja okretaja. Ovisnost između protoka pare kroz ventile i broja okretaja je obrnuto proporcionalan, pa snaga turbine raste približno linearno sa smanjenjem frekvencije mreže (frekvencijom mreže je određen i broj okretaja turboagregata).

#### **17.11.2. Protutlačna turbina**

Snaga protutlačne turbine ovisi, kao i snaga kondenzacijske, samo o količini pare, koja preko regulacijskih ventila ulazi u turbinu i ekspandira do protutlaka (uz pretpostavku da su prerađeni toplinski pad i iskoristivost konstantni). Način reguliranja takve turbine ovisi o omjeru između potrošnje električne i toplinske energije u okviru energetske sustava u koji je turbina uključena. Ako su potrebe potrošača topline dovoljno velike da uvijek mogu apsorbirati onu količinu ispušne pare, koja je potrebna za proizvodnju tražene električne energije, turbinom upravlja samo regulator broja okretaja. Takav način regulacije koristi se i onda, kada turboagregat napaja mrežu samostalno, pa njegov regulator broja okretaja određuje frekvenciju mreže. U oba ova slučaja snagu turbine, a time i količinu ispušne pare, diktira regulator broja okretaja turbine ovisno o električnom opterećenju generatora, a manjak ispušne pare se nadoknađuje preko redukcijske stanice ili iz drugih izvora. Takva regulacija protutlačne turbine je potpuno jednaka regulaciji čisto kondenzacijske turbine.

Ako, međutim, turboagregat napaja zajedničku električnu mrežu, koja može pokriti eventualne manjkove, odnosno preuzeti viškove električne energije, snagu turbine će diktirati momentalne potrebe potrošača ispušne pare. Turbinom primarno upravlja regulator protutlaka, dok se broj okretaja turboagregata održava frekvencijom zajedničke električne mreže, sl.17.34. Djelovanje regulatora broja okretaja dolazi do izražaja samo onda, kada turboagregat nije priključen na zajedničku električnu

mrežu. To se postiže smještanjem radne karakteristike regulatora u područje iznad normalnih oscilacija frekvencije mreže, tako da u slučaju ispada generatora iz zajedničke mreže regulator broja okretaja turbine prihvati turbinu i stabilizira njezin broj okretaja nešto iznad nominalnog. Budući da su regulatori opremljeni uređajem za podešavanje broja okretaja, to se može izvršiti ponovna sinkronizacija agregata s mrežom, uključiti generator na mrežu i ponovno podići karakteristiku regulatora iznad oscilacija frekvencije mreže. Regulator broja okretaja i regulator protutlaka upravljaju regulacijskim ventilima preko razvodne poluge i hidrauličkog servomotora. Razvodna poluga je shematski prikazana na sl.17.35. Strelicama  $p$  i  $n$ , označeno je djelovanje regulatora protutlaka i broja okretaja u slučaju porasta ovih veličina, a strelicom  $z$  pomak razvodne poluge, koji izaziva zatvaranje regulacijskih ventila. U normalnom pogonu hvatište regulatora broja okretaja predstavlja čvrstu točku poluge, pa regulacijskim ventilima upravlja samo regulator protutlaka. U slučaju znatnog porasta broja okretaja, regulator broja okretaja zatvara regulacijske ventile bez obzira na položaj regulatora protutlaka.

### 17.11.3. Kondenzacijska turbina s jednim reguliranim oduzimanjem

Kondenzacijska turbina s jednim reguliranim oduzimanjem se sastoji od visokotlačnog i niskotlačnog dijela, koji su kod većih turbina smješteni u posebnim kućištima, a kod manjih u zajedničkom, sl.17.36. Para prolazi preko visokotlačnih regulacijskih ventila kroz visokotlačni dio turbine iza kojeg se jedan dio pare odvaja potrošačima, a drugi dio prolazi preko niskotlačnih regulacijskih ventila kroz niskotlačni dio turbine u kondenzator. Snaga turbine je jednaka zbroju snaga visokotlačnog i niskotlačnog dijela, tj. ovisi o protočnim količinama pare kroz te dijelove. To znači da postoji izvjesna ovisnost između količine oduzimanja i snage turbine, kao što se vidi iz radnog dijagrama jedne takve turbine snage 2 MW, prikazanog na sl.17.37. Omjer snage i količine oduzimanja može postići bilo koju vrijednost unutar površine u dijagramu, određene poligonom  $a-b-c-d-e-f-g-a$ , tj. između dva ekstremna slučaja pogona - čisto kondenzacijskog i čisto oduzimmnog. U slučaju čisto kondenzacijskog pogona, zatvoren je odvod pare potrošačima, pa cijela količina pare koja ulazi u turbinu ekspandira do tlaka u kondenzatoru. Budući da se pri tome u turbini prerađuje cijeli raspoloživi toplinski pad između ulaznog stanja pare i tlaka u kondenzatoru, to će medim prirastima protočne količine pare odgovarati relativno veliki prirast električne snage. Ovakav pogon je u dijagramu određen dužinom  $a-g$ . U slučaju čisto oduzimmnog pogona, zatvoreni su niskotlačni regulacijski ventili, pa gotovo sva para odlazi potrošačima. Kroz niskotlačni dio turbine prolazi samo mala količina pare potrebna za hlađenje rotora, koji se unatoč dubokom vakuumu znatno zagrijava zbog ventilacije. Prerađeni toplinski pad u turbini je u ovom slučaju znatno manji nego u slučaju čisto kondenzacijskog pogona, pa je i prirast snage po jedinici prirasta protočne količine pare proporcionalno manji. Ovakav je pogon u dijagramu određen dužinom  $b-c$ .

Visokotlačnim i niskotlačnim regulacijskim ventilima istovremeno upravljaju regulator broja okretaja i regulator tlaka oduzimanja. Oba regulatora pomiču razvodnu polugu, čijim je omjerom krakova određen njihov utjecaj na pojedine grupe ventila tako da regulator broja okretaja samostalno regulira snagu turbine, a regulator tlaka regulira količinu oduzimanja. Raspored hvatišta pojedinih ustrojstava na razvodnoj poluzi shematski je prikazan na sl.17.38. Strelice  $n$  i  $p$  pokazuju smjer pomicanja hvatišta regulatora broja okretaja i regulatora tlaka pri porastu ovih veličina, a strelica  $z$  smjer pomicanja vučne motke, koji izaziva zatvaranje regulacijskih ventila. Porast broja okretaja uzrokuje zatvaranje visokotlačnih regulacijskih ventila, čime se smanjuje snaga turbine, ali kako se istovremeno zatvaraju i niskotlačni regulacijski ventili, tlak oduzimanja ostaje nepromijenjen i neovisan o promjeni snage. Porast tlaka oduzimanja izaziva zatvaranje visokotlačnih ventila, ali i istovremeno otvaranje niskotlačnih, pa se smanjeni protok kroz visokotlačni dio turbine kompenzira povećanim protokom kroz niskotlačni dio.

