



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103195757 A

(43) 申请公布日 2013. 07. 10

(21) 申请号 201310148287. 8

(22) 申请日 2013. 04. 25

(71) 申请人 哈尔滨工业大学

地址 150001 黑龙江省哈尔滨市南岗区西大直街 92 号

(72) 发明人 王松涛 胡应交

(74) 专利代理机构 哈尔滨市松花江专利商标事务所 23109

代理人 杨立超

(51) Int. Cl.

F04D 29/38(2006. 01)

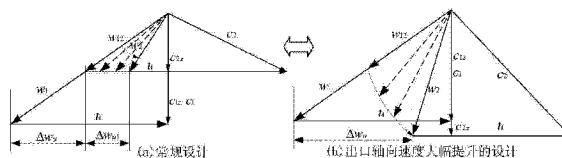
权利要求书2页 说明书10页 附图9页

## (54) 发明名称

一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法

## (57) 摘要

一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,属于高负荷轴流压气机气动设计技术领域。该发明能够有效解决现有对转轴流压气机两列转子直接对转时存在的系列问题,同时也能避免附面层抽吸在转子中进行。利用基于动叶出口轴向速度提升的方式,在给定高负荷气动设计目标下,对第一列转子进行气动设计;根据第二列动叶转速确定第二列动叶入口处的绝对速度的轴向分速度;根据第二列转子入口马赫数需求与第一列转子负荷,计算第二列转子的入口预旋角;根据第二列转子出口轴向速度与出口气流角、第二列静子出口轴向速度求得第二列静叶中径出、入口速度。本发明能够充分挖掘对转压气机每列转子的做功能力,实现对转压气机高负荷气动设计。



1. 一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,对于第一列动叶,在高负荷气动设计条件下,大幅增加其出口轴向速度以确保第一列动叶效率;对于第一列静叶,结合附面层抽吸以控制其内部流动分离并为第二列动叶提供反预旋;对于第二列动叶,在高负荷设计条件下,通过大幅提升第二列动叶出口轴向速度以确保第二列转子效率;对于第二列静叶,结合附面层抽吸以实现气流减速与轴向出气;

根据发动机整机性能的需求给定如下参数:设计转速,包括第一列动叶转速  $u_1$  以及第二列动叶转速  $u_2$ ;设计负荷,包括第一列动叶设计负荷  $\Delta w_{u1}$  与第二列动叶设计负荷  $\Delta w_{u2}$ ;第一列动叶入口轴向速度  $c_{1z}$ ,第二列静子出口轴向速度  $c_{5z}$ ;

对于第一列转子,根据其入口马赫数需求给定预旋,当第一列转子在轴向进气前提下已是跨音速或超音速时,通常直接轴向进气,即对于第一级动叶来说,其入口速度三角形已知,即  $u_1, c_1, w_1$  均已知;

其特征在于:所述结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法的具体实现过程为:

步骤一、利用基于动叶出口轴向速度提升的方式,在给定高负荷气动设计目标下,对第一列转子进行气动设计,其动叶出口轴向速度确定方法如下:

已知第一列转子入口速度三角形和动叶负荷,在给定稠度  $\tau$  值情况下,利用式(1)利用式(1)计算得到第一列转子出口相对速度  $w_2$ :

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2\tau w_1} \quad (1)$$

由第一列转子入口速度三角形可求得第一列转子入口相对速度  $w_1$  和第一列转子入口相对速度在圆周方向的分速度  $w_{1u}$ ;由动叶负荷可求得扭速  $\Delta w_u$ ;选取扩压因子  $D$  值;同时利用(2)式和(3)式可计算得到动叶出口轴向速度  $w_{2z}$ ,其中  $w_{2z} = c_{2z}$ ;

$$w_{2u} = w_{1u} + \Delta w_u \quad (2)$$

$$w_{2z} = \sqrt{w_2^2 - w_{2u}^2} \quad (3)$$

根据第一列转子入口速度三角形,动叶出口轴向速度与动叶负荷,求得第一列转子中径处速度三角形;

步骤二、根据第二列动叶转速  $u_2$  确定第二列动叶入口处的绝对速度  $c_3$  的轴向分速度  $c_{3z}$ ;其确定方法如下,选取第二列动叶入口轴向速度值等于0.5或0.6倍的第二列动叶的圆周速度;

根据第二列转子入口马赫数需求与第一列转子负荷,计算第二列转子的入口预旋角;

步骤三、根据第二列转子的入口轴向速度与入口预旋角度,以及由第一列转子的出口轴向速度与出口气流角,求得第一列静子中径处出口速度;

步骤四、根据第二列转子的入口预旋角、圆周速度、入口轴向速度,得到第二列转子中径处入口速度三角形;根据步骤一再求得第二列转子中径处出口速度三角形;

步骤五、根据第二列转子出口轴向速度与出口气流角、第二列静子出口轴向速度  $c_{5z}$  求得第二列静叶中径出、入口速度;至此,对转压气机的中径处速度三角形求解完毕。

2. 根据权利要求1所述的一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,其特征在于:在步骤一中,扩压因子值不超过0.5。

3. 根据权利要求2所述的一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,其特征在

于:扩压因子取值为 0.4。

4. 根据权利要求 1、2 或 3 所述的一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,其特征在于:步骤二中所述的第二列转子入口马赫数需求不大于 1.2。

## 一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,属于高负荷轴流压气机气动设计技术领域。

### 背景技术

[0002] 本专利涉及三方面的技术。分别为对转压气机技术,附面层抽吸技术,基于轴向速度提升的高效率高负荷动叶设计技术。

#### [0003] 1、对转压气机技术

[0004] 对于涡轮而言,考虑到气流在涡轮中总体上处于顺压流动,因此在不减少其级负荷的前提下,可减少两列转子之间的静叶片而直接对转,使得发动机结构紧凑,重量下降,推重比提升。此外,对转技术也可减少传到飞机上的合力矩。

[0005] 对于压气机而言,气流在其内部总体上属于扩压流动。气流在压气机叶片中流动需满足扩压因子的要求。在转速数值相同情况下,若需两列对转转转子,直接实现原先两级压气机压比是困难的。其根本原因在于,在总压比不变情况下,压气机中静子叶片能够实现静压升从而降低转子叶片中的逆压梯度。若两列对转转转子直接实现两级压气机(假设其反动度为 0.5)总压比,平均每列转子需实现原先两倍的静压升。

[0006] 因此,对于对转压气机而言,不是简单的减少静叶片那么简单,而是需重新对其每列转子气动参数进行评估。第一列转子出口气流参数需满足第二列转子入口参数需求。从图 1 可看出,若两列转子在没有静叶前提下直接对转,其优点在于,第一列转子能够为第二列转子提供反预旋,提升了第二列转子的做功能力。但也有如下需注意的问题:

[0007] 1) 在特定圆周速度前提下,若想进一步提升第一列转子级负荷,会使得第二列转子的入口气流角或入口相对速度马赫数过高。事实证明,当叶栅入口马赫数超过 1.5 时,叶栅内部损失会显著增加。因此,在对转压气机前提下,第二列转子的参数需求限制了第一列转子负荷的进一步提升。同样,第一列转子在特定级负荷前提下,限制了第二列转子转速的进一步增加,以避免其入口相对马赫数和气流角增加。

[0008] 2) 为有效降低第二列转子的入口马赫数与气流角,提升负荷,有效办法为提高第一列转子入口正预旋。但当第一列转子入口马赫数已经达到特定水平时,正预旋会使得第一列转子入口相对马赫数进一步增加,激波损失提升。

#### [0009] 2、附面层抽吸技术

[0010] 附面层抽吸可改善压气机内部的流动状况,提升压气机级负荷与效率,从而使得压气机级数减少,发动机结构更加紧凑。但问题在于,附面层抽吸所吸走的经过压缩后的气体,能否进一步利用,以及如何利用。在实际应用过程中,不仅需考虑附面层抽吸的收益,而且需综合考虑当抽吸气体有不同用途时,抽吸所造成的额外损失。

[0011] 针对超、跨音速转子而言,若不采用围带,由于激波损失与泄漏损失的共同影响,损失主要集中在转子 70%叶高及以上区域的吸力面侧。当在转动部件上应用附面层抽吸时,抽吸管道的设计是一大挑战。此外,超音速叶型通常较薄,因此,抽吸槽的宽度,抽吸槽

的数量,都受到强度的限制。

[0012] 3、基于轴向速度提高的高效率高负荷动叶设计技术

[0013] 对于动叶气动设计,无论是在亚音速入口来流还是在超音速入口来流的前提下,均可通过动叶出口轴向速度提升,降低动叶内的扩压因子,以确保动叶高效流动。从而避免在高负荷气动设计条件下,在动叶中采用附面层抽吸技术等主动控制措施。针对转子入口来流分别为亚音速或跨、超音速的流动情况,分别对该技术予以说明。

[0014] 3.1 在入口相对速度为亚音速时,基于出口轴向速度提升的高效率高负荷动叶设计技术

[0015] 当转子入口相对速度为亚音速时,在常规设计中,动叶入口处、动叶出口处以及静叶出口处,其轴向速度通常相等或变化不大。在动叶入口速度三角形保持不变的前提下,随着级负荷提升,动叶转角增加到一定水平时,其内部将出现附面层分离。此时,可通过增加子午流道的收缩幅度,提升动叶出口轴向速度以降低动叶扩压因子,避免动叶中出现附面层分离流动。

