



(12) Patentskrift

(10) SE 539 033 C2

(21) Patentansökningsnummer:	1350530-0	(51) Int.Cl.:	
(45) Patent meddelat:	2017-03-21	F16H 63/50	(2006.01)
(41) Ansökan allmänt tillgänglig:	2014-10-31	F02B 37/16	(2006.01)
(22) Ingivningsdag:	2013-04-30	F02B 37/22	(2006.01)
(24) Löpdag:	2013-04-30	F02D 41/02	(2006.01)
(30) Prioritetsuppgifter:	---	F16H 61/04	(2006.01)
		F16H 61/21	(2006.01)
		F02D 9/06	(2006.01)

- (73) Patenthavare: Scania CV AB, , 151 87 Södertälje SE
(72) Uppfinnare: Magnus Granström, Hägersten SE
Anders Larsson, Tullinge SE
(74) Ombud: Niklas Gardemark Scania CV AB, , 151 87, Södertälje SE
(54) Benämning: Förfarande och system för styrning av turboladdad motor vid växling
(56) Anförda publikationer: DE 102004048826 A1 · DE 19712850 A1 · WO 2012121657 A1
(57) Sammandrag:

Föreliggande uppfinning hänförs till ett förfarande vid framförande av ett fordon (100), varvid nämnda fordon (100) innefattar en förbränningsmotor (101), och en till ett flertal utväxlingsförhållanden inställbar växellåda (103), varvid nämnda förbränningsmotor (101) innefattar ett turboaggregat (203) för trycksättning av en förbränningsgas.

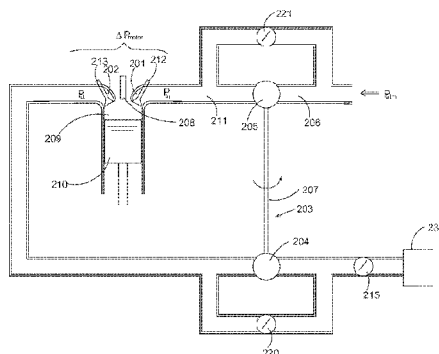
Förfarandet innefattar att, vid växling från ett första högre utväxlingsförhållande till ett andra lägre utväxlingsförhållande, där förbränningsmotorns (101) varvtal minskar från ett första varvtal till ett andra varvtal:

- höja trycket (P_1) vid ett utlopp (202) från en förbränningskammare i förbränningsmotorn (101) åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat (203) för strypning av avgasströmmen,

- reducera trycket (P_{in}) hos nämnda förbränningsgas genom öppning av en första ventil (221), och

- när varvtalet (n) hos nämnda förbränningsmotor (101) åtminstone delvis har sjunkit mot nämnda andra varvtal (n_2), styra nämnda turboaggregat (203) så att nämnda förbränningsgasstryck (P_{in}) höjs.

Uppfinningen avser även ett system och ett fordon.



Sammandrag

Föreliggande uppfinning hänför sig till ett förfarande vid framförande av ett fordon (100), varvid nämnda fordon (100) innefattar en förbränningsmotor (101), och en till ett flertal
5 utväxlingsförhållanden inställbar växellåda (103), varvid nämnda förbränningsmotor (101) innefattar ett turboaggregat (203) för trycksättning av en förbränningsgas.

Förfarandet innefattar att, vid växling från ett första högre utväxlingsförhållande till ett andra lägre

10 utväxlingsförhållande, där förbränningsmotorerna (101) varvtal minskas från ett första varvtal till ett andra varvtal:

- höja trycket (P_{ut}) vid ett utlopp (202) från en förbränningskammare i förbränningsmotorn (101) åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat (203) för strypning
15 av avgasströmmen,

- reducera trycket (P_{in}) hos nämnda förbränningsgas genom öppning av en första ventil (221), och

- när varvtalet (n) hos nämnda förbränningsmotor (101) åtminstone delvis har sjunkit mot nämnda andra varvtal (n_2),
20 styra nämnda turboaggregat (203) så att nämnda förbränningsgastryck (P_{in}) höjs.

Uppfinningen avser även ett system och ett fordon.

Fig. 3

FÖRFARANDE OCH SYSTEM FÖR STYRNING AV TURBOLADDAD MOTOR VID VÄXLING

Uppfinningens område

Föreliggande uppfinning hänför sig till framförande av fordon, och i synnerhet till ett förfarande vid växling enligt ingressen till patentkravet 1. Uppfinningen avser även ett system och ett fordon, liksom ett datorprogram och en datorprogramprodukt, vilka implementerar förfarandet enligt uppfinningen.

10 Uppfinningens bakgrund

Nedanstående bakgrundsbeskrivning utgör bakgrundsbeskrivning för uppfinningen, och behöver således inte nödvändigtvis utgöra känd teknik.

När det gäller fordon i allmänhet förekommer en mängd olika drivlinekonfigurationer. T.ex. kan växellådan utgöras av en manuellt växlad växellåda eller en automatväxellåda. Beträffande tunga fordon är det ofta önskvärt att dessa ska kunna framföras på ett för föraren så bekvämt sätt som möjligt, vilket vanligtvis innebär att växellådans växlingar bör utföras automatiskt med hjälp av fordonets styrsystem. Det har därför också blivit allt vanligare med automatiskt växlande växellådor i tunga fordon.