### 17.11.4. Protutlačna turbina s jednim reguliranim oduzimanjem

Snaga protutlačne turbine s jednim reguliranim oduzimanjem ovisi o protočnim količinama pare kroz visokotlačni i niskotlačni dio turbine, pa je za vrijeme normalnog pogona određena isključivo potrebama potrošača pare, sl.17.39. Radni dijagram jedne takve turbine snage 1,4 MW prikazan je na sl.17.40. Za vrijeme normalnog pogona s reguliranim tlakovima oduzimanja i protutlaka turboagregat

mora biti uključen u zajedničku električnu mrežu, čija frekvencija određuje broj okretaja agregata, a protok pare određuju regulatori tlaka. Regulator broja okretaja preuzima svoju funkciju samo kada agregat nije spojen na zajedničku mrežu, i u tom slučaju mora biti jedan od regulatora tlaka isključen. Razvodno polužje je izvedeno tako da regulacija zadovoljava uvjet statičke autonomnosti, sl.17.41. Strelicama  $n$ ,  $p_{oduz}$  i  $p_{prot}$  označen je smjer pomaka hvatišta regulatora broja okretaja, regulatora tlaka oduzimanja i regulatora protutlaka pri porastu odgovarajućih veličina. Strelice  $z$  pokazuju smjer pomaka odgovarajućih točaka razvodnog polužja koji izazivaju zatvaranje regulacijskih ventila. Za vrijeme normalnog pogona kada je agregat priključen na zajedničku mrežu, hvatište regulatora broja okretaja predstavlja čvrstu točku polužja. Porast protutlaka uzrokuje istovremeno zatvaranje visokotlačnih i niskotlačnih regulacijskih ventila, tako da količina oduzimanja ostaje nepromijenjena i neovisna o protutlaku. Porast tlaka oduzimanne pare izaziva zatvaranje samo visokotlačnih ventila, pa ta promjena ne utječe na količinu ispušne pare, koja je određena samo otvorenosću niskotlačnih ventila i stanjem pare ispred njih. Ako broj okretaja agregata poraste iznad određene vrijednosti, regulator broja okretaja pomiče razvodno polužje u smjeru strelice  $n$  i zatvara obje grupe regulacijskih ventila, bez obzira na položaj regulatora tlaka oduzimanja i protutlaka.

#### 17.11.5. Kondenzacijska turbina s dva regulirana oduzimanja

Kondenzacijska turbina s dva regulirana oduzimanja je s aspekta regulacije najsloženija. Regulacijski sustav regulira istovremeno tri parametra: broj okretaja ovisno o snazi te tlakove prvog i drugog oduzimanja, ovisno o njihovim količinama. Turbina se sastoji iz tri dijela: visokotlačnog, srednjetačnog i niskotlačnog koji mogu biti smješteni u jednom ili više kućišta ovisno o veličini turbine. Ispred svaka od ta tri dijela, nalazi se istovremeno grupa regulacijskih ventila, koji određuju protok pare kroz turbinu, sl.17.42. Snaga turbine je jednaka zbroju snaga njenih pojedinih dijelova, pa je prema tome određena količinama prvog i drugog oduzimanja i količinom pare, koja ekspandira do tlaka u kondenzatoru. Variranjem količine pare, koja ekspandira u niskotlačnom dijelu turbine do tlaka kondenzacije, može se proizvodnja električne energije prilagoditi potrebama u izvjesnoj mjeri, neovisno o potrošnji oduzimanne pare. Na sl.17.43 prikazan je radni dijagram jedne takve turbine snage 8 MW iz kojeg se jasno vide mogućnosti i ograničenja njenog korištenja.

Protok pare kroz turbinu reguliraju istovremeno regulator broja okretaja i regulatori tlaka prvog i drugog oduzimanja, koji preko razvodnog polužja i hidrauličkih servomotora upravljaju grupama regulacijskih ventila. Razvodno polužje je izvedeno tako da regulacija zadovoljava uvjet statičke autonomnosti, sl.17.44. Strelicama  $n$ ,  $p_I$  i  $p_{II}$ , označen je smjer gibanja hvatišta regulatora broja okretaja i regulatora tlaka prvog i drugog oduzimanja pri porastu reguliranih veličina, a strelice  $z$  označuju smjer gibanja odgovarajućih točaka razvodnog polužja koji uzrokuje zatvaranje regulacijskih ventila. Porast tlaka prvog oduzimanja izaziva istovremeno zatvaranje visokotlačnih ventila i otvaranje niskotlačnih i srednjetačnih. Na taj se način smanjuje količina prvog oduzimanja, količina drugog oduzimanja ostaje nepromijenjena, a povećava se protok pare kroz niskotlačni dio turbine, koji nadoknađuje smanjenu snagu visokotlačnog dijela turbine. Porast tlaka drugog oduzimanja uzrokuje zatvaranje visokotlačnih i srednjetačnih ventila i istovremeno otvaranje niskotlačnih. Tako se smanjuje količina drugog oduzimanja uz nepromijenjenu količinu prvog oduzimanja i snagu turbine. Porast broja okretaja izaziva istovremeno zatvaranje svih regulacijskih ventila bez obzira na položaj regulatora tlaka oduzimanja. To je naročito važno kod naglog rasterećenja agregata (npr. kod ispada generatora iz mreže) jer se time zaustavlja protok pare kroz turbinu i smanjuje štetan utjecaj velikih parnih volumena u vodovima oduzimanja na dinamiku procesa reguliranja.

#### 17.12. Regulacija plinsko - turbinskog agregata

Tijekom eksploatacije često puta plinsko-turbinsko postrojenje treba raditi na promjenljivom režimu. Zbog toga je potrebno na svim režimima rada osigurati:

- 1) što višu iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja;
- 2) da temperatura plinova izgaranja na ulazu u turbinu ne prelazi dopuštenu iz razloga sigurnosti i dugog radnog vijeka lopatičnog ustrojstva;

- 3) stabilan proces izgaranja u komori izgaranja bez prekida plamena;
- 4) stabilan rad kompresora (bez pumpanja).