[0016] 图 2 是在入口速度三角形相同且轴向进气前提下,不同出口轴向速度前提下的速度三角形对比。根据式 (1),可知,在入口速度三角形与扭速保持不变情况下,出口轴向速度增加,使得其出口相对速度增大,可有效降低动叶中的扩压因子。

$$[0017] \quad D=1-\frac{w_2}{w_1}+\frac{\Delta w_u}{2\tau w_1} \quad (1)$$

[0018] 3.2,在入口相对速度为跨、超音速时,基于出口轴向速度提升的高效率高负荷转子设计技术

[0019] 在传统超、跨声速轴流压气机中,超声速截面的典型速度三角形如图 3a) 所示,即在超声速叶栅中,压升主要依靠激波获得,气流很少或几乎没有折转。若保持入口速度三角形不变,在进一步提升其级负荷前提下,传统转子超声速截面速度三角形设计通常如图 3b) 所示,即扭速增益由两部分组成,分别为激波产生的扭速  $\Delta w_u$ ,以及由于气流折转带来的扭速  $\Delta w_{u1}$ 。图 3b) 中虚线箭头表示动叶栅中相对速度连续的变化过程。气流动量除了克服激波所带来的大逆压力梯度外,还需克服气流折转所带来的逆压力梯度。因此在激波过后轴向速度几乎不发生改变的前提下,若须避免附面层分离,超声速截面叶栅转角是有限的,且其入口马赫数越高,入口激波产生的逆压力梯度越大,通过增大叶栅转角进一步提升级负荷越困难。

## 发明内容

[0020] 本发明为了解决现有的轴流压气机没有充分利用附面层抽吸来提升级负荷能力,在转动部件中进行附面层抽吸时致使抽吸管道设计困难以及叶片强度下降等问题。

[0021] 本发明提出一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法,解决了如下技术问题:1,充分利用第一列转子叶片对第二列转子叶片提供的正预旋,以提高第二列转子的做功能力;2,在不必要采用正预旋增加激波损失的前提下,充分利用第一列转子的做功能力,而无需考虑第二列转子入口气流角与相对马赫数的需求;与此同时,对于第二列转子,可根据实际情况需求选择转速,而无需考虑转速增加使得入口相对马赫数过高或入口气流角过大的问题;3,充分利用附面层抽吸对于提升级负荷的能力,通过只在静叶中进行附面层抽吸

以避免在转动部件中进行附面层抽吸时抽吸管道设计困难以及叶片强度下降等难题。4, 充分挖掘两列转子的做功能力, 实现对转压气机的高负荷气动设计。

[0022] 本发明在于发明了一种对转压气机气动设计方法, 与此同时, 为验证该气动设计原理的合理性, 利用数值分析手段, 对该原理进行了数值验证。该发明能够有效解决现有对转轴流压气机两列转子直接对转时存在的系列问题, 同时也能避免附面层抽吸在转子中进行。利用本发明方法, 能够充分挖掘对转压气机每列转子的做功能力, 实现对转压气机高负荷气动设计。

[0023] 本发明为解决上述技术问题采取的技术方案是:

[0024] 一种结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法, 对于第一列动叶, 在高负荷气动设计条件下, 大幅增加其出口轴向速度以确保第一列动叶效率; 对于第一列静叶, 结合附面层抽吸以控制其内部流动分离并为第二列动叶提供反预旋; 对于第二列动叶, 在高负荷设计条件下, 通过大幅提升第二列动叶出口轴向速度以确保第二列转子效率; 对于第二列静叶, 结合附面层抽吸以实现气流减速与轴向出气;

[0025] 根据发动机整机性能的需求给定如下参数: 设计转速, 包括第一列动叶(转子)转速  $u_1$  以及第二列动叶(转子)转速  $u_2$ ; 设计负荷, 包括第一列动叶(转子)设计负荷  $\Delta w_{u1}$  与第二列动叶(转子)设计负荷  $\Delta w_{u2}$ ; 第一列动叶(转子)入口轴向速度  $c_{1z}$ , 第二列静子出口轴向速度  $c_{5z}$ ;

[0026] 对于第一列转子, 根据其入口马赫数需求给定预旋, 当第一列转子在轴向进气前提下已是跨音速或超音速时, 通常直接轴向进气, 即对于第一级动叶来说, 其入口速度三角形已知, 即  $u_1, c_1, w_1$  均已知;

[0027] 所述结合附面层抽吸的对转压气机气动设计方法的具体实现过程为:

[0028] 步骤一、利用基于动叶出口轴向速度提升的方式, 在给定高负荷气动设计目标下, 对第一列转子进行气动设计, 其动叶出口轴向速度确定方法如下:

[0029] 已知第一列转子入口速度三角形和动叶负荷, 在给定稠度  $\tau$  值情况下, 利用式(1) 利用式(1) 计算得到第一列转子出口相对速度  $w_2$ ;

$$[0030] \quad D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2\tau w_1} \quad (1)$$

[0031] 由第一列转子入口速度三角形可求得第一列转子入口相对速度  $w_1$  和第一列转子入口相对速度在圆周方向的分速度  $w_{1u}$ ; 由动叶负荷可求得扭速  $\Delta w_u$ ; 选取扩压因子  $D$  值; 同时利用(2) 式和(3) 式可计算得到动叶出口轴向速度  $w_{2z}$ , 其中  $w_{2z} = c_{2z}$ ;

$$[0032] \quad w_{2u} = w_{1u} + \Delta w_u \quad (2)$$

$$[0033] \quad w_{2z} = \sqrt{w_2^2 - w_{2u}^2} \quad (3)$$

[0034] 根据第一列转子入口速度三角形, 动叶出口轴向速度与动叶负荷, 求得第一列转子中径处速度三角形;

[0035] 步骤二、根据第二列动叶转速  $u_2$  确定第二列动叶入口处的绝对速度  $c_3$  的轴向分速度  $c_{3z}$ ; 其确定方法如下, 选取第二列动叶入口轴向速度值等于 0.5 或 0.6 倍的第二列动叶(转子)的圆周速度;

[0036] 根据第二列转子入口马赫数需求与第一列转子负荷, 计算第二列转子的入口预旋角;

[0037] 步骤三、根据第二列转子的入口轴向速度与入口预旋角度,以及由第一列转子的出口轴向速度与出口气流角,求得第一列静子中径处出口速度;

[0038] 步骤四、根据第二列转子的入口预旋角、圆周速度、入口轴向速度,得到第二列转子中径处入口速度三角形;根据步骤一再求得第二列转子中径处出口速度三角形;

[0039] 步骤五、根据第二列转子出口轴向速度与出口气流角、第二列静子出口轴向速度  $c_{5z}$  求得第二列静叶中径出、入口速度;至此,对转压气机的中径处速度三角形求解完毕。

[0040] 在步骤一中,扩压因子值一般不超过 0.5。扩压因子可取值为 0.4。

[0041] 步骤二中所述的第二列转子入口马赫数需求一般不大于 1.2。

[0042] 本发明方法的设计原理

[0043] 该对转压气机气动设计原理主要通过四个部件实现的,如图 5 所示。分别为转子 1,静子 1,转子 2,静子 2。对于转子 1,利用基于轴向速度提升的高效高负荷转子气动设计技术,使得该转子不仅能够实现高负荷设计,同时也保证其流动效率。对于静子 1,主要有两个作用:第一个作用是实现静压升与气流折转,降低下级静叶入口马赫数与气流角;第二个作用是下级静叶提供反预旋,以提高下级动叶的做功能力。为有效避免下级动叶预旋的选取受到第一级静叶中扩压因子的限制,在静子 1 中采用附面层抽吸进行流动控制,以满足下级转子的入口需求。对于转子 2,其入口反预旋使得其做功能力提升。此外同样利用基于轴向速度提升的高效高负荷转子气动设计技术,实现第二列转子的高负荷设计并保证其流动效率。对于静子 2,利用附面层抽吸解决其内部流动问题,并实现轴向出气,使得出口气流参数满足燃烧室入口需求。

[0044] 该发明方法的优点如下:

[0045] 在转子超、跨音速转子的超音速截面,基于出口轴向速度提升的高效率高负荷动叶气动设计技术速度三角形如图 4 所示。在两种设计情况下,假设激波过后入口超声速气流  $w_1$  都减速为或很快减速为  $w_{12}$ ,且其中  $w_{12}$  的马赫数小于 1。但与常规设计相比较,为有效控制气流在激波后进一步折转所带来的附面层分离问题,通过流道收缩设计,使得激波过后的亚音速气流的轴向速度不断增加,如图 4(b) 中虚线所示,从而提升动叶出口相对速度。如公式 (1) 所示,利用激波过后轴向速度提升,同样可降低动叶超音速截面中的扩压因子,但须注意的是,对于动叶入口来流为超音速流动的情况,需避免在强激波的情况下附面层当即出现大尺度分离,即使激波过后顺压流动,使得分离再附,其损失依旧会较大。