Automatisk växling vid tunga fordon utgörs ofta av en styrsystemstyrd växling av "manuella" växellådor, dvs. växellådor bestående av ett kugghjulspar per växel, där utväxlingsförhållandena är fördelade i lämpliga steg. Denna typ av växellådor har fördelen att de ofta uppvisar en jämfört med konventionella automatväxellådor högre verkningsgrad. Vid dylika växellådor används en koppling, vilken kan utgöras av en av fordonets styrsystem automatiskt styrd koppling, för att sammankoppla fordonets motor med växellådan.

I princip behöver kopplingen vid dylika fordon endast användas vid start av fordonet från stillastående, då övrig växling kan utföras av fordonets styrsystem utan att kopplingen öppnas. I de fall kopplingen utgörs av en av fordonets styrsystem

5 automatiskt styrd koppling används dock ofta kopplingen för att öppna/stänga drivlinan även vid växling.

Oavsett huruvida kopplingen används eller inte vid växling erfordras, för att en så komfortabel växling som möjligt ska erhållas, att drivkraften i drivlinan vid växling, och därmed

10 associerat drivkraftavbrott, styrs på ett sådant sätt att önskade ryck inte uppstår, samtidigt som det ofta är önskvärt att växling kan utföras med ett förhållandevis kort drivkraftavbrott.

Sammanfattning av uppfinningen

15 Det är ett syfte med föreliggande uppfinning att tillhandahålla ett förfarande för framförande av fordon där reglering av förbränningsmotorns varvtal vid växling utförs på ett sätt som möjliggör både snabb och prediktiv reglering, samtidigt som önskad drivkraft finns tillgänglig efter

20 växling. Detta syfte uppnås med ett förfarande enligt patentkrav 1.

Föreliggande uppfinning hänför sig specifikt till ett förfarande vid framförande av ett fordon, varvid nämnda fordon innefattar en förbränningsmotor, och en till ett flertal

25 utväxlingsförhållanden inställbar växellåda för överföring av en kraft mellan nämnda förbränningsmotor och åtminstone ett drivhjul, varvid nämnda förbränningsmotor innefattar åtminstone en förbränningskammare med åtminstone ett inlopp för tillförsel av förbränningsgas och åtminstone ett utlopp

30 för evakuering av en vid förbränning i nämnda förbränningskammare resulterande avgasström, vidare

innefattande ett turboaggregat för trycksättning av nämnda förbränningsgas.

Förfarandet innefattar att, vid växling från ett första högre utväxlingsförhållande till ett andra lägre

5 utväxlingsförhållande, där förbränningsmotorerna varvtal minskas från ett första varvtal till ett andra varvtal:

- höja trycket vid nämnda utlopp åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat för strypning av nämnda avgasström,

10 - reducera trycket hos nämnda förbränningsgas genom öppning av en första ventil, och

- när varvtalet hos nämnda förbränningsmotor åtminstone delvis har sjunkit mot nämnda andra varvtal, styra nämnda turboaggregat så att nämnda förbränningsgastryck höjs.

15 Såsom har nämnts ovan används vid tunga fordon ofta växellådor av den typ som vanligtvis används vid manuellt växlade fordon, men där växling utförs automatiskt av fordonets styrsystem.

20 Växling från ett utväxlingsförhållande till ett annat innefattar vid denna typ av växellådor av sin natur att drivlinan bryts när rådande växel urläggs för att åter stängas när ny växel iläggs.

25 Innan drivlinan åter stängs måste dock förbränningsmotorerna varvtal synkroniseras med (dvs. styras till) förväntat varvtal för växellådans ingående axel med den nya växeln ilagd för att inte oönskade ryck/svängningar ska uppstå vid växling. Denna förändring, synkronisering, av förbränningsmotorvarvtalet kan utföras på olika sätt.

30 Vid nedväxling kan detta utföras genom att accelerera förbränningsmotorn med hjälp av bränsletillförsel, medan omvänt förbränningsmotorn vid uppväxling till en högre växel, dvs. växling till ett lägre utväxlingsförhållande, måste bromsas till den nya (högre) växelns resulterande lägre

varvtal för växellådans ingående axel. T.ex. kan en koppling användas vid växlingen, varvid kopplingen kan användas för synkronisering av förbränningsmotorns varvtal. I det fall kopplingen används för synkronisering av förbränningsmotorns varvtal utförs dock detta företrädesvis med slirande koppling för att undvika ryck/svängningar i drivlinan. Det kan dock vara önskvärt att utföra växling utan kopplingsslirning, t.ex. för att reducera slitage. Det kan även vara önskvärt att utföra växling helt utan användning av kopplingen, dvs. rådande växel urläggas, varefter förbränningsmotorns varvtal synkroniseras innan ny växel iläggas, varvid, sammantaget med tillämplig vridmomentavlastning, även växling utan användning av kopplingen kan utföras utan ryck. Vidare är det ofta önskvärt att utföra växlingen så snabbt som möjligt, samtidigt som fordonets körbarhet/komfort bibehålls.

Således kan det vara önskvärt att bromsa förbränningsmotorn på annat sätt än med hjälp av kopplingen, och föreliggande uppfinning tillhandahåller ett förfarande för att bromsa förbränningsmotorn vid uppväxling som möjliggör en effektiv bromsning av förbränningsmotorn till önskat varvtal, vilket i sin tur möjliggör ett växlingsförlopp med förhållandevis kort drivkraftsavbrott. Dessutom har uppfinningen fördelen att stor drivkraft snabbt finns tillgänglig vid behov efter växling.