U svim se slučajevima promjena korisne snage plinsko-turbinskog postrojenja postiže promjenom protoka goriva. Zbog toga prije ulaska u komoru izgaranja gorivo prolazi kroz regulacijska ustrojstva dovodjenja goriva, koja se nalaze pod djelovanjem regulatora brzine, koji je upravljački mehanizam sustava. U ovisnosti od toga, kako se ostvaruje proces regulacije, razlikuju se dva osnovna načina: kvalitativna i kvantitativna regulacija.

Kvalitativna se regulacija provodi promjenom temperature plinova izgaranja ispred turbine uz malu promjenu protoka komprimiranog zraka. U tom slučaju kod smanjenja opterećenja regulator broja okretaja smanjuje količinu goriva koja dolazi u komoru izgaranja. Pretičak zraka se povećava, a temperatura plinova izgaranja se snižava, što dovodi do smanjenja toplinskog pada koji se prerađuje u turbini. Kod kvalitativne regulacije dolazi do male promjene protoka komprimiranog zraka i plinova izgaranja kroz turbinu, pri čemu se zbog odstupanja režima rada od nominalnog snižava iskoristivost turbostroja. Kvalitativna regulacija je najjednostavniji način, koji omogućuje rad plinsko-turbinskog agregata na bilo kojem režimu. Primjenjuje se kod jednostavnih jednoosovinskih agregata, koji rade s konstantnim brojem okretaja. Nedostatak je da se kod djelomičnih opterećenja ekonomičnost naglo smanjuje zbog značajnog sniženja temperature plina ispred turbine, a također i zbog smanjenja iskoristivosti turbostroja. Snaga plinsko-turbinskog agregata može se također mijenjati i promjenom protoka plinova izgaranja i takav se način zove kvantitativna regulacija. U osnovnom se obliku ona može primijeniti samo kod zatvorenih plinsko-turbinskih postrojenja. Kod otvorenih se plinsko-turbinskih postrojenja kvantitativna regulacija realizira promjenom broja okretaja kompresora, što izaziva odgovarajuću promjenu protoka zraka i kompresijskog omjera postrojenja. Zbog toga se kompresor ili jedan njegov dio izdvaja u samostalni agregat s pogonom od specijalne kompresorske turbine, čiji se broj okretaja u ovisnosti od zadanog režima rada regulira promjenom temperature plina na ulazu. Druga se turbina, koja pogoni električni generator, regulira promjenom protoka plina kod gotovo nepromijenjene temperature na ulazu, što osigurava višu iskoristivost nego kvantitativna regulacija kod djelomičnih opterećenja. Na taj je način, kvantitativnu regulaciju lako ostvariti kod višeosovinskih postrojenja. Kod kvalitativne regulacije se zbog promjene temperature plina ispred turbine manje ili više intenzivno tokom vremena mijenja temperatura lopatica i drugih elemenata, što ima za posljedicu u njima pojavu temperaturnih naprezanja. Kod višekratnih promjena temperature obično dolazi u lopaticama do pojave pukotina zbog zamora. Iz toga slijedi da kvantitativna regulacija osigurava ne samo bolju ekonomičnost, već i veću sigurnost i radni vijek plinsko-turbinskih postrojenja koja rade kod promjenljivih režima rada. No praksa pokazuje, da se kod otvorenih plinsko-turbinskih postrojenja obično ne primjenjuje čisto kvalitativna ili čisto kvantitativna regulacija, već gotovo uvijek njihova kombinacija (kombinirana regulacija). Da bi se plinsko-turbinsko postrojenje upustilo u pogon treba posebni agregat za upuštanje u rad. To je potrebno zbog toga da bi se stavili u rad kompresor i pumpa za gorivo te na taj način osiguralo dovodjenje zraka i goriva u komoru izgaranja. Upuštanje plinsko-turbinskog postrojenja ostvaruje se na jedan od načina:

- 1) pomoću elektromotora, koji se napaja za vrijeme upuštanja pomoću vanjskog izvora;
- 2) pomoću specijalne parne ili plinske turbine manje snage za upuštanje;
- 3) pomoću motora na unutarnje izgaranje;
- 4) pomoću budilice električnog generatora, koja se za vrijeme upuštanja prevodi u režim rada elektromotora. U tom se slučaju napajanje budilice osigurava ili pomoću akumulatorske baterije ili istosmjernog dizel-agregata.

Snaga pomoćnih elektromotora za upuštanje kod stacionarnih jednoosovinskih plinsko-turbinskih postrojenja je 3 do 5% korisne snage postrojenja. Za upuštanje dvoosovinskih plinsko-turbinskih postrojenja ta snaga ima vrijednost oko 5%. Upuštanje plinsko-turbinskih postrojenja koja normalno rade s "težim" gorivima provodi se s "lakšim" plinskim ili dizel gorivom.

## **18. AUTOMATSKI SUSTAV ZAŠTITE TURBINE**

### **18.1. Potreba za uvođenjem sustava zaštite**

Normalni rad turbine je osiguran sustavom regulacije uz uvjet zadovoljavajućeg stanja svih njegovih elemenata. Isto kao i kod sustava regulacije, tako se i u samoj turbini mogu pojaviti različite neispravnosti, u nekim slučajevima tako ozbiljne, da je potrebno brzo prekinuti dovodenje pare u turbinu, a ponekad i isključiti generator s mreže. Osim toga, turbina radi u kompleksu sa složenim agregatima, kao što su generator pare (ili reaktor), kondenzator, regenerativni predgrijači, a preko električnog generatora turbina je povezana i s električnom mrežom. Složenost tih agregata također ne isključuje mogućnost narušavanja njihovog rada, što može predstavljati opasnost za turbinu. Zbog toga se parna turbina oprema sa sustavom zaštite, koji je automatski štiti od razaranja kod različitih kvarova, kako u njoj samoj tako i kod elemenata s njom povezanih u termoenergetskom postrojenju. Potreba za brzim prekidom dovodenja pare u turbinu javlja se kod:

- 1) povećanja broja okretaja preko dopuštenog;
- 2) nedopuštenog aksijalnog pomaka rotora spram statora;
- 3) nedopuštenog povećanja tlaka u kondenzatoru;
- 4) nedopuštenog pada tlaka u sustavu za podmazivanje i regulaciju.