[0046] 对于入口为亚声速的动叶而言,在其入口马赫数小于其临界马赫数且不考虑叶片高度限制时,可通过增大反预旋并提高动叶出口轴向速度,在保证动叶高效流动的同时以最大限度提升动叶负荷。对于入口为超、跨声速的动叶而言,在其入口马赫数不至于太高使得激波过后由于激波前后逆压梯度过高使得附面层立即发生较大尺度分离的情况下,同样可适当增加反预旋并结合动叶出口轴向速度提升以最大限度提高动叶负荷,并使其高效流动。

[0047] 由于静叶 1 的存在,很好的解决了当增大气流折转提升第一列转子负荷时,转子 2 的入口气流角过大或马赫数过高的问题,且可根据实际需要,静叶 1 可为转子 2 提供反预旋以提高其做功能力;同样可根据实际设计要求而选取第二列转子转速,结合附面层抽吸改变静叶 1 出口气流角度和轴向速度,对第二列转子入口预旋进行调节,而不必担心由于转速提升使得其入口马赫数过高与转角过大的问题。由于静叶 1 和静叶 2 的存在,可充分的

利用每列转子的做功能力,而不必考虑第二列转子入口气流角与入口马赫数需求,以提升级负荷。利用该气动设计方法,附面层抽吸只在对转压气机的静叶中进行,避免了在转动部件中进行附面层抽吸所带来的系列问题。

### 附图说明

[0048] 图 1,动叶轮直接对转的对转压气机剖面及其速度三角形示意图。从一元角度出发,其中  $w_1$  为第一列转子的入口相对速度,  $c_1$  为第一列转子的入口绝对速度,  $u_1$  为入口处圆周速度,  $w_{2out}$  为第一列转子出口相对速度,  $c_2$  为第一列转子出口绝对速度,  $u_1$  为第一列转子出口处圆周速度,  $c_2$  为第二列转子入口处绝对速度,  $w_{2in}$  为第二列转子入口相对速度,  $u_2$  为第二列转子入口处圆周速度,  $c_3$  为第二列转子出口处绝对速度,  $w_3$  为第二列转子出口处相对速度,  $u_2$  为第二列转子出口处圆周速度。

[0049] 图 2,当亚音速入口来流的转子出口轴向速度提升时,动叶速度三角形对比。其中  $w_1$  为入口相对速度,  $w_2$  为出口相对速度,  $c_{1z}$  为入口绝对速度,  $c_{2z}$  为出口绝对速度,  $u$  为圆周速度,  $\Delta w_u$  为扭速。

[0050] 图 3,传统超音速转子速度三角形。  $w_1$  为入口相对速度,  $w_2$  为出口相对速度,  $c_{1z}$  为入口绝对速度,  $c_{2z}$  为出口绝对速度,  $u$  为圆周速度,  $\Delta w_u$  为扭速。

[0051] 图 4,当  $\Delta w_u < u$  时,当入口为超音速来流的转子出口轴向速度大幅提升时,与常规动叶设计的速度三角形对比。  $w_1$  为入口相对速度,  $w_2$  为出口相对速度,  $c_{1z}$  为入口绝对速度,  $c_{2z}$  为出口绝对速度,  $u$  为圆周速度,  $\Delta w_u$  为扭速,  $w_{12}$  为入口激波后相对速度。

[0052] 图 2、3、4 中的双空心箭头表示两个图的对比。

[0053] 图 5,本发明中的对转压气机主视图及其中径处速度三角形。从一维角度出发,其中  $w_1$  为第一列转子入口相对速度,  $w_2$  为第一列转子出口相对速度,  $c_1$  为入口绝对速度,  $c_2$  为出口绝对速度,  $u_1$  为入口圆周速度,  $w_3$  为第二列转子入口相对速度,  $c_3$  为第二列转子入口绝对速度,  $u_2$  为第二列转子入口圆周速度,  $c_4$  为第二列转子出口绝对速度,  $w_4$  为第二列转子出口相对速度,  $u_2$  为第二列转子出口圆周速度。

[0054] 图 6,第一列转子中径处速度三角形。其中  $w_1$  为第一列转子入口相对速度,  $w_2$  为第一列转子出口相对速度,  $c_1$  为入口绝对速度,  $c_2$  为出口绝对速度,  $u_1$  为入口圆周速度,  $u_2$  为出口圆周速度。

[0055] 图 7,第二列转子中径处速度三角形。  $w_3$  为第二列转子入口相对速度,  $c_3$  为第二列转子入口绝对速度,  $u_3$  为第二列转子入口圆周速度,  $c_4$  为第二列转子出口绝对速度,  $w_4$  为第二列转子出口相对速度,  $u_4$  为第二列转子出口圆周速度。

[0056] 图 8 为第一列转子叶片的三维造型图;图 9 为第一列静子叶片的三维造型图;图 10 为第二列转子叶片的三维造型图;图 11 为第二列静子叶片的三维造型图;图 12 为子午流道及其静压分布图;图 13 为静子 1 中的抽吸结构示意图;图 14 为静子 2 中的抽吸结构示意图;

[0057] 图 15 为两级对转压气机壁面网格图;图 16 为 10%叶高处相对马赫数云图;图 17 为 50%叶高处相对马赫数云图;图 18 为 90%叶高处相对马赫数云图;图 19 为设计转速下,流量压比特性曲线图;图 20 为设计转速下,流量效率特性曲线图;图 21 为出口轴向速度分布图。



## 具体实施方式

[0058] 在实际设计中,根据发动机整机性能的需求。通常如下参数是给定的。设计转速,包括第一列转子转速  $u_1$  以及第二列转子转速  $u_2$ ;设计负荷,包括第一列转子设计负荷  $\Delta w_{u1}$  与第二列转子设计负荷  $\Delta w_{u2}$ ;第一列转子入口轴向速度  $c_{1z}$ ,第二列静子出口轴向速度  $c_{5z}$ 。此外,对于第一列转子,可根据其入口马赫数需求给定预旋,但当第一列转子在轴向进气前提下已是跨音速或超音速时,通常直接轴向进气,即对于第一级动叶来说,其入口速度三角形已知,即  $u_1, c_1, w_1$  均已知。因此该发明的实现步骤如下:

[0059] 步骤一、利用基于轴向速度提升的高效高负荷动叶设计技术,在给定高负荷气动设计目标下,对第一列转子进行气动设计。其出口轴向速度确定方法如下:

[0060] 在设计中,该列转子入口速度三角形已知,级负荷也已知,因此(1)式中  $w_1, \Delta w_u, w_{1u}$  已知,可通过选取扩压因子  $D$  值,通常不超过 0.4,在给定稠度  $\tau$  值情况下,利用式 1 计算得到  $w_2$ 。同时利用(2)式和(3)式可计算得到动叶出口轴向速度  $w_{2z}$ ,其中  $w_{2z} = c_{2z}$ 。

$$[0061] \quad w_{2u} = w_{1u} + \Delta w_u \quad (2)$$

$$[0062] \quad w_{2z} = \sqrt{w_2^2 - w_{2u}^2} \quad (3)$$

[0063] 根据上述方法求得的中径处设计速度三角形,若所得动叶在三维验证分析中,其效率还是不能满足设计要求,可适当缩小给定扩压因子,并重新验证计算。在此需注意的是,在转子叶尖处,为有效避免由于叶尖泄漏流动以及其与端壁附面层干涉所带来的流动分离,可对轮缘曲线进行适当收缩,以降低转子叶尖处的逆压力梯度,保证转子高效流动。此外,为有效降低第一列静叶负荷,在实现第一列动叶设计效率与设计负荷前提下,尽量增大第一列动叶的扩压因子与减少第一列转子段轮缘收缩幅度。

[0064] 因此,根据第一列转子入口速度三角形,出口轴向速度与负荷,完成第一列转子设计,包括该段子午流道设计,以及转子叶型设计。

[0065] 步骤二、根据第二列转子的设计转速,确定第二列转子入口处的轴向速度。其确定方法如下,可选取其轴向速度值等于 0.5 或 0.6 倍的第二列转子的圆周速度。此外,可根据第二列转子入口马赫数需求(通常不大于 1.2)与第一列转子负荷,初步估计第二列转子的入口预旋角。

[0066] 步骤三、根据第二列转子的入口轴向速度与入口预旋角度,以及由第一列转子的出口轴向速度与出口气流角,实现第一列静子设计,包括抽吸方案设计,该段子午流道设计,以及结合附面层抽吸的叶型设计。

[0067] 步骤四、根据第二列转子的入口预旋角,圆周速度,入口轴向速度,得到第二列转子的入口速度三角形。根据该列转子的负荷,以及利用基于轴向速度提升的高效率高负荷动叶设计技术,确定其出口轴向速度,其确定方法与转子 1 出口轴向速度确定方法一样。然后完成第二列转子设计,包括该段子午流道设计,以及转子叶型设计。

[0068] 步骤五、根据第二列转子出口轴向速度与出口气流角,以及第二级静叶出口要求,即出口气流角已知出口轴向速度大小已知,确定第二列静叶设计。包括该段子午流道设计,抽吸方案设计,以及结合附面层抽吸的叶型设计。

[0069] 本发明方法的实验验证

[0070] 基于数值模拟的手段,对上述对转压气机气动设计原理进行了数值验证。其基

本设计参数如下,入口流量 26.5kg/s,两级对转压气机实现 5.8 的总压比,总效率不低于 88%,第一列转子入口叶尖切线速度 370m/s,入口轴向速度 170m/s,第一列转子入口轮毂比 0.7,轴向进气。设计工况下,第二列转子转速与第一列转子转速相等。根据流量,入口轮毂比,入口轴向速度以及叶尖切线速度,求得第一列转子转速为 11758.3 转 / 分,第二列转子转速为 -11758.3 转 / 分。为实现 5.8 的总压比,第一列转子与静子 1 实现 2.6 的总压比;第二列转子与第二列静子实现 2.25 的总压比。根据基于轴向速度提升的高负荷动叶设计技术,以及第二列转子入口预旋需求(主要考虑第二列转子入口相对马赫数与入口相对气流角),第一列转子与第二列转子中径处的速度三角形分别如图 6,图 7 所示。在确保动叶高效流动前提下,相较入口轴向速度,两列转子出口轴向速度都有大幅度提升。其中第一列转子入、出口轴向速度分别为 180m/s,246m/s. 第二列转子入、出口轴向速度分别为 165m/s,280m/s.