Bromsning av förbränningsmotorn åstadkoms enligt uppfinningen genom att höja trycket vid förbränningskammarens utlopp åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat för strypning av nämnda avgasström, t.ex. genom att medelst turboaggregatets turbin strypa avgasflödet så att trycket vid förbränningskammarens utlopp höjs. Vidare kan vid nämnda strypning av avgasflödet turbinen regleras så att turbinens varvtal t.ex. uppgår till ett varvtal i intervallet 30-100% av turbinens maximala arbetsvarvtal, eller t.ex. ett varvtal i

intervallet 80-100% av turbinens maximala arbetsvarvtal, dvs. det maximala varvtal som turbinen tillåts rotera med vid framförande av fordonet.

5 Vidare reduceras trycket hos nämnda förbränningsgas genom öppning av en första mot nämnda inloppstryck verkande ventil, varvid inloppstrycket kan sänkas till t.ex. fordonets omgivningstryck. Ventilen kan t.ex. utgöras av en sedvanlig vid turboaggregat förekommande dumpventil, eller annan tillämplig ventil med vilken en trycksänkning till fordonets 10 omgivningstryck (atmosfärstryck) kan åstadkommas för förbränningsgasen vid nämnda inlopp. Sammantaget resulterar detta i ett högt differentialtryck över förbränningsmotorn, med därmed associerad effektiv bromsning.

15 Genom dessa åtgärder åstadkoms sammantaget ett högt differentialtryck över förbränningsmotorn, varvid erhålls en motsvarande förhållandevis stor bromskraft med vilken förbränningsmotorns varvtal kan minskas, varvid således förbränningsmotorns varvtal effektivt kan minskas till önskat varvtal.

20 Vid växling är det dock inte enbart önskvärt att förbränningsmotorns varvtal på kort tid bromsas till önskat varvtal, utan det är även ofta önskvärt att ett högt vridmoment kan avges av förbränningsmotorn direkt eller väsentligen direkt efter det att växlingen har genomförts. 25 Detta är dock beroende av tillgång till komprimerad förbränningsgas, såsom luft, dvs. ett högt inloppstryck erfordras, vilket alltså inte är önskvärt ur motorbromsningshänseende. Föreliggande uppfinning möjliggör dock effektiv bromsning av förbränningsmotorn under 30 synkronisering samtidigt som ett högt vridmomentuttag omedelbart eller väsentligen omedelbart efter växling möjliggörs. Detta åstadkoms genom att först sänka

inloppstrycket men sedan påbörja en höjning av inloppstrycket innan drivlinan åter stängs. Eftersom en tryckhöjning av förbränningsgasen påbörjas innan den nya växeln har ilagts och drivlinan åter stängs, kommer direkt när drivlinan stängs
5 efter växling trycksatt förbränningsgas att finnas tillgänglig så att en högre drivkraft kan tillgängliggöras.

Enligt en föredragen utföringsform påbörjas en tryckhöjning av förbränningsgasen innan förbränningsmotorns varvtal har sjunkit till nämnda andra varvtal.

10 Genom att under minskningen av förbränningsmotorns varvtal upprätthålla turbinens varvtal, och därmed kompressorns varvtal, på en hög nivå går det sedan att snabbt höja förbränningsgasens tryck för att därmed möjliggöra ett stort vridmomentuttag vid behov efter växling, vilket ofta kan vara
15 fallet, t.ex. när uppväxlingen är orsakad av att fordonet genomgår en hastighetshöjning. Enligt en utföringsform av uppfinningen stängs först nämnda turbin för att erhålla en så snabb tryckuppbyggnad som möjligt vid förbränningskammarens utlopp innan inloppstrycket sänks.

20 Under varvtalsminskningen kan turbinen styras på ett sådant sätt att dess rotationshastighet upprätthålls vid en hög rotationshastighet, såsom t.ex. en maximal rotationshastighet eller en rotationshastighet uppgående till t.ex. en godtycklig rotationshastighet i något av intervallen 50-100%, 80-100% av
25 turbinens maximala rotationshastighet vid framförande av fordonet. Genom att upprätthålla en hög turbinrotationshastighet, och därmed en hög kompressorrotationshastighet, kommer komprimerad luft snabbt att kunna tillgängliggöras när nämnda första ventil stängs,
30 varvid komprimerad luft också kan finnas tillgänglig väsentligen omedelbart när drivkraft åter begärs. Nämnda första ventil kan hållas öppen under den period ett lågt

inloppstryck önskas, och stängas när en höjning av inloppstrycket önskas, varvid en snabb tryckuppbyggnad erhålls eftersom kompressorn redan kan rotera med önskad hastighet.

5 Vidare kan nämnda utloppstryck vara anordnat att inte enbart regleras med hjälp av nämnda turbin, utan t.ex. tillsammans med ett nedströms turbinen anordnat stryporgan, såsom t.ex. ett avgasbromssystem.

Förfarandet enligt föreliggande uppfinning kan t.ex. implementeras med hjälp av en eller flera processorer, en
10 eller flera FPGA (Field-Programmable Gate Array)-kretsar, och/eller en eller flera ASIC (application-specific integrated circuit)-kretsar.

Ytterligare kännetecken för föreliggande uppfinning och fördelar därav kommer att framgå ur följande detaljerade
15 beskrivning av exempelutföringsformer och de bifogade ritningarna.

Kort beskrivning av ritningar

- Fig. 1A visar schematiskt ett fordon vid vilket föreliggande uppfinning kan användas.
- 20 Fig. 1B visar en styrenhet i styrsystemet för det i fig. 1A visade fordonet.
- Fig. 2 visar schematiskt efterbehandlingssystemet mer i detalj för det i fig. 1A visade fordonet.
- Fig. 3 visar ett exempelförfarande enligt föreliggande
25 uppfinning.
- Fig. 4 visar ett exempel på en varvtalsminskning enligt föreliggande uppfinning.