Zbog sprječavanja teških posljedica uslijed navedenih pojava kod svake je turbine predviđen automatski sustav zaštite. Kod turbine u radu može se pojaviti stanje havarije kod neaktiviranja odgovarajuće zaštite. U tom se slučaju turbina treba zaustaviti pomoću automatskog izvrstioca, koji se nalazi na vratilu turbine, uz mogućnost djelovanja na njega kako kod same turbine, tako i s određenog mjesta ili komandnog pulta. Treba zamijetiti, da se uloga automatske zaštite postupno povećava. Svaka od zaštite turbine radi tako, da se kod izlaska parametra, po kojem se provodi zaštita, u područje nedopuštenih vrijednosti prekida dovodenje pare i ne može se ponovo automatski uspostaviti čak i tom slučaju, ako se parametri vrate na normalnu vrijednost. Turbinu može ponovo upustiti u pogon personal samo nakon utvrđivanja uzroka aktiviranja zaštite, njegovog otklanjanja i uz potpunu provjeru sigurnosti ponovnog upuštanja.

### **18.2. Izvršni elementi sustava zaštite**

Izvršni elementi sustava zaštite su brzozatvarajući (stop) i protupovratni ventili. Svaka je turbina opremljena s jednim ili nekoliko brzozatvarajućih ventila, koji su smješteni ispred regulacijskih ventila. Brzozatvarajući ventili trebaju brzo i sigurno djelovati u smislu prekida dovodenja svježe pare u turbinu. Kod toga se, kod postrojenja blokovskog tipa, para čija se proizvodnja ne može trenutno prekinuti, odvodi preko brzodjelujućih reducir-rashladnih stanica (BRRS) u kondenzator ili preko sigurnosnih ventila, smještenih na parovodu u atmosferu. Kod turbina s međupregrijanjem pare nije dovoljno samo isključivanje parovoda svježe pare, pošto će neko vrijeme para pritjecati iz parovoda međupregrijanja u kućište srednjeg tlaka te ubrzavati turbinu. Zato se neposredno ispred kućišta srednjeg tlaka ili direktno na njegovom kućištu ugrađuju brzozatvarajući ventili koji prekidaju dovodenje pare iz međupregrijanja u kućište srednjeg tlaka. Ispred brzozatvarajućih ventila kućišta srednjeg tlaka postavljaju se rasteretni ventili, koji odvođe paru iz sustava međupregrijanja u kondenzator. Kod turbina sa zasićenom parom kod koji se između kućišta visokog i niskog tlaka ugrađuju separatori-pregrijači, predviđa se ugradnja iza posljednjih brzozatvarajućih ventila (zaklopki), koji su analogni brzozatvarajućim ventilima kućišta srednjeg tlaka turbine s međupregrijanjem.

Isto tako navedene zaštite od dovodenja pare u turbinu nisu dovoljne, pošto para u turbinu može doći iz parovoda reguliranih oduzimanja i regenerativnih predgrijača. Takvo stanje nastaje kod zatvaranja brzozatvarajućeg ventila i brzog pada tlaka u turbini; tada u regenerativnim predgrijačima dolazi do isparavanja kondenzata pare za zagrijavanje koja odlazi u turbinu. Zbog toga se na parovode oduzimanja ugrađuju protupovratni ventili, često s prinudnim zatvaranjem posredstvom servomotora,

koji dobivaju impuls od krajnjih isključivača, koji su ugrađeni na brzozatvarajućim ventilima i koji daju signal kod njihove gotovo potpune zatvorenosti. Konstrukcija brzozatvarajućih ventila principijelno se ne razlikuje od konstrukcije regulacijskih ventila. Na sl.18.1 prikazana je konstrukcija brzozatvarajućeg ventila. Kućište ventila se montira na temeljnu ploču pomoću nosive konstrukcije. Para se iz generatora pare dovodi ventilu kroz dva parovoda, a preko tri se odvodi regulacijskim ventilima turbine. Ventil je izveden s rasterećenjem: kod pomicanja servomotora (na slici nije prikazan) vreteno prvo otvara mali rasteretni ventil, a zatim osnovni ventil. Da bi se spriječilo upadanje stranih predmeta u brzozatvarajući i regulacijske ventile, te protočni dio turbine u kućištu ventila je ugrađena metalna mreža.

Servomotori brzozatvarajućih ventila izvode se kao jednostrani: ulje se dovodi samo s jedne strane stapa. Kod aktiviranja zaštite tlak ulja ispod stapa servomotora naglo se smanjuje i opruga pritiskuje pladanj ventila na njegovo sjedište. Kao što je već rečeno, brzozatvarajući i regulacijski ventili se kod suvremenih turbina često konstrukcijski izvode u jednom bloku, koji se postavlja u nizu s turbinom. Na sl.18.2 prikazan je blok ventila, koji se koristi za turbine snaga 800 do 1.200 MW. Para koja se iz generatora pare dovodi kroz priključak (1), prolazi prvo sito (2), koje sprječava upadanje u blok ventila i u turbinu stranih predmeta, i dolazi do brzozatvarajućeg ventila (3). Kod dovođenja ulja u prostor iznad stapa (6) servomotora, stap se spušta, sabija oprugu servomotora i pomiče vreteno (5) brzozatvarajućeg ventila prema dolje. Kod toga se prvo otvara rasteretni, a zatim osnovni ventil. Para dolazi u spojne priključke (4) i (7), a iz njih u kućišta regulacijskih ventila (8). Kod dovođenja ulja pod tlakom od strane glavnog razvodnika ispod stapa (11) servomotora nosači (9) i (12), koji su spojeni s cijevima (10), premještaju se prema gore, povlačeći za sobom vreteno (13) ventila. Zbog toga se prvo otvara rasteretni ventil (16), a zatim i osnovni ventil (14). Kod toga para iz ventilske kutije dolazi u priključak (17), a iz njega u elastični parovod i zatim u turbinu. Blok ventila se preko držača (15) ugrađuje na zavarenu konstrukciju te se može slobodno po njoj širiti po kugličnim osloncima.