[0071] 其中第一列动叶其部分参数如下:其中叶片数为 36,弦长为 0.112683268706324m,转速为 -11759 转 / 分。第一列动叶出入口几何气流角如表 1 所示,其出入口半径如表 2 所示。第一列转子三维造型如图 8 所示。

[0072] 第一列静叶部分参数如下,叶片数为 60,弦长为 0.049580638230783m,转速为 0 转 / 分,其出入口几何气流角如表 3 所示,其出入口半径如表 4 所示。第一列静子其三维几何造型如图 9 所示。

[0073] 第二列转子部分参数如下,叶片数叶片数为 65,弦长为 0.0534005m. 转速为 11759 转 / 分(方向与第一列转子相反)。第二列转子出入口几何气流角如表 5 所示,其出入口半径如表 6 所示。其三维造型如图 10 所示。

[0074] 第二列静子部分参数如下,叶片数 130,弦长为 0.0269m,转速 :0 转 / 分。第二列静子出入口几何气流角如表 7 所示,其出入口半径如表 8 所示。其三维造型如图 11 所示。

[0075] 其子午流道形状及静压分布如图 12 所示。

[0076] 第一列静子抽吸结构示意图如图 13 所示,抽吸方案细节如表 9 所示。

[0077] 第二列静子抽吸结构示意图如图 14 所示,抽吸方案细节如表 10 所示。

[0078] 数值计算方法如下:采用 NUMECA 软件的 Fine/Turbo 模块,通过求解 N-S 方程,进行定常流场的数值模拟。利用 AutoGrid5 模块生成网格,各列叶栅结构均采用软件默认的 4H0 结构形式。第一列动叶网格数目为 1414899 个,第一列静叶网格数目为 1177289,第二列动叶的网格数目为 1277547,第二列静叶网格数目为 1257605,总网格数为 5127340。两级对转压气机其壁面网格如图 15 所示,其中第一层壁面网格厚度为  $10^{-5}$ ,以有效控制  $y^+$  值不大于 3。湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型,差分格式采用中心差分格式,全多重网格法加速收敛。入口边界条件总温 288K,总压 101325pa,轴向进气。基于径向平衡方程给定背压出口条件。抽吸槽处直接给定背压出口边界条件,背压值如表 9、表 10 所示。

[0079] 其 10%,50%,90%叶高处的相对马赫数云图分别如图 16,图 17,图 18 所示。从图中可看出,在各叶高处,附面层附着良好,确保了动叶的高效流动。利用本文提出的对转压气机气动设计原理,动叶的高效高负荷设计通过采用基于轴向速度提升的高负荷转子气动设计技术予以保证。静叶的高负荷设计通过附面层抽吸予以了很好保证。与此同时,通过第二列静叶栅的出口为第二列转子提供了反预旋,很好的提升了第二列转子的做功能力。本设计汇总第二列转子入口仍然属于超音的。

[0080] 从图 19,图 20 压气机特性曲线可看出,其最大总压比可达到 5.875,最大效率可达到 88.8%。在设计点处,其总压比为 5.855,效率为 88.7%,其出口绝对气流角在  $\pm 3$  度以内,其出口轴向速度如图 21 所示,其出口平均马赫数在 0.43 左右,并可结合附面层抽吸并适当扩张第二列静叶处的子午流道以进一步降低其出口轴向速度。

[0081] 从上述验证结果看来,本发明即该种对转压气机气动设计原理是可行的。可利用该原理实现高负荷,高效率的对转压气机气动设计。

[0082] 表 1,第一列转子出入口几何角度

相对叶高	入口几何角 ( $^{\circ}$ )	出口几何角 ( $^{\circ}$ )	安装角 ( $^{\circ}$ )
0	51.1727	-9.6000	25.7863
0.25	54.0104	-8.0046	28.0029
0.5	56.5185	-4.8138	30.8524
0,75	58.7433	-0.0276	34.3578
1	60.7243	6.3540	38.5392

[0083] 表 2,第一列转子出入口轮缘轮毂半径

[0084]

入口轮毂半径 (m)	入口轮缘半径 (m)	出口轮毂半径 (m)	出口轮缘半径 (m)
0.2103	0.3005	0.2374	0.2870

[0085] 表 3,第一列静子出入口几何角度

[0086]

相对叶高	入口几何角 ( $^{\circ}$ )	出口几何角 ( $^{\circ}$ )	安装角 ( $^{\circ}$ )
0	-48.8000	-12	-35.4000
0.25	-48.4006	-12	-35.2003
0.5	-47.8680	-12	-34.9340
0,75	-47.6217	-12	-34.8108
1	-47.0000	-12	-34.5000

[0087] 表 4,第一列静子出入口轮缘轮毂半径

[0088]

入口轮毂半径 (m)	入口轮缘半径 (m)	出口轮毂半径 (m)	出口轮缘半径 (m)
0.2374	0.2870	0.2391	0.2852

[0089] 表 5,第二列转子出入口几何角度

[0090]

相对叶高	入口几何角 (°)	出口几何角 (°)	安装角 (°)
0	-63.185220038176709	12.047743464060144	-30.5687382870583
0.25	-65.146876347888664	6.144898354649165	-34.5009889966198

[0091]

0.5	-64.966590198570415	0.030940420857971	-37.4678248888562
0,75	-63.711979584405796	-5.112848445735296	-39.4124140150705
1	-63.872672418059366	-10.139177891344872	-42.0059251547021

[0092] 表 6, 第二列转子出入口轮缘轮毂半径

[0093]

入口轮毂半径 (m)	入口轮缘半径 (m)	出口轮毂半径 (m)	出口轮缘半径 (m)
0.2406	0.2835	0.252	0.272

[0094] 表 7, 第二列静子出入口几何角度

[0095]

相对叶高	入口几何角 (°)	出口几何角 (°)	安装角 (°)
0	46.0000	-5	22.5000
0.25	44.2432	-5	21.6216
0.5	41.1636	-5	20.0818
0,75	38.2314	-5	18.6157
1	41.0000	-5	20.0000

[0096] 表 8, 第二列静子出入口轮缘轮毂半径

[0097]

入口轮毂半径 (m)	入口轮缘半径 (m)	出口轮毂半径 (m)	出口轮缘半径 (m)
0.252	0.272	0.252	0.272

[0098] 表 9, 第一列静子中抽吸方案设计

[0099]

槽名称	抽吸背压	抽吸流量(kg/s)	占入口流量百分比(%)
抽吸槽 1	135000	0.55	2.08
抽吸槽 2	115000	0.764	2.9
抽吸槽 3	125000	0.778	2.94

[0100] 表 10, 第二列静子中抽吸方案设计

[0101]

槽名称	抽吸背压(pa)	抽吸流量(kg/s)	占入口流量百分比(%)
抽吸槽 1	450000	0.35	1.32
抽吸槽 2	300000	0.647	2.44
抽吸槽 3	450000	0.294	1.11