Detaljerad beskrivning av utföringsformer

Fig. 1A visar schematiskt en drivlina i ett fordon 100 enligt
30 en utföringsform av föreliggande uppfinning. Det i fig. 1A

schematiskt visade fordonet 100 innefattar endast en axel med drivhjul 113, 114, men uppfinningen är tillämplig även vid fordon där fler än en axel är försedd med drivhjul, liksom även vid fordon med en eller flera ytterligare axlar, såsom en eller flera stödaxlar. Drivlinan innefattar en förbränningsmotor 101, vilken på ett sedvanligt sätt, via en på förbränningsmotorn 101 utgående axel, vanligtvis via ett svänghjul 102, är förbunden med en växellåda 103 via en koppling 106.

Förbränningsmotorn 101 styrs av fordonets styrsystem via en styrenhet 115. Likaså styrs kopplingen 106, vilken t.ex. kan utgöras av en automatiskt styrd koppling, och växellådan 103 av fordonets 100 styrsystem med hjälp av en eller flera tillämpliga styrenheter, i fig. 1A med styrenheten 116.

Naturligtvis kan fordonets 100 drivlina även vara av annan typ.

En från växellådan 103 utgående axel 107 driver drivhjulen 113, 114 via en slutväxel 108, såsom t.ex. en sedvanlig differential, och drivaxlar 104, 105 förbundna med nämnda slutväxel 108. Föreliggande uppfinning är även tillämplig vid hybridfordon, där, i tillägg till förbränningsmotorn, en eller flera ytterligare kraftkällor, såsom en eller flera elmotorer, kan nyttjas vid framförande av fordonet.

Fordonet 100 innefattar vidare ett avgassystem med ett efterbehandlingssystem 230 för behandling (rening) av avgasutsläpp resulterande från förbränning i förbränningsmotorns 101 förbränningskammare.

I fig. 2 visas förbränningsmotorn 101 något mer i detalj. I figuren visas för förbränningsmotorn 101 endast en cylinder/förbränningskammare 209 med en i cylindern verkande kolv 210, men förbränningsmotorn 101 utgörs i föreliggande exempel av en sexcylindrig förbränningsmotor, och kan allmänt

utgöras av en motor med ett godtyckligt antal
cylindrar/förbränningskammare, såsom t.ex. ett godtyckligt
antal i intervallet 1-20 eller ännu fler. Förbränningsmotorer
av den visade typen innefattar allmänt även åtminstone en
5 respektive bränsleinjektor 208 per förbränningskammare
(cylinder) 209, vilka på ett sedvanligt sätt tillför bränsle
till nämnda förbränningskammare 209 för förbränning.

Vidare innefattar varje respektive förbränningskammare 209 ett
inlopp 201 för tillförsel av förbränningsgas, vilken allmänt
10 åtminstone delvis utgörs av luft, till förbränningen, via en
insugningsledning 211, och ett utlopp 202 för evakuering av
den vid förbränningen resulterande avgasströmmen. Tillförsel
av förbränningsgas respektive evakuering av
förbränningskammaren kan t.ex. styras på sedvanligt sätt av
15 respektive ventiler 212, 213.

De vid förbränningen genererade avgaserna (avgasströmmen) leds
sedan via ett turboaggregat 203 och ett avgasbromssystem 215
till efterbehandlingssystemet 230 för efterbehandling (rening)
av avgasströmmen innan avgaserna släpps ut i fordonets 100
20 omgivning. Efterbehandlingssystemet 230 kan på sedvanligt sätt
t.ex. innefatta dieselpartikelfilter, och/eller
oxidationskatalysator och/eller SCR-katalysator. Såsom är
välkänt för fackmannen kan efterbehandlingssystem även
innefatta fler/andra typer av komponenter.
25 Efterbehandlingssystemet beskrivs inte närmare här.

Användning av turboaggregat enligt fig. 2 innebär vidare att
förbränningsmotorn 101 är överladdad, dvs. trycket för den
till förbränningskamrarna tillförda förbränningsgasen
överstiger fordonets 100 omgivningstryck.

30 Denna överladdning åstadkoms i föreliggande exempel med hjälp
av turboaggregatet 203, vilket innefattar en turbin 204 och en
av turbinen 204 via en axel 207 driven kompressor 205.

Kompressorn 205 komprimerar, dvs. trycksätter, via ett inlopp 206 tillförd gas, såsom luft från fordonets omgivning, ev. tillsammans med sedvanlig avgasåterföring, s.k. EGR-återföring (ej visat), för tillförsel till nämnda insugningsledning 211.

5 Kompressorns 205 förmåga att komprimera inkommande luft styrs av den kraft/hastighet med vilken turbinen 204 roterar. Turbinen 204 är i sin tur avgasdriven, vilket innebär att dess rotationskraft/rotationshastighet styrs av passerande avgasflöde.