Na sl.18.3 prikazana je konstrukcija kombiniranog ventila. Taj ventil ima jedno kućište (1), unutar kojeg su smještene dva ventila: brzozatvarajući (4) i regulacijski (3). Prije upuštanja turbine servomotor brzozatvarajućeg ventila (na slici nije prikazan) pokreće polugu (14), zaokreće je oko kuglastog oslonca u obliku zavornja i zahvaća preko drugog kuglastog oslonca (10) vreteno (7) u obliku cijevi. Samim tim brzozatvarajući ventil (4) se otvara, odmiče se od sjedišta i prelazi u krajnji gornji položaj. Kod tog položaja brzozatvarajućeg ventila regulacijski ventil (3) može početi obavljati svoju funkciju. Vreteno (8) pomiče pladanj (5) regulacijskog ventila nakon što je prethodno otvoren rasteretni ventil, koji je smješten unutar vretena (7), pomoću okvira (11) preko brijega, koji se pomiče pomoću nosača (12). Pogon nosača se realizira na njegovim krajevima pomoću bregova preko razvodnog vratila, koje rotira pomoću letve i servomotora. Zatvaranje regulacijskog ventila se izvodi pomoću opruge (13). Uz otvoreni brzozatvarajući i regulacijski ventil para dolazi u parnu kutiju (9), prolazi kroz prvo sito (6), između regulacijskog ventila i sjedišta te se usmjerava u turbinu. Brzozatvarajućim i regulacijskim ventilom upravlja se odvojeno i neovisno jedan od drugog pomoću pripadajućih servomotora. Osnovna prednost kombiniranog ventila analizirane konstrukcije u usporedbi s odvojenim brzozatvarajućim i regulacijskim ventilima je praktički upola manji gubitak tlaka zbog prigušivanja kod potpune otvorenosti. Osim toga manji je utrošak materijala pri izradi i lakša je izrada.

Na sl.18.4 prikazan je kombinirani ventil koji se ugrađuje ispred kućišta srednjeg tlaka i koji služi prije svega za smanjenje dinamičkog porasta broja okretaja kod ispada opterećenja i otkapčanja generatora s mreže. Ventil ima jedno zajedničko sjedište, na čijim su suprotnim stranama smješteni brzozatvarajući i regulacijski ventil, kojima upravljaju pripadajući servomotori. Para kroz dva parovoda iz međupregrijanja u pregrijačima pare u generatoru pare preko parnog sita dolazi u kućište brzozatvarajućeg ventila, prolazi redom kroz brzozatvarajući i regulacijski ventil i iz parne kutije regulacijskog ventila ulazi u kućište srednjeg tlaka, na koje je spojen pomoću prirubnice. Na sl.18.5 prikazana je protupovratna zaklopka, koja je ugrađena na parovod promjera 1.200 mm, koji ide od separatora-pregrijača ka kućištu niskog tlaka. Kod naglog pada opterećenja uz ispad generatora s mreže servomotor pomoću letve zaokreće vratilo zaklopke zatvarajući na taj način parovod. Disk zaklopke ima aerodinamički profil tako da u otvorenom stanju na njemu ne dolazi do bitnog prigušivanja pare. Ventil, koji se ugrađuje na parovode oduzimanja, istovremeno se izvodi kao

protupovratni, ali kao i zaštitni. Na sl.18.6 prikazan je položaj ventila kada je on zatvoren, kada je u prostor iznad stapa doveden kondenzat iz tlačne linije pumpi kondenzata. Pri tome se vreteno ventila pomiče prema dolje i pladanj ventila naliježe na sjedište. Kod pada tlaka kondenzata opruga pomiče ventil prema gore, no isto tako pladanj ostaje na mjestu sve do tada, dok kinetička energija pare koja ulazi ne pomakne pladanj i otvori ventil do položaja, koji je na slici prikazan crtkano. U slučaju suprotnog toka pare ili vode dolazi do povlačenja pladnja ventila i njegovog nalijeganja na sjedište, što dovodi do prekida toka; kod toga položaj stapa (2) neće imati nikakav značaj. Prilikom zatvaranja brzozatvarajućih ventila turbine ili ispada generatora s mreže ventilu se dovodi signal, koji dovodi kondenzat pod tlakom u prostor iznad stapa te na taj način dolazi do prinudnog zatvaranja protupovratnog ventila, te se na taj način ne dopušta prolaz pare iz parovoda oduzimanja u turbinu.

### 18.3. Zaštita turbine od pobjega

Pobjeg turbine preko dopuštenog broja okretaja je jako opasan. Do nedopuštenog povećanja broja okretaja turboagregata može doći iz dva osnovna razloga: ili kod prekida veze (spojke) između pojedinih vratila turboagregata, kada kod nekog od vratila dolazi do pada opterećenja ili kod ispada generatora s mreže. Prvi uzrok treba biti bezuvjetno isključen kod svih stanja putem pravilnog odabira dimenzija i montaže spojke. Drugi uzrok se u praksi eksploatacije događa dosta često, zbog toga turboagregat i njegov sustav regulacije i zaštite trebaju biti izvedeni uz uzimanje u obzir takve mogućnost. Sustav zaštite turbine od pobjega, isto kao i svaki sustav regulacije, sastoji se od osjetnika, međuelemenata i izvršnih elemenata. Osjetnik sistema je automatski izvrstilac.

Na sl.18.7 prikazana je konstrukcija automatskog izvrstioca, koji se pomoću prirubnice pričvršćuje na vratilo turbine i smješta u kućište prednjeg ležajnog bloka turbine. Osnovni elementi izvrstioca su dva jednaka okidača (udvostručavanje povećava sigurnost zaštite), koji su smješteni u radijalnim provrtima. Težišta okidača su smještena s obzirom na os rotacije tako da centrifugalne sile nastoje izvući okidače iz provrta čemu se suprotstavlja sila u opruzi. Pomoću matice (1) opruge izvrstioca se sabijaju tako da centrifugama sila okidača nadvisuje silu u opruzi kod broja okretaja 10 do 12% povrh nominalnog. Kod konstruiranja izvrstioca dimenzije okidača i položaj njihovih težišta, a također i krutost opruge se odabire tako, da kod radijalnog smještaja okidača njegova centrifugalna sila raste brže, nego otpor opruge izazvan dodatnim sabijanjem. To dovodi kod broja okretaja aktiviranja do praktički trenutnog pomicanja okidača što se koristi za uključivanje sustava zaštite. Kod druge, također često korištene konstrukcije izvrstilac ima umjesto okidača u obliku izdanka, ekscentrični prsten, koji u određenom položaju drži opruga; kod povećanja broja okretaja rotirajući se prsten pomiče radijalno i djeluje na polugu za aktiviranje. Na sl.18.8 prikazan je dvostruki izvrstilac s prstenom. Svaki se izvrstilac sastoji od prstena (1), koji ima pomaknuto težište s obzirom na os rotacije, i opruge (2). Dok je broj okretaja turbine ispod  $55 \text{ s}^{-1}$ , prsten pridržava silu u opruzi (2) u takvom položaju, da je njegov vanjski obod koncentričan s vanjskim promjerom vratila. Kod broja okretaja, koji je jednak  $55 \text{ s}^{-1}$  centrifugalna sila prstena nadmašuje silu u opruzi i prsten se pomiče za 8 mm. Na sl.18.9 prikazana je principijelna shema zaštite od pobjega turbine s međupregrijanjem pare s pripadajućim elementima.