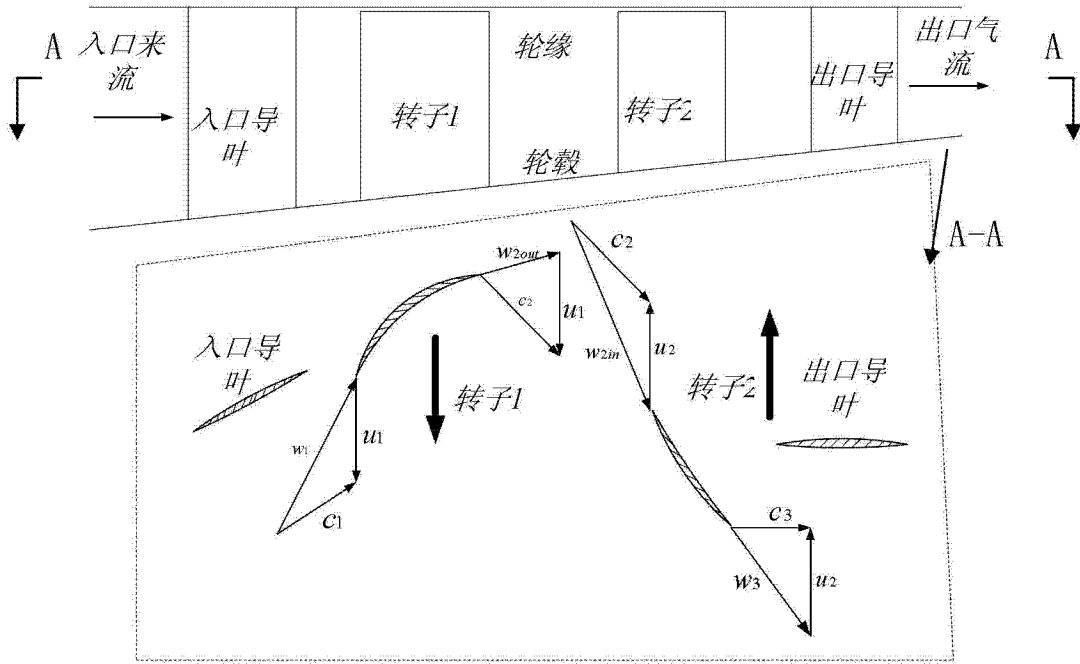


图 1

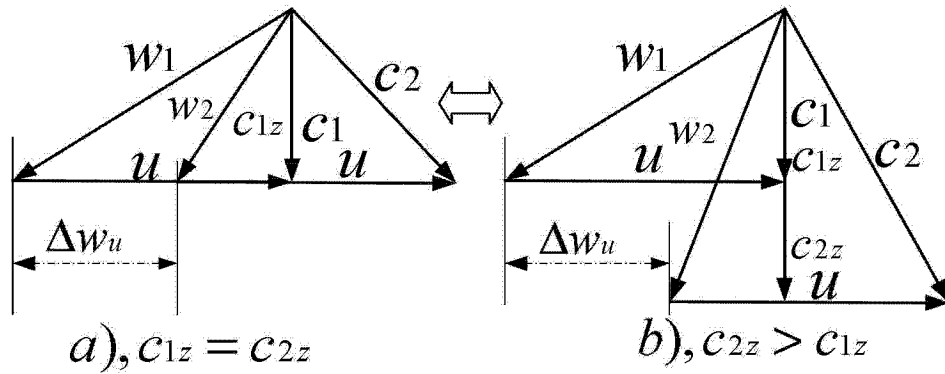


图 2

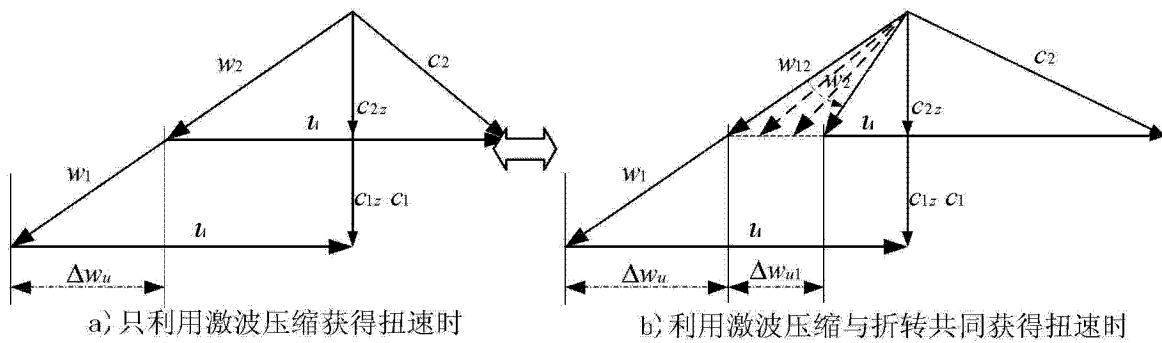


图 3

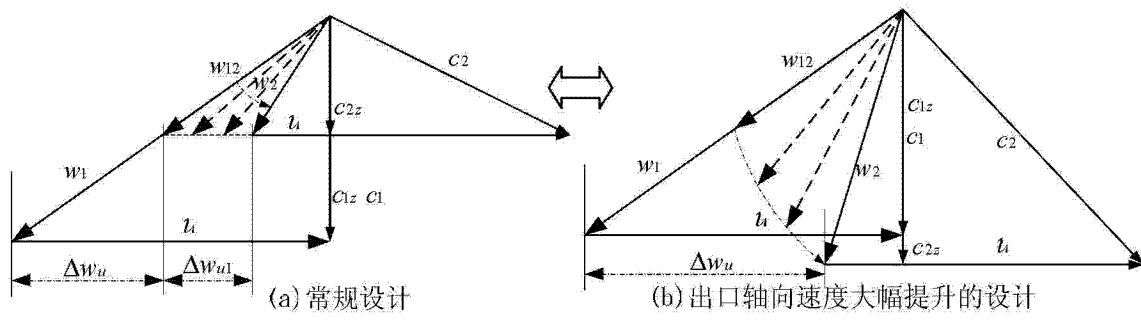


图 4

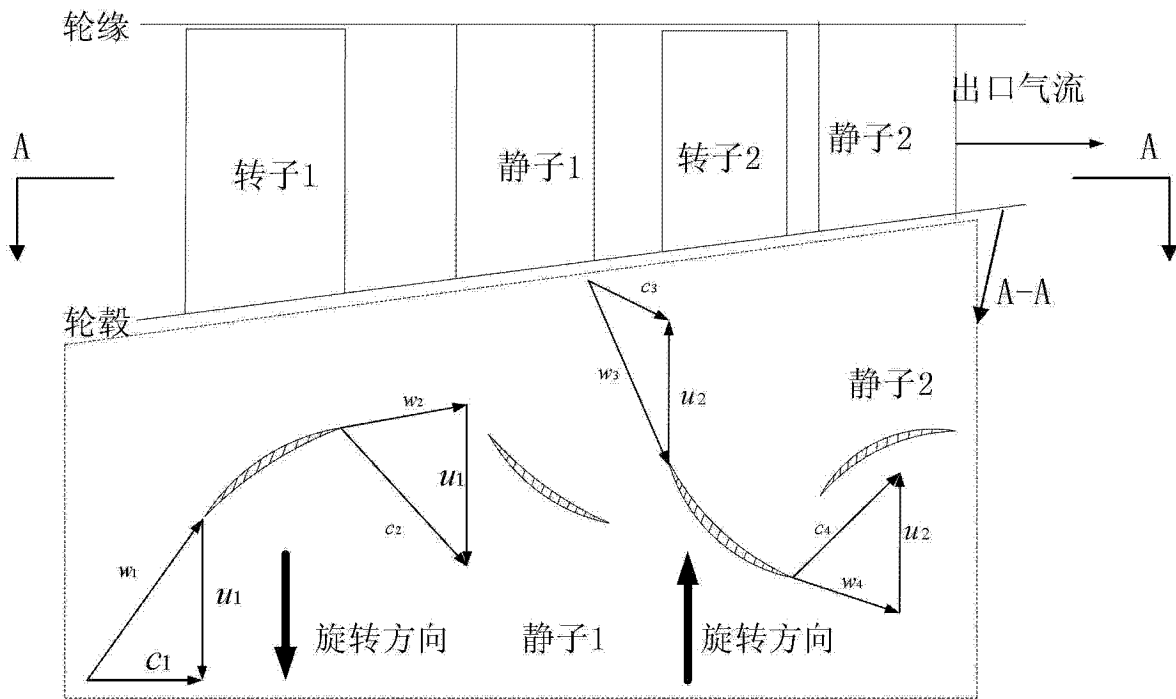


图 5