10 Det visade turboaggregatet 203 är av en typ med fast geometri, vilket innebär att det avgasflöde som passerar turbinen också används för drivning av densamma. Eftersom det dock ofta är önskvärt med reglerbar turbin, och därmed reglerbart förbränningsgastryck, är den i fig. 2 visade lösningen försedd
15 med organ för att möjliggöra sådan reglering. Dessa organ utgörs i det visade exemplet av en s.k. wastegate-ventil 220, vilken styrbart kan reglera den andel av det vid förbränningen resulterande avgasflödet som faktiskt passerar och därmed driver turbinen 204. Denna reglering utförs genom att med
20 hjälp av wastegate-ventilen 220 styrbart förbilda en del av avgasströmmen förbi turbinen 204, varvid turbinens rotationshastighet med hjälp av wastegate-ventilen 220 kan regleras till önskat rotationsvarvtal, vilket normalt utgörs av ett mycket högt varvtal, såsom t.ex. ett varvtal i
25 storleksordningen 100 000 - 200 000 rpm.

Den i fig. 2 visade lösningen innefattar även en s.k. dumpventil 221, vilken verkar mot kompressorns 205 högtryckssida, och vilken kan användas för att vid behov hastigt reducera förbränningsgastrycket P_{in} . Såsom är känt kan
30 dumpventilen 221 vara av olika typ, och t.ex., såsom indikeras i fig. 2, utgöras av en återcirkulerande dumpventil, vilket innebär att förbränningsgas från kompressorns högtryckssida

återcirkuleras till kompressorns lågtryckssida, varvid trycket på kompressorns 205 högtryckssida sänks.

Dumpventilen kan även vara av atmosfärisk typ, dvs.

5 förbränningsgas från kompressorns högtryckssida släpps ut i fordonets omgivning. Dumpventilen kan också vara av en typ som kombinerar båda ovanstående funktioner, dvs. förbränningsgas från högtryckssidan kan antingen släppas ut i omgivningen och/eller återcirkuleras. Förbränningsgasen kan även vara anordnad att släppas ut i avgassystemet för att möjliggöra
10 ljuddämpning av det ljud som kan uppstå vid kraftig tryckförändring.

Funktionen hos nämnda turboaggregat 203 nyttjas enligt föreliggande uppfinning vid styrning av växlingsförlopp där växling sker från en lägre växel till en högre växel (dvs.
15 från ett högre utväxlingsförhållande till ett lägre utväxlingsförhållande). Såsom har nämnts gäller allmänt att förbränningsmotorvarvtalet n förändras vid växling, där växling från en lägre växel till en högre växel medför att förbränningsmotorvarvtalet n sänks med ett varvtal motsvarande
20 förändringen i utväxlingsförhållande och eventuell fordons hastighetsförändring under växlingsförloppet. Vid växling till högre växel under pågående framförande av fordonet är det ofta önskvärt att växlingsförloppet kan utföras på kort tid, t.ex. för att undvika drivkraftsavbrott.
25 Föreliggande uppfinning avser ett förfarande för att på ett effektivt sätt bromsa förbränningsmotorns varvtal från den tidigare växelns varvtal till den nya växelns varvtal vid växling till högre växel. Ett exempelförfarande 300 enligt föreliggande uppfinning visas i fig. 3, där förfarandet 300 enligt föreliggande exempel är anordnat att utföras av den i
30 fig. 1A-B visade motorstyrenheten 115.

Allmänt består styrsystem i moderna fordon av ett kommunikationsbussystem bestående av en eller flera kommunikationsbussar för att sammankoppla ett antal elektroniska styrenheter (ECU:er) såsom styrenheterna, eller
5 controllers, 115, 116, och olika på fordonet anordnade komponenter. Ett dylikt styrsystem kan innefatta ett stort antal styrenheter, och ansvaret för en specifik funktion kan vara uppdelat på fler än en styrenhet. Vidare kan uppfinningen implementeras i en för föreliggande uppfinning dedikerad
10 styrenhet, eller helt eller delvis i en eller flera andra vid fordonet redan befintliga styrenheter. För enkelhetens skull visas i fig. 1A-B, förutom motorstyrenheten 115, endast styrenheten 116.

Styrenhetens 115 (eller den/de styrenheter vid vilken/vilka
15 föreliggande uppfinning är implementerad) funktion enligt föreliggande uppfinning kan t.ex. komma att bero av signaler från t.ex. styrenheten 116 avseende t.ex. status för koppling/växellåda koppling växellåda. Likaså kan signaler avges till styrenheten 116. Styrenhetens 115 styrning kan även
20 bero av sensorsignaler avseende t.ex. turboaggregatet 203, såsom t.ex. dess rotationshastighet, wastegate-ventilen 220, respektive dumpventilen 221 enligt nedan. Allmänt gäller att styrenheter av den visade typen normalt är anordnade att ta emot sensorsignaler från olika delar av fordonet, liksom från
25 olika på fordonet anordnade styrenheter.

Styrningen styrs ofta av programmerade instruktioner. Dessa programmerade instruktioner utgörs typiskt av ett datorprogram, vilket när det exekveras i en dator eller styrenhet åstadkommer att datorn/styrenheten utför önskad
30 styrning, såsom förfarandesteg enligt föreliggande uppfinning. Datorprogrammet utgör vanligtvis del av en datorprogramprodukt, där datorprogramprodukten innefattar ett

tillämpligt lagringsmedium 121 (se fig. 1B) med datorprogrammet lagrat på nämnda lagringsmedium 121. Nämnda digitala lagringsmedium 121 kan t.ex. utgöras av någon ur gruppen: ROM (Read-Only Memory), PROM (Programmable Read-Only Memory), EPROM (Erasable PROM), Flash-minne, EEPROM (Electrically Erasable PROM), en hårddiskenhet, etc., och vara anordnat i eller i förbindelse med styrenheten, varvid datorprogrammet exekveras av styrenheten. Genom att ändra datorprogrammets instruktioner kan således fordonets uppträdande i en specifik situation anpassas.