Osjetnik sustava zaštite je dvostruki automatski izvrstilac (15) s okidačima (na slici je prikazan samo jedan okidač). Kod iskakanja samo i jednog okidača, poluge (11) se zaokreću pod njegovim djelovanjem, udarajući suprotnim krajevima po tzv. predrazvodnicima (16), koji su smješteni unutar osnovnih razvodnika (17) bloka razvodnika automatskog izvrstioca. Kod nominalnog broja okretaja razvodnici (17) se nalaze u krajnjem gornjem položaju pošto, kada je razvodnik pritisnut k oštrim rubovima, razmještenim na kućištu, sila koja djeluje na razvodnik u prostoru A, je veća nego sila u prostoru B; kod toga se kroz srednje otvore kutije bloka razvodnika osigurava dovođenje ulja od pumpe (1) po tlačnom cjevovodu (2) k razvodnicima (5) i (7) servomotora zaustavnih ventila (6) i (8) kućišta visokog i srednjeg tlaka. Donji rubovi razvodnika (17) kod nominalnog broja okretaja odvajaju impulsnu liniju razvodnika (10) i (18), ne ometajući rad sustava regulacije i upravljanja. Kod pomjeranja predrazvodnika (16) prema dolje otvara se odvod iz prostora A, tlak u njemu pada, što dovodi do brzog prijelaza razvodnika (17) u krajnji donji položaj. To dovodi ne samo do prekida dovođenja ulja od pumpe (1) k razvodnicima brzozatvarajućih ventila visokotlačnog i srednjetačnog kućišta, nego i njegovog kontakta s odvodom. Razvodnici se pomiču prema dolje, otvarajući na taj



način odvod ulja ispod stapova brzozatvarajućih ventila kućišta visokog i srednjeg tlaka i osiguravaju njihovo nalijeganje pod djelovanjem opruge. Istovremeno s dovodenjem impulsa za pomicanje razvodnika (7) i (5) dovodi se impuls razvodnicima (10) i (18) koji izazivaju zatvaranje regulacijskih ventila (9) i (19) kućišta visokog i srednjeg tlaka. Na taj način, aktiviranje okidača automatskog izvrstioca uzrokuje zatvaranje i brzozatvarajućih i regulacijskih ventila, što povećava sigurnost odvajanja turbine od parovoda.

Kod smanjenja broja okretaja okidači automatskog izvrstioca i poluge (11) vraćaju se u prethodni položaj. Isto tako do uspostavljanja tlaka ispod razvodnika, i u skladu s tim, otvaranja nekog od ventila neće doći, pošto se razvodnici (17) automatskog izvrstioca ne mogu pomaknuti prema gore bez djelovanja strojara turbine. Pomicanje razvodnika automatskog izvrstioca u krajnji gornji položaj može izvesti samo strojar, pomičući upravljački razvodnik (4) u lijevo i samim time dovodeći ulje od pumpe pod razvodnik (17). Poslije pomicanja razvodnika (17) u krajnji gornji položaj, u kojem će se on držati već zbog tlaka u prostoru A, upravljački razvodnik (4) može se vratiti u prethodni položaj. Automatski izvrstilac, kako je već rečeno prethodno, podešava se na broj okretaja koji je 10 do 12% viši od nominalnog. Isto tako, mada je to malo vjerojatno, može se dogoditi, da se automatski izvrstilac ne aktivira ili njegovo aktiviranje zakasni. Zato u sustavu postoji još jedan krug zaštite. Kod povećanja broja okretaja do 114 do 115% nominalnog kuglice regulatora broja okretaja se toliko raziđu, da omogućavaju razvodniku (3) pomak u tolikom stupnju u desno, da dođe do otvaranja otvora kućišta razvodnika što osigurava takvo smanjenje tlaka u prostoru A razvodnika regulatora izvrstioca, kao i kod aktiviranja okidača. Ponekad se može javiti potreba da personal treba brzo zaustaviti turbinu, ponekad zbog pojava koje nisu povezane s njenim radom (npr. pojava požara na susjednom bloku). Zbog toga sustav zaštite ima dugme (12), čijim pritiskom se osigurava točno takav položaj razvodnika automatskog izvrstioca, kao i u slučaju pobjega turbine. Prekid dovodenje pare u turbinu može se ostvariti i s komandnog pulta bloka, dovodeći napon na elektromagnetni uključivač (13), koji pomiče razvodnik (14).

Prethodno je rečeno, da je turbina opskrbljena čitavim nizom zaštita: od pada tlaka ulja za podmazivanje, od povećanja i smanjenja temperature svježje pare, itd. Električni impuls od tih zaštita uvodi se u elektromagnetski isključivač (13), koji se aktivira na isti način, kao i kod daljinskog isključivanja turbine s komandnog pulta bloka. U taj se isključivač uvode signali za isključivanje turbine kod narušavanja normalnog rada i drugih komponenata postrojenja: kod unutarnjih oštećenja u generatoru, povišenja razine kondenzata u predgrijačima visokog tlaka, narušavanja hlađenja statora generatora, zaustavljanja generatora pare, itd.

#### **18.4. Zaštita turbine od aksijalnog pomaka rotora**

Kod prekomjernog aksijalnog pomaka rotora dolazi do zapinjanja rotirajućih dijelova o mirujuće, koje dovodi do zagrijavanja i toplinskih deformacija elemenata koji su u dodiru. To prije svega dovodi do neuravnoteženosti rotora, povećanja vibracija turbine i daljnjeg progresivnog zadiranja sve do konačnog razaranja turbine. Kao impuls za aktiviranje sustava zaštite od prekomjernog aksijalnog pomaka služi značajno pomicanje diska odzivnog ležaja, npr. kod topljenja bijele kovine s odzivnih segmenata. Obično se primjenjuju hidraulički ili električni osjetnici. Princip rada hidrauličkog osjetnika je isti kao i kod regulatora broja okretaja, s tom razlikom, što ulogu odbojne pločice regulatora broja okretaja koja se premješta, ima odzivni disk. Impuls o padu tlaka ispred hidrauličke sapnice zbog pomicanja grebena odzivnog diska koristi se za zatvaranje brzozatvarajućih, regulacijskih i protupovratnih ventila. Kod turbina velike snage češće se primjenjuje elektromagnetski osjetnik, sl.18.10, koji odašilje kod opasnog pomicanja rotora impuls na elektromagnetski isključivač (13), sl.18.9; on pomiče razvodnik (14), koji osigurava aktiviranje automatskog izvrstioca (17) i cijelog sustava zaštite.