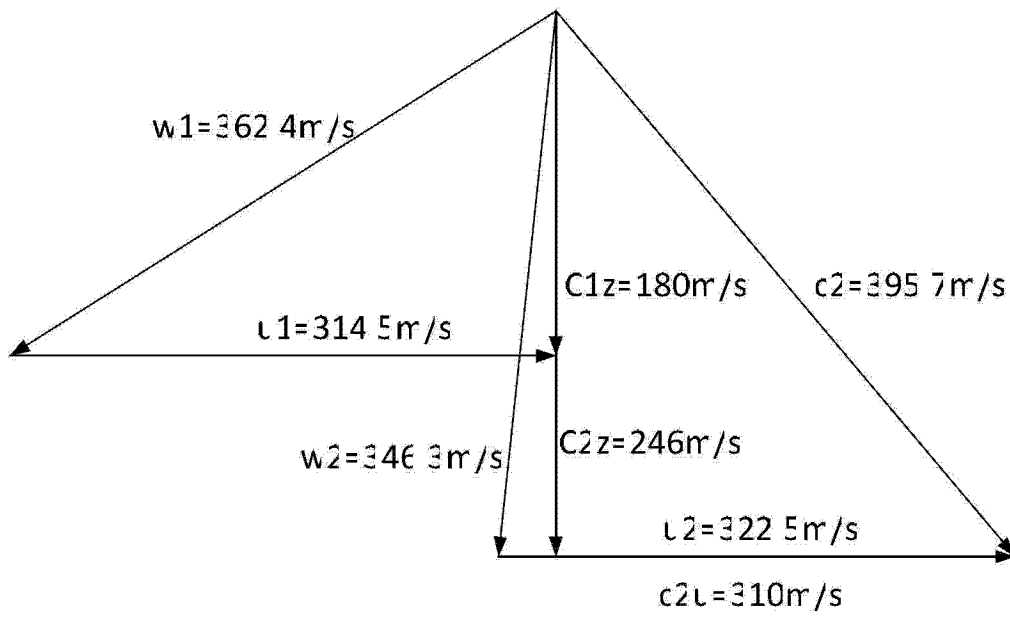


图 6

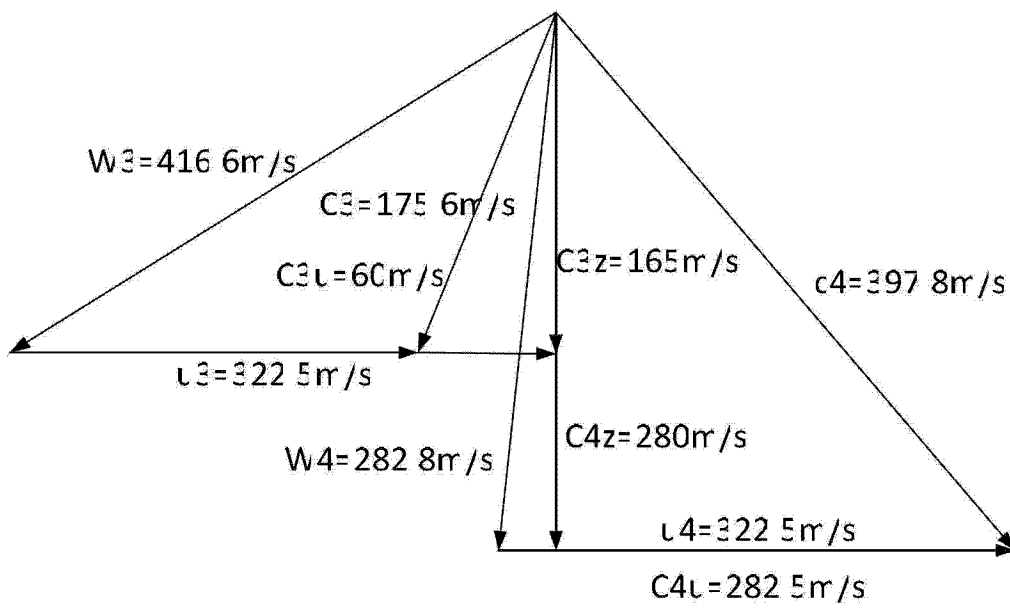


图 7



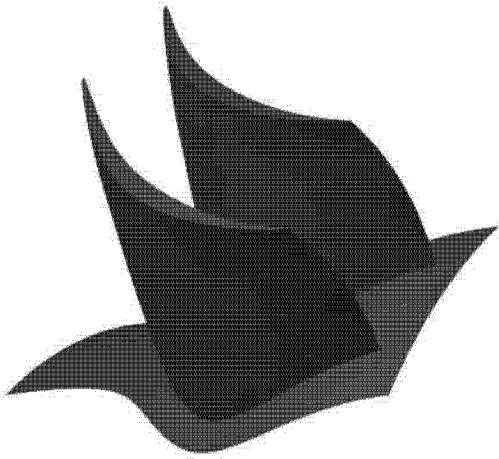


图 8

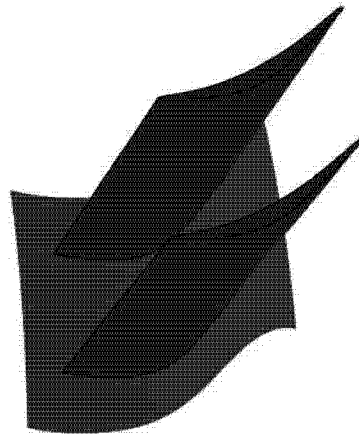


图 9

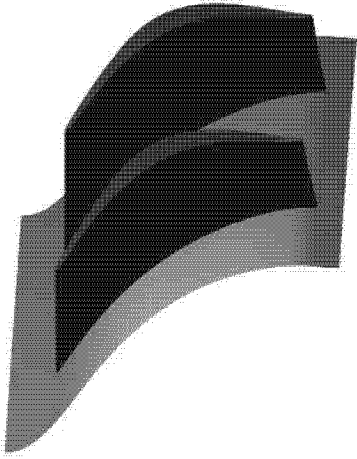


图 10

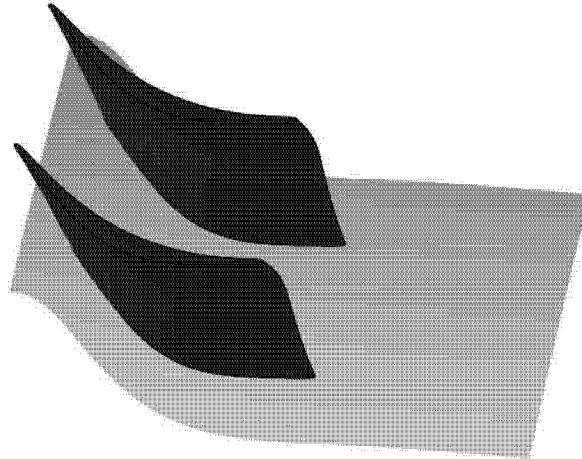