En exempelstyrenhet (styrenheten 115) visas schematiskt i fig. 1B, varvid styrenheten i sin tur kan innefatta en beräkningsenhet 120, vilken kan utgöras av t.ex. någon lämplig typ av processor eller mikrodator, t.ex. en krets för digital signalbehandling (Digital Signal Processor, DSP), eller en krets med en förutbestämd specifik funktion (Application Specific Integrated Circuit, ASIC). Beräkningsenheten 120 är förbunden med en minnesenhet 121, vilken tillhandahåller beräkningsenheten 120 t.ex. den lagrade programkoden och/eller den lagrade data beräkningsenheten 120 behöver för att kunna utföra beräkningar. Beräkningsenheten 120 är även anordnad att lagra del- eller slutresultat av beräkningar i minnesenheten 121.

Vidare är styrenheten försedd med anordningar 122, 123, 124, 125 för mottagande respektive sändande av in- respektive utsignaler. Dessa in- respektive utsignaler kan innehålla vågformer, pulser, eller andra attribut, vilka av anordningarna 122, 125 för mottagande av insignaler kan detekteras som information för behandling av beräkningsenheten 120. Anordningarna 123, 124 för sändande av utsignaler är anordnade att omvandla beräkningsresultat från beräkningsenheten 120 till utsignaler för överföring till

andra delar av fordonets styrsystem och/eller den/de komponenter för vilka signalerna är avsedda. Var och en av anslutningarna till anordningarna för mottagande respektive sändande av in- respektive utsignaler kan utgöras av en eller
5 flera av en kabel; en databuss, såsom en CAN-bus (Controller Area Network bus), en MOST-bus (Media Oriented Systems Transport), eller någon annan busskonfiguration; eller av en trådlös anslutning.

Åter till fig. 3 visas alltså ett exempelförfarande 300 enligt
10 föreliggande uppfinning. Förfarandet börjar i steg 301, där det fastställs huruvida en uppväxling skall ske, och om så är fallet fortsätter förfarandet till steg 302. I steg 302 fastställs huruvida förbränningsmotorn 101 har frikopplats från fordonets 100 drivhjul 113, 114, vilket t.ex. kan utföras
15 genom öppning av kopplingen 106 eller genom att försätta växellådan 103 i neutralläge.

Föreliggande uppfinning har som syfte att så snabbt som möjligt reducera förbränningsmotorns 101 varvtal till önskat varvtal, dvs. minimera den tid det tar för förbränningsmotorn
20 att nå önskat varvtal, där detta önskade varvtal utgörs av synkroniseringsvarvtalet för den växel som skall iläggas.

Detta åskådliggörs i fig. 4, där ett tidsdiagram över förbränningsmotorns varvtal n visas. Fram till tiden t_1 framförs fordonet 100 med en hastighet resulterande i ett
25 förbränningsmotorvarvtal n_1 , angivet med heldragen linje. Om fordonet befinner sig i en acceleration och inte framförs vid konstant hastighet stiger varvtalet innan växling, detta indikeras med streckad linje i figuren. Vid tidpunkten t_1 (eller tillämplig tid dessförinnan) initieras en växling till
30 högre växel, med följd att förbränningsmotorns varvtal skall reduceras från varvtalet n_1 till varvtalet n_2 . Ju snabbare förbränningsmotorns varvtal kan minskas till varvtalet n_2 ,

desto snabbare kan också växlingen utföras.

Varvtalsminskningen åstadkoms enligt föreliggande uppfinning genom bromsning av förbränningsmotorn 101.

Enligt föreliggande uppfinning åstadkoms denna bromsning genom
5 en höjning av differentialtrycket ΔP_{motor} över
förbränningsmotorn, dvs. en höjning av tryckskillnaden mellan
förbränningskamrarnas 209 inloppstryck P_m respektive
utloppstryck P_u (se fig. 2). Ju högre denna tryckskillnad är,
dvs. ju högre utloppstrycket P_u är i förhållande till
10 inloppstrycket P_m , desto snabbare kommer förbränningsmotorn
101 att bromsas till önskat varvtal n_2 .

Förfarandet fortsätter sedan till steg 303, där utloppstrycket
 P_u höjs genom att stänga till wastegate-ventilen 220, varvid
ett mottryck uppströms turbinen 204 kommer att uppstå av den
15 strypning som turbinen 204 utgör, och därmed också vid
förbränningskammarens 209 utlopp 202, och som kommer att
bromsa förbränningsmotorn 101.

Vanligtvis finns konstruktionsmässiga begränsningar för hur
høgt tryck som kan tillåtas uppströms turbinen 204, t.ex. i
20 storleksordningen 4-10 bar, varför utloppstrycket P_{ut} kan
regleras t.ex. mot ett referenstryck P_{ut_ref} . Utloppstrycket P_{ut}
kan t.ex. fastställas med hjälp av någon tillämplig uppströms
turbinen 204 anordnad tryckgivare, såsom invid
förbränningsmotorns 101 utlopp eller på annan tillämplig plats
25 uppströms avgasbromssystemet. Utloppstrycket kan även vara
anordnat att bestämmas med hjälp av t.ex. en
cylindertryckgivare. Utloppstrycket kan även vara anordnat att
estimeras baserat på någon tillämplig beräkningsmodell, t.ex.
utgående från något tillämpligt vid annan position i systemet
30 uppmätt tryck och/eller baserat på annan uppmätt parameter
genom utnyttjande av vilken utloppstrycket kan beräknas.