#### **18.5. Zaštita od povećanja tlaka u kondenzatoru**

Ta je zaštita treća po važnosti za turbinu. Do iznenadnog pada vakuuma u kondenzatoru turbine, u pravilu, dolazi zbog prekida ili naglog smanjenja dovodenja rashladne vode. Pogoršanje vakuuma dovodi do povećanja temperature u ispušnom kućištu, njegovog krivljenja i narušavanja rada blazinica

ležaja, što izaziva povećane vibracije lopatica te njihove lomove. Zaštita od povećanja tlaka u kondenzatoru izvodi se kao dvostupanjska. Specijalni vakuum relej kod povećanja tlaka u kondenzatoru (negdje oko 70 kPa) daje impuls na elektromagnetski isključivač (13), sl.18.9, koji izaziva aktiviranje sustava zaštite. Drugi sustav zaštite očuvanja vakuuma su sigurnosne tanke membrane, koje se obično ugrađuju na ispušnom kućištu. Kod normalnog rada turbine čvrstoća i nepropusnost membrana je dovoljna, da bi se spriječilo usisavanje zraka u kondenzator, dok kod povišenog tlaka u ispušnom kućištu preko atmosferskog dolazi do pucanja membrani uz ispuštanje pare u strojarnicu. Takvi slučajevi se događaju veoma rijetko.

### 18.6. Zaštita od pada tlaka u sustavu za podmazivanje

Zaštita ležaja turbine od nedopuštenog smanjenja protoka ulja izvodi se pomoću osjetnika tlaka, čiji je shematski prikaz dan na sl.18.11. Ulje se iz linije iza hladnjaka ulja kroz cijevni priključak dovodi ispod dna ekspandera gdje se tlači. Kod normalnog rada glavne uljne pumpe vreteno osigurava takav položaj kontaktnih pločica, sl.18.12, kod kojeg su krugovi za upuštanje motora havarijskih pumpi prekinuti. Kod pada tlaka u sustavu za podmazivanje, sila, koja djeluje na dno ekspandera, se smanjuje, ekspander se produžuje pod djelovanjem pritisnute opruge, vreteno se pomiče prema dolje, zatvarajući kontakte kruga (2), sl.18.12, koji daje svjetlosni signal "tlak ulja je nizak" i uključuje havarijsku pumpu s motorom izmjenične struje. Obično se relej aktivira kod apsolutnog tlaka ulja 160 do 150 kPa. Kod daljnjeg pada tlaka u sustavu za podmazivanje vreteno se spušta još niže i zatvaraju se kontakti (3), sl.18.12, koji uključuju havarijsku pumpu s istosmjernim elektromotorom. Ako tlak i dalje pada, to se kontakti (1) razmiču (oko vrijednosti apsolutnog tlaka 130 kPa), dajući signal preko elektromagnetskog isključivača za zatvaranje brzozatvarajućih ventila turbine te ne dopuštaju uključivanje mehanizma za okretanje rotora da ne bi došlo do trošenja bijele kovine nosivih blazinica.

Na isti se način organizira uključivanje rezervnih i havarijskih pumpi u shemi ako pumpe stoje odvojeno. Npr., kod sustava podmazivanja ležaja turbine snage 300 MW mogu stajati na raspolaganju dvije uljne elektropumpe koje imaju pogon pomoću izmjeničnih elektromotora, koji su uključeni na različite izvore u slučaju nužde, i dvije elektropumpe čiji su elektromotori priključeni na dvije različite akumulatorske baterije. Pumpe se upravljaju s dva releja tlaka. Kod normalnog rada apsolutni se tlak od 220 kPa na razini osi turbine ostvaruje osnovnom elektropumpom.

Kod smanjenja tlaka do 195 kPa oba releja daju svjetlosni signal, prvi relej uključuje rezervnu pumpu s izmjeničnim elektromotorom, a drugi relej za 2s jednu od pumpi s istosmjernim elektromotorom. Kod daljnjeg pada tlaka (do 130 kPa) prvi relej blokira uključivanje mehanizma za okretanje rotora, a za 9s osigurava isključivanje turbine.

### 18.7. Zaštita plinsko-turbinskog agregata

Sustav zaštite plinsko-turbinskog agregata ima sljedeće funkcije:

- 1) osigurava turbinu od pobjega;
- 2) isključuje postrojenje u slučaju pojave opasnosti loma elemenata agregata ili pregrijavanja turbine kod povećanja temperature plinova izgaranja na ulazu u turbinu preko dopuštene vrijednosti;
- 3) osigurava od havarija koje bi se mogle javiti zbog nepravilnog opsluživanja postrojenja.

Kod suvremenih plinsko-turbinskih postrojenja obično se ugrađuju sljedeći elementi sustava zaštite: automatski izvrstilac, relej za zaustavljanje i granični regulator temperature, koji mogu brzo prekinuti dovođenje goriva u komoru izgaranja. Automatski izvrstilac prekida dovođenje goriva u komoru izgaranja kod povećanja broja okretaja turbine preko granično dopuštene vrijednosti, koja se obično uzima 10 do 12% preko nominalnog broja. Princip djelovanja je isti kao i kod parnih turbina. Relej za zaustavljanje djeluje u svim slučajevima, kada se javlja potreba za brzim zaustavljanjem plinsko-turbinskog postrojenja. Relej isključuje s mreže elektromotore za upuštanje u rad, ako su do toga trenutka bili uključeni, uključuje pomoćnu uljnu pumpu, relej za signalizaciju te druga ustrojstva, koja

osiguravaju sigurno zaustavljanje plinsko-turbinskog postrojenja. Kod složenih i višeosovinskih plinsko-turbinskih postrojenja zbog osiguranja slijeda operacija zaustavljanja sva zaštitna ustrojstva, osim dovodjenja goriva u komoru izgaranja, djeluju preko releja za zaustavljanje. Relej za zaustavljanje djeluje također u svim slučajevima, kada se javlja opasnost da dođe do pojave havarije: kod nedopuštenog pada tlaka ulja u sustavu za podmazivanje ili regulaciju, kod pregrijavanja generatora, kod različitih oštećenja elemenata plinsko-turbinskog postrojenja, itd. Granični regulator temperature služi za ograničenje temperature plinova izgaranja na ulazu u turbinu, a također za prekid dovoda goriva u slučaju njenog nedopuštenog povećanja. U svezi s tim, da se tijekom eksploatacije plinsko-turbinskog postrojenja, veoma često javlja potreba za naglim podizanjem opterećenja, granični regulator prvo djeluje u cilju sniženja temperature na ulazu u turbinu, a zatim, ako ta mjera nije dovoljna i temperatura ostaje povrh dopuštene, regulator temperature preko releja za zaustavljanje prekida dovodjenje goriva.