图 11

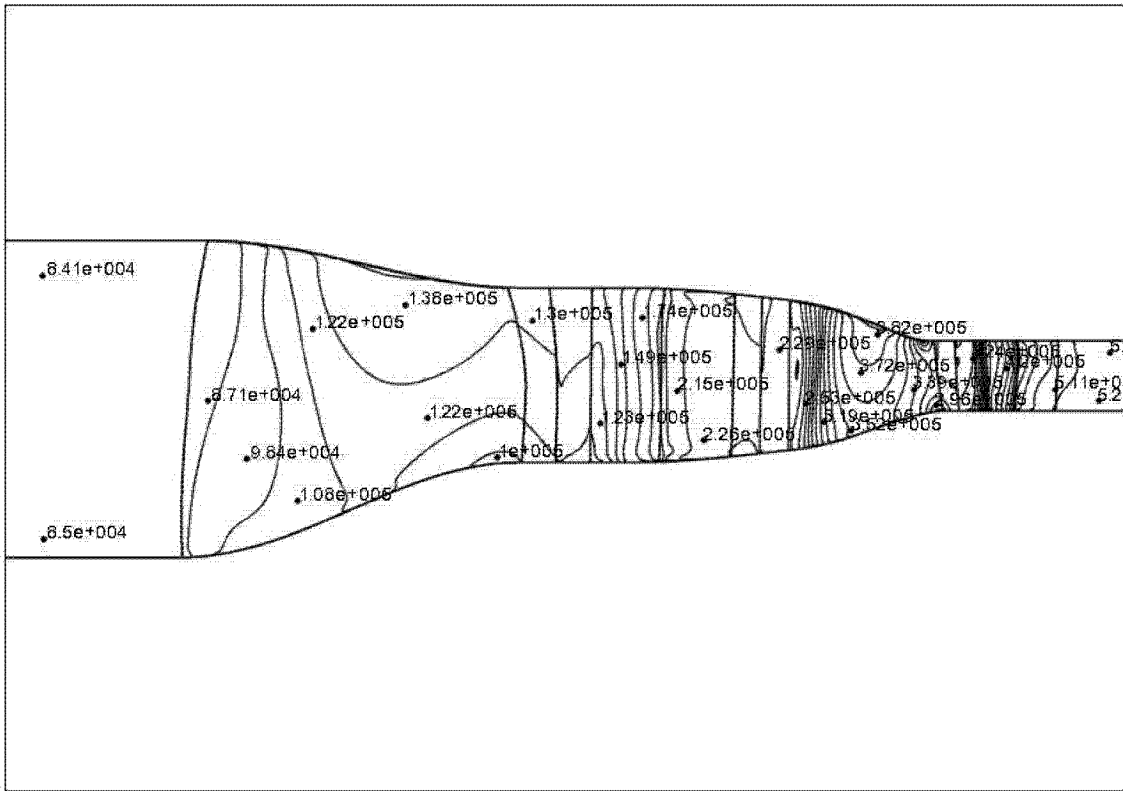


图 12

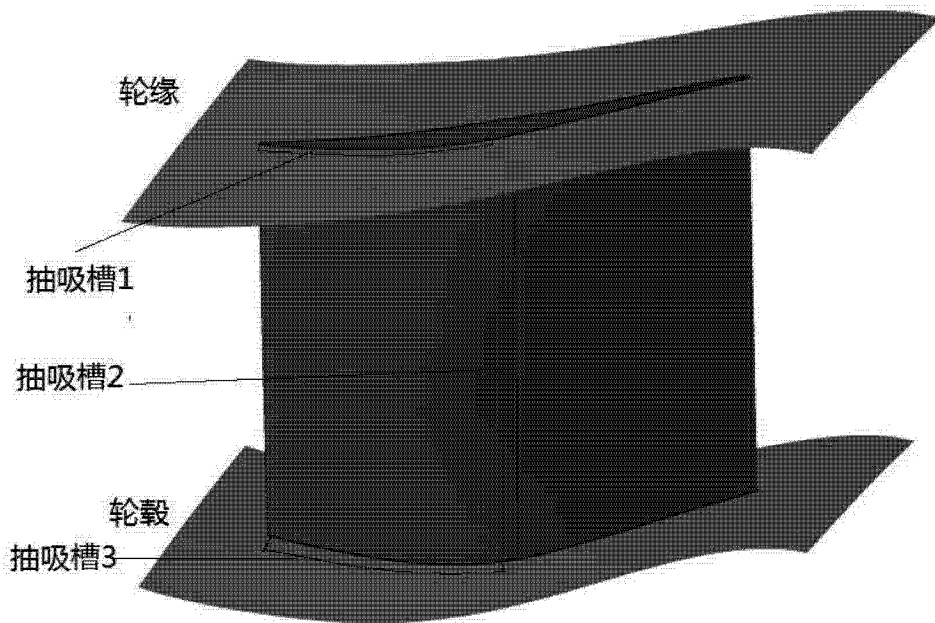


图 13

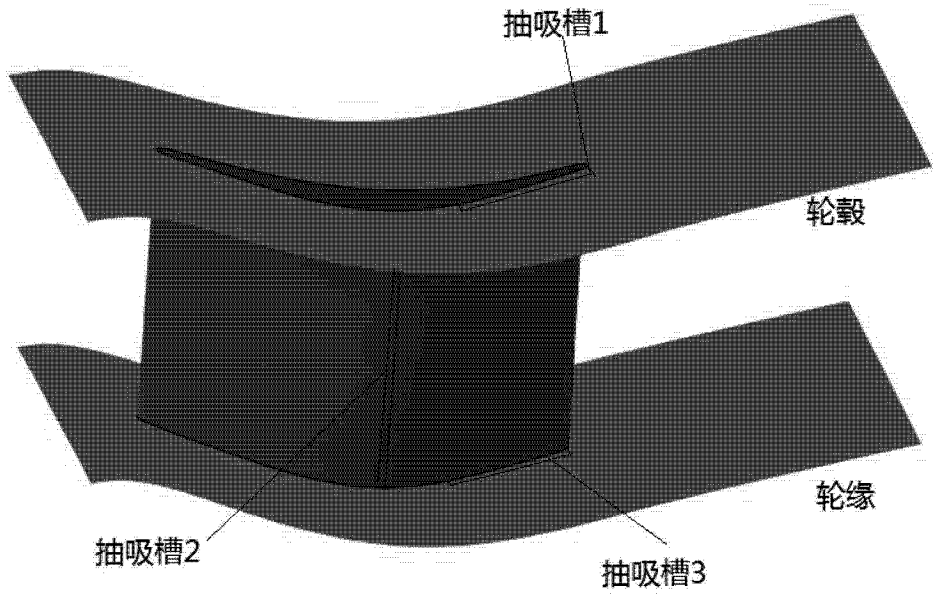


图 14

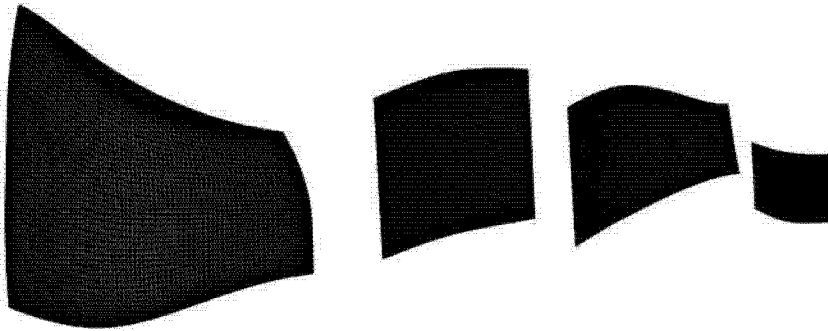


图 15

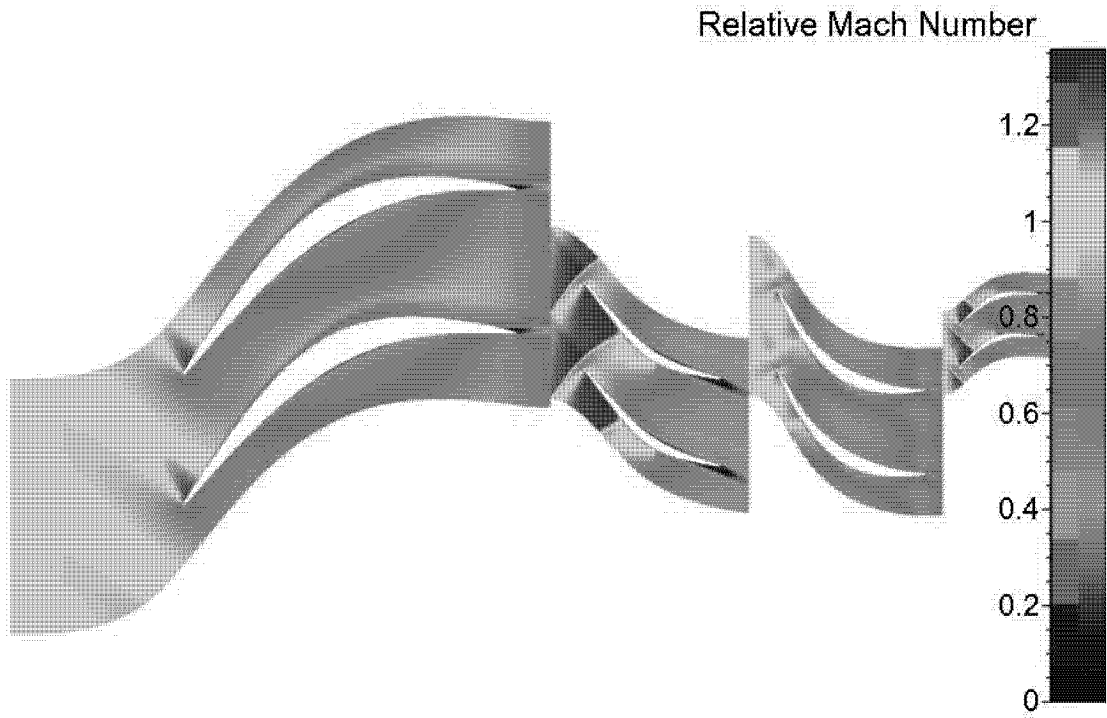