Allmänt gäller att ju högre mottryck, desto större bromsverkan, och därmed desto snabbare minskning av förbränningsmotorns varvtal.

När utloppstrycket P_{ut} höjs med hjälp av turbinen 204 /stängning av wastegate-ventilen 220 innebär detta samtidigt att turbinen 204 kommer att accelerera. Normalt finns ett maximalt rotationsvarvtal för turbinen, vilket av t.ex. hållbarhetsskäl inte bör överskridas, och vilket snabbt kan uppnås när en stor del av eller hela avgasströmmen leds genom turbinen 204 när önskat utloppstryck P_{ut} skall uppnås. Av denna anledning kan turbinen 204 vara anordnad att regleras mot nämnda maximala rotationsvarvtal. Alternativt kan regleringen av turbinen 204 vara så anordnad att turbinens 204 rotationsvarvtal t.ex. uppgår till ett varvtal i intervallet 30-100% av turbinens 204 maximala rotationsvarvtal, eller t.ex. ett varvtal i intervallet 80-100% av turbinens 204 maximala rotationsvarvtal, dvs. det maximala varvtal som turbinen 204 tillåts rotera med vid framförande av fordonet.

Turbinens 204 rotationsvarvtal styrs av den avgasström som passerar genom turbinen. Detta regleras genom utnyttjande av wastegate-ventilen 220, vilken styrbart förbileder en del av avgasströmmen förbi turbinen 204, varvid en avgasström genom turbinen 204 kan erhållas som precis resulterar i en önskad turbinrotationshastighet. Wastegate-ventilen 220 kan således t.ex. styras baserat på rådande turbinrotationshastighet.

Det är dock inte säkert att önskat, dvs. i detta fall ett förhållandevis högt, utloppstryck P_{ut} kan erhållas utan att överskrida turbinens 204 önskade rotationshastighet, dvs. det mottryck som kan genereras med turbinen är inte nödvändigtvis tillräckligt för att erhålla önskat utloppstryck P_{ut} . Dessutom kan det vid vissa förbränningsmotor-turboaggregatkombinationer

vara så att även om önskat mottryck kan erhållas, kanske detta inte kan upprätthållas när kompressorn avlastas enligt nedan.

Av denna anledning kan enligt en utföringsform en ytterligare i fordonets 100 avgassystem anordnad strypventil, vilken t.ex.

5 kan utgöras av avgasbromssystemet 215, också nyttjas vid regleringen. Avgasbromssystemet 215 är anordnat nedströms förbränningsmotorn 101, och i föreliggande exempel även anordnat nedströms turboaggregatet 203. Avgasbromssystemet 215 anbringas vid begäran en styrbar strypning av avgasströmmen,

10 varvid denna strypning ger upphov till ett mottryck uppströms avgasbromssystemet 215. Med hjälp av avgasbromssystemet 215 kan således trycket på turbinens 204 lågtrycksida höjas, varvid tryckskillnaden över turbinen 204 kan reduceras samtidigt som önskat utloppstryck P_{ut} kan bibehållas vid

15 förbränningskamrarnas utlopp för bromsning av kolvrörelsen i förbränningskamrarna samtidigt som önskad turbinhastighet delvis kan upprätthållas med hjälp av tillämplig reglering av avgasbromssystemet 215 respektive wastegate-ventilen 220.

Istället för att använda avgasbromsen, eller i tillägg

20 därtill, kan även en kompressionsbroms (även kallad dekompressionsbroms) nyttjas vid bromsning av förbränningsmotorn. Vid utnyttjande av en kompressionsbroms

kan bromskraften vid kompression i förbränningsmotorns förbränningskammare tillvaratas. Vid kompressionsbromsning

25 sugas luft in som komprimeras på sedvanligt sätt, men när kolven når/närmar sig övre dödpunkt öppnas utloppsventilerna för att tryckavlasta förbränningskammaren, varvid kraften från den komprimerade gasen inte utnyttjas vid påföljande expansion. Detta har även fördelen att ett avgasflöde med

30 högre energi i form av högre tryck/temperatur erhålls, vilket t.ex. kan nyttjas för att i större utsträckning upprätthålla turbinens varvtal vid önskat varvtal, med följderna att önskad

drivkraft snabbare kan erhållas efter växling eftersom tryckhöjning av förbränningslufttrycket kan därmed också kan utföras snabbare. Vidare medför det högre energinnehållet att turbinen kan belastas hårdare av kompressorn då en större kraft kan användas för att driva turbinen vid tryckuppbyggnaden av förbränningslufttrycket.

Vidare, när önskat utloppstryck har erhållits, eller i någon tillämplig utsträckning önskat utloppstryck P_{ut} delvis har uppnåtts, fortsätter förfarandet till steg 304, där förbränningsgastrycket reduceras, dvs. trycket vid förbränningskamrarnas 209 inlopp 201 reduceras. Inloppstrycket P_m skulle kunna regleras genom att reglera kompressorns 205 rotationshastighet, dvs. genom att reglera turbinens 204 rotationshastighet, varvid turbinen 204 skulle kunna styras på ett sådant sätt att komprimering av förbränningsgas inte längre utförs, eller endast utförs i en mycket liten utsträckning, för att på detta sätt styra inloppstrycket P_m mot väsentligen fordonets 100 omgivningstryck eller åtminstone ett jämfört med vid tidpunkten t_1 rådande tryck lägre tryck.

En dylik kompressor-/turbinreglering erfordrar dock reglering mot ett mycket lågt kompressor-/turbinrotationsvarvtal, vilket således utgör ett motsatsförhållande ovanstående reglering, där turbinen styrs mot ett så högt varvtal som möjligt. På grund av detta utförs istället regleringen av förbränningsgasens tryck med hjälp av dumpventilen 221.

I steg 304 öppnas således dumpventilen 221, vilket innebär att den trycksatta förbränningsgasen återförs till kompressorns inloppssida, varvid inloppstrycket P_{in} kan sänkas till det på kompressorns inloppssida förhärskande trycket, vilket normalt utgörs av väsentligen atmosfärstryck.

Således kan ett förhållandevis högt differentialtryck över förbränningsmotorn 101 åstadkommas, vilket resulterar i en, åtminstone jämfört med att låta förbränningsmotorns 101 varvtal obelastat sjunka till tomgångsvarvtal, förhållandevis stor bromskraft som kommer att retardera förbränningsmotorn 101 mot det önskade lägre varvtalet n_2 .

Vidare ska det noteras att ovan höjs först utloppstrycket, varefter tryckreducering av inloppstrycket utförs. Detta medför att en snabb tryckhöjning erhålls genom att kompressorn 205 fortfarande komprimerar förbränningsgas och därmed uträttar ett arbete, vilket påför en bromsande belastning på turbinen 204 som därmed också, jämfört med obelastad turbin 204 med större kraft bromsar det avgasflöde som passerar genom turbinen 204, varvid utloppstrycket P_{ut} på kortare tid kan uppbyggas. Tryckuppbyggnaden främjas även av det större avgasflöde som det ännu så länge trycksatta inloppstrycket bidrar till vid tryckuppbyggnaden.

Stegen 303, 304, kan dock i en alternativ utföringsform även vara anordnade att utföras i omvänd ordning, alternativt samtidigt. Denna alternativa utföringsform gäller i synnerhet i de fall avgasbromsen 215 också nyttjas vid regleringen av utloppstrycket P_{ut} .

I steg 305 fastställs sedan huruvida varvtalet n_{motor} har minskat till ett varvtal n_{lim} . Varvtalet n_{lim} utgörs av ett varvtal understigande varvtalet n_1 men överstigande varvtalet n_2 . Företrädesvis ligger varvtalet n_{lim} närmare varvtalet n_2 än n_1 . Varvtalet n_{lim} kan t.ex. vara så anordnat att det utgörs av ett varvtal där godtycklig andel i intervallet 50-90%, eller 70-95%, av den totala varvtalsförändring n_1-n_2 som förbränningsmotorn ska genomgå redan har utförts. Detta indikeras schematiskt i fig. 4 vid tiden t_a . Istället för att i steg 305 fastställa huruvida förbränningsmotorns 101 varvtal

har nått ett visst varvtal n_{lim} kan det istället fastställas huruvida synkroniseringen förväntas vara avslutad inom en viss tid, dvs. när synkroniseringen t.ex. har nått tidpunkten t_a i fig. 4, där synkroniseringen förväntas vara slutförd när en tid $t_2 - t_a$ har förflutit.

Enligt denna utföringsform erfordras således ingen explicit bestämning av förbränningsmotorns 101 varvtal. Det kan vara önskvärt att förbränningsmotorn 101 bromsas med en väsentligen konstant bromsverkan, dvs. väsentligen konstant

differentialtryck över förbränningsmotorn, och därmed linjär inbromsning såsom visas i fig. 4, eftersom det då enkelt kan uppskattas när synkroniseringen förväntas vara slutförd. I det fall icke-konstant bromskraft anbringas kan slutpunkten för synkroniseringen istället beräknas med hjälp av tillämplig

modell. Eftersom konstant bromskraft erhålls genom att hålla differentialtrycket ΔP_{motor} konstant, kan regleringen med fördel vara så anordnad att den under regleringen arbetar mot att upprätthålla ett konstant $P_{ut} = P_{ut,ref}$ liksom ett konstant P_{in} .

När sedan förbränningsmotorvarvtalet har nått varvtalet n_{lim} , och/eller tidpunkten t_a har uppnåtts, fortsätter förfarandet till steg 306 för att ånyo höja förbränningsgastrycket P_{in} för att säkerställa att önskad drivkraft finns tillgänglig eller snabbt tillgänglig när drivkraft åter begärs efter växling. Denna höjning av inloppstrycket P_{in} sker enligt uppfinningen genom att stänga till dumpventilen 221, varvid kompressorn 205 således åter kommer att bygga upp förbränningsgastrycket.

Enligt ovan upprätthålls turbinens 204 rotationsvarvtal, och därmed kompressorns 205 varvtal, på en hög nivå under synkroniseringen av förbränningsmotorns 101 varvtal under minskningen av förbränningsmotorns 101 varvtal. Detta innebär att när dumpventilen 221 stängs kommer det att gå mycket snabbt att höja förbränningsgasens tryck eftersom kompressorn

205 redan kan vara anordnad att rotera med maximal eller nära maximal rotationshastighet för åstadkommande av maximal eller nära maximal kompression av förbränningsgasen. Detta möjliggör således att ett stort vridmomentuttag vid behov är möjligt
5 direkt efter växling, vilket ofta kan vara fallet, t.ex. när uppväxlingen är orsakad av att fordonet 101 genomgår en hastighetshöjning.

Inloppstrycket P_{in} kan vara anordnat att styras mot något tillämpligt inloppstryck, såsom ett innan växling rådande
10 inloppstryck eller ett inloppstryck som möjliggör momentuppbyggnad mot maximalt av förbränningsmotorn