Potreba za primjenu specijalnog ustrojstva za brzi prekid dovodjenja goriva u komoru izgaranja postoji kod iščezavanja plamena izazvanog režimom rada kod kojeg se broj okretaja naglo snižava, a sustav regulacije povećava dovodjenje goriva preko brizgalica. Gorivo koje se tada nakupi u komori izgaranja može stvarati poteškoće kod ponovnog paljenja. Zbog toga specijalno ustrojstva djeluje samo tada kada se broj okretaja turbine snizi za više od 15%.

Kod vršnih, poluvršnih i temeljnih plinsko-turbinskih postrojenja velike snage primjenjuje se sustav automatske regulacije (SAR), koji omogućava potpunu automatizaciju rada postrojenja kod svih predviđenih režima, uključujući često i upuštanje i zaustavljanje.

## 19.LITERATURA

- [1] A. STODOLA, "Dampf-und Gas Turbinen", Verlag von Julius Springer, Berlin 1922.
- [2] G. FLÜGEL, "Die Dampfturbinen", Johann Ambrosius Barth, Leipzig 1931.
- [3] E.F. CHURCH, "Steam Turbines", McGraw-Hill Book Company, New York - London 1935.
- [4] E.E. KRAFT, "Die Dampfturbine im Betriebe", Verlag von Julius Springer, Berlin 1935.
- [5] T.CROFT, S.A. TUCKER, "Steam Turbine - Principles and Practice", McGraw-Hill Book Company, New York-London 1940.
- [6] L.E. NEWMAN (Editor), "Modern Turbines", John Wiley & Sons, New York 1947.
- [7] R.T. SAWYER, "Modern Gas Turbine", Prentice-Hall, New York 1947.
- [8] W.J. KEARTON, "Steam Turbine-Theory and Practice", Sir Isaac Pitman & Sons, London 1948.
- [9] H. COHEN, G.F.C. ROGERS, "Gas Turbine Theory", Longmans, Green and Co., London - New York-Toronto 1950.
- [10] B.H. JENNINGS, W.L. ROGERS, "Gas turbine Analysis and Practice", McGraw-Hill Book Company, New York-Toronto-London 1953.
- [11] J.F. LEE, "Theory and Design of Steam and Gas Turbines", McGraw-Hill Book Company, New York-Toronto-London 1954.
- [12] W. TRAUPEL, "Thermische turbomaschinen", Erster und Zweiter Band, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1958.
- [13] J. KRUSCHIK, "Die Gasturbine", Springer-Verlag, Wien 1960.
- [14] D.G. SHEPHERD, "Introduction to the Gas Turbine", Constable & Company Ltd., London 1960.
- [15] G.S. ŽIRICKIJ, "Konstrukcija i rasčjet na procnost detalej parovih turbin", Gosudarstvenoe energetičeskoe izdateljstvo, Moskva-Leningrad 1960.
- [16] J.B. WILOCK, "Dinamic Balancing of Rotating Machinery", Pitman, London 1961.
- [17] B.T. RUNOV, "Upravneživanje turboagregatov na elektrostancijah", Gosenergoizdat, Moskva-Lenjingrad 1963.
- [18] J. MILER, "Parne i plinske turbine"- II dio, Tehnička knjiga, Zagreb 1965.
- [19] N. ŠERMAN, "Prikaz regulacionih sistema stacionarnih parnih turbina domaće proizvodnje", Tehnika 5(1967), str.746-756.
- [20] G.S. ŽIRICKIJ, "Konstrukcija i rasčjet na pročnost detalej parovih i gazovih turbin", Masinstroenie, Moskva 1968.
- [21] G.S. ŽIRICKIJ, V.I. LOKAJ, M.K. MAKSUTOVA, V.A. STRUNKIJ, "Gazovie turbini dvigatelej letateljnih apparatov", Masinstroenie 1971.
- [22] D. STOJANOVIĆ, "Toplotne turbomašine", Građevinska knjiga, Beograd 1973.
- [23] P.N. ŠLJAHIN, "Parovie i gazovie turbini", Energija, Moskva 1974.
- [24] I.T. ŠVEC, E.P. DIBAN, "Vozdušnoe ohlazdenie detalej gazovih turbin", Naukova dumka, Kijev 1974.
- [25] A.V. ŠČEGLJAEV, "Parovie turbini - teorija teplovogo processa i konstrukcii turbin", Energija, Moskva 1976.
- [26] I.I. KIRILLOV, V.A. IVANOV, A.I. KIRILLOV, "Parovie turbini i paroturbinnie ustanovki", Masinstroenie, Lenjingrad 1978.
- [27] JU.M. MACEVITIJ, V.A. MALJARENKO, "Modelirovanie teplovogo sostojanija elementov turbomašin", Naukova dumka, Kiev 1979.
- [28] E.R. PLOTKIN, A.Š. LEJZEROVIČ, "Puskovie režimi parovih turbin energo-blokov", Energija, Moskva 1980.
- [29] B.V. EGOROV, A.I. PASS, "Sudovie turbini", Sudostroenie, Lenjingrad 1981.
- [30] A.V. LEVIN, K.N. BORIŠANSKIJ, E.D. KONSON, "Pročnost i vibracija lopatok i diskov parovih turbin", Masinstroenie, Lenjingrad 1981.

- [31] A.D. TRUHIJ, S.M. LOSEV, "Stacionarne parovne turbine", Energoizdat, Moskva 1981.
- [32] V.I. ZAJCEV, L.L. GRICAJ, A.A. MOISEV, "Sudovne parovne i gazovne turbine", Transport, Moskva 1981.
- [33] S.Z. KOPELEV, "Ohlađdaemije lopatki gazovih turbin", Naukla, Moskva 1983.
- [34] A. KOSTYUK, V. FROLOV, "Steam and Gas Turbines", Mir Publishers, Moscow 1988.
- [35] A.D. TRUHNIJ, "Stacionarne parovne turbine", Energoatomizdat, Moskva 1990.