图 16

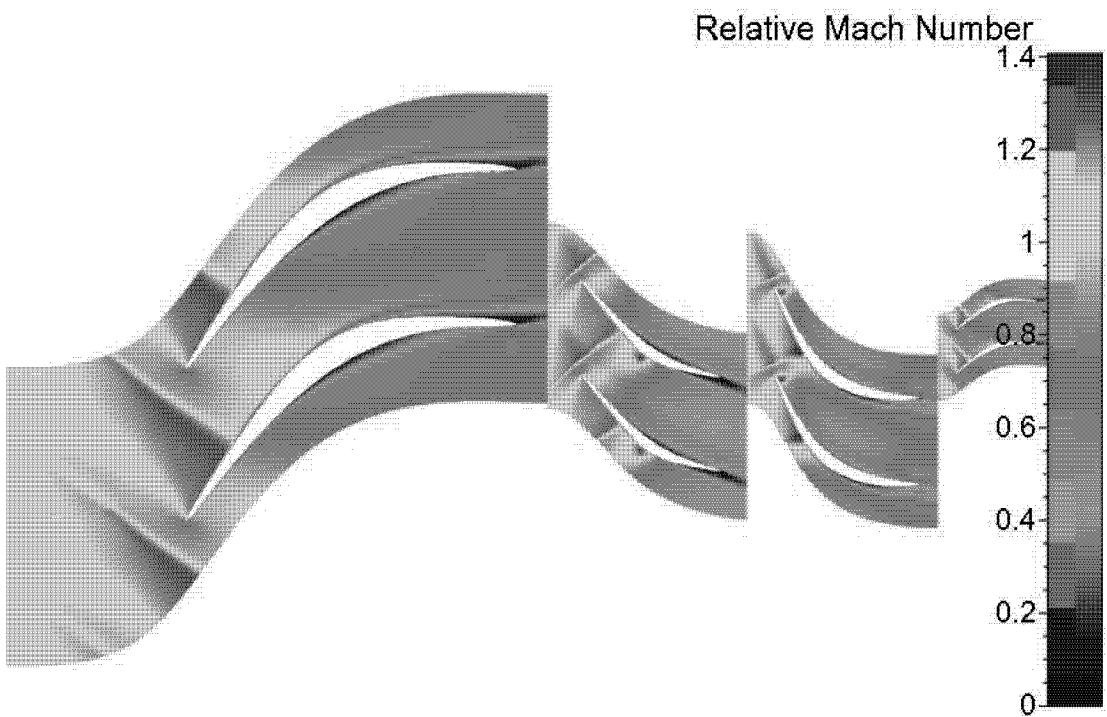


图 17

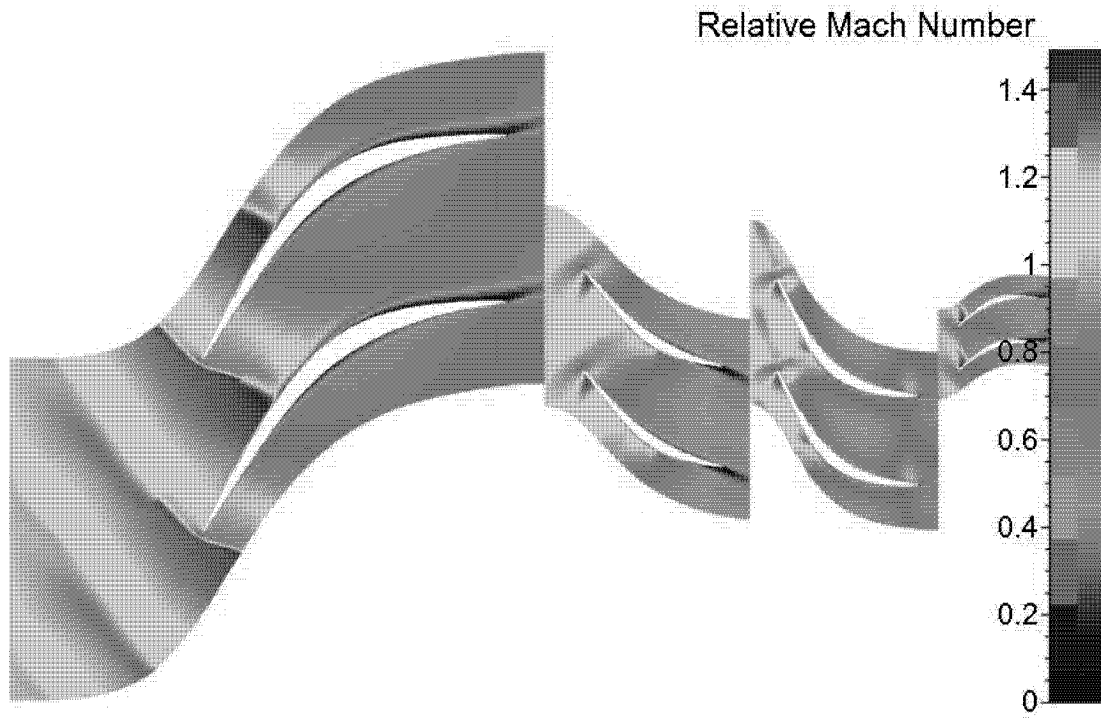


图 18

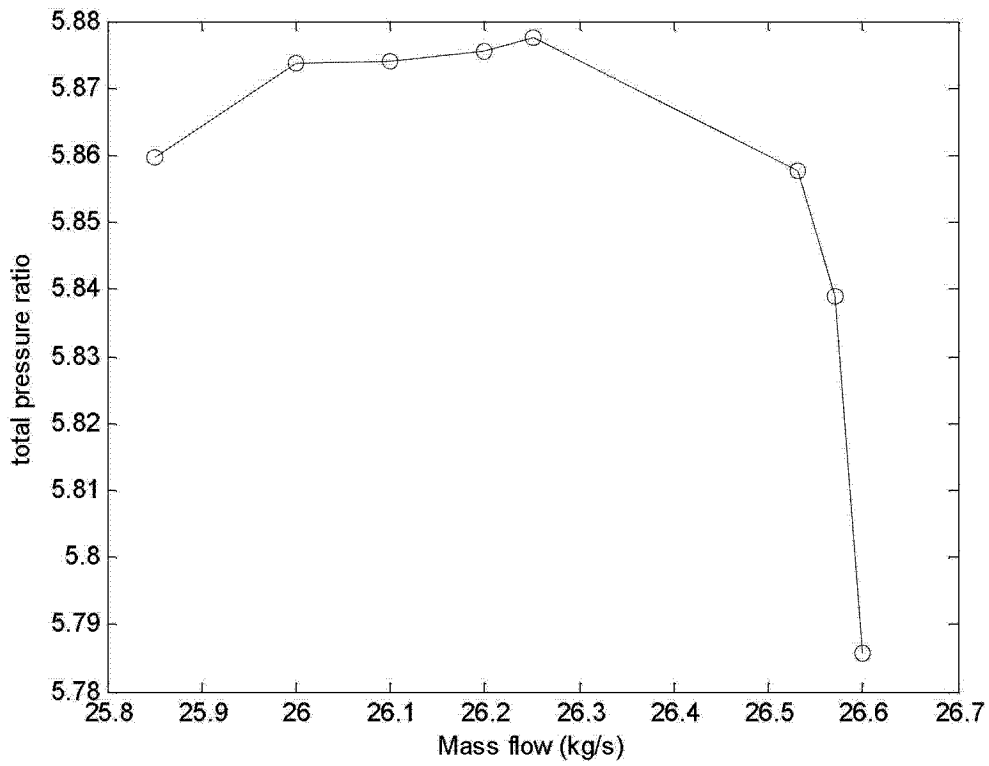


图 19

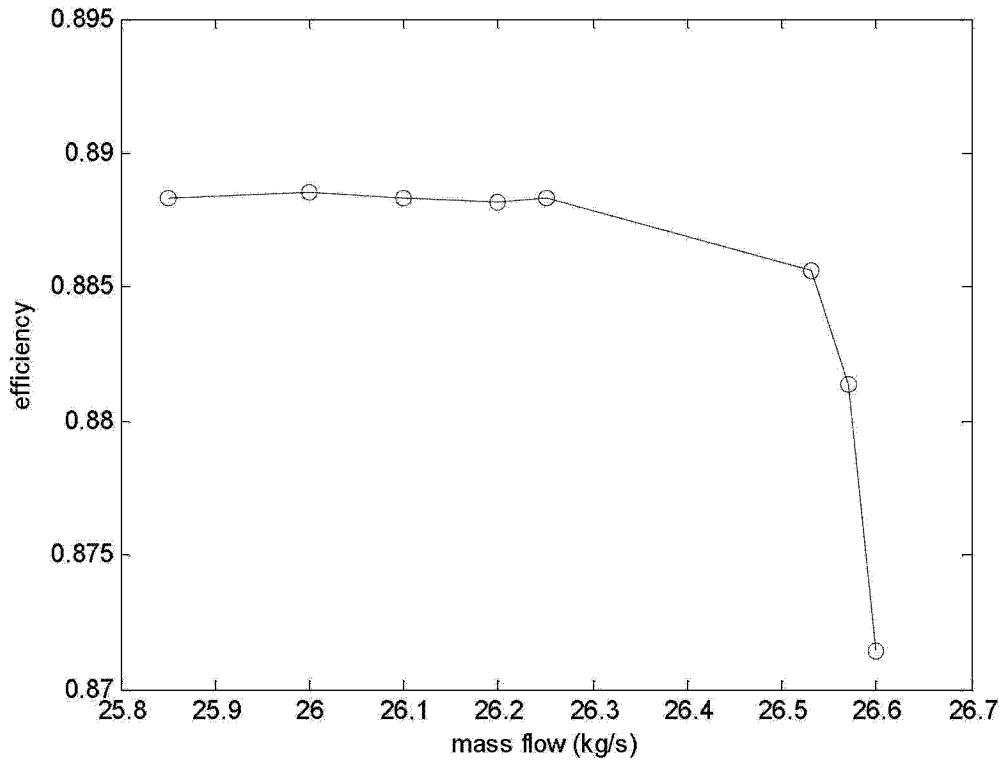


图 20

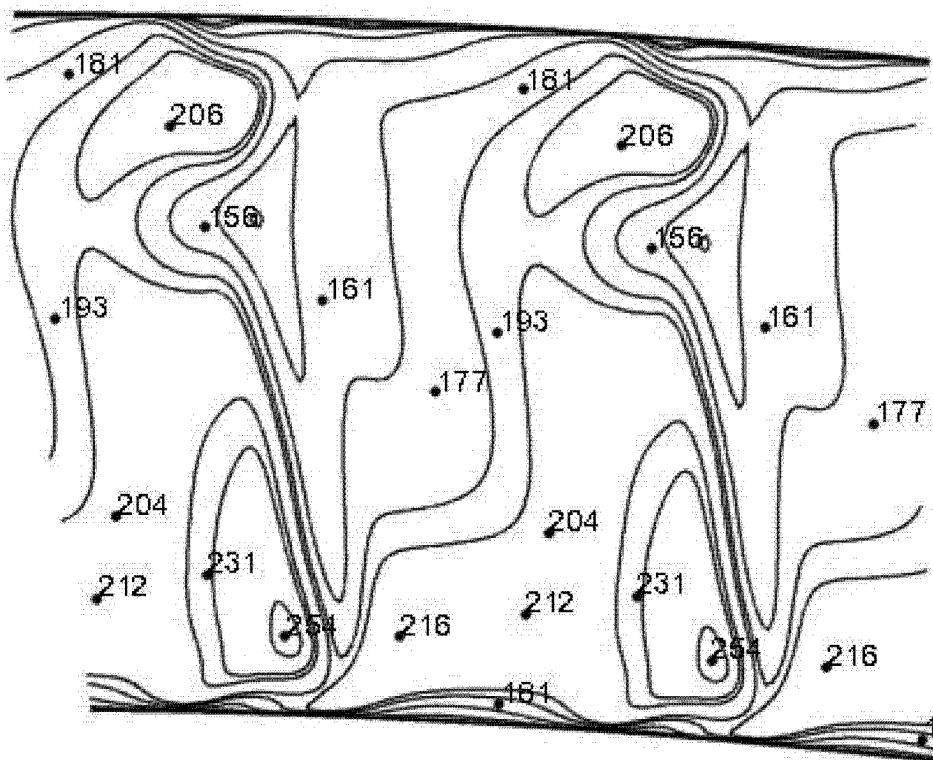


图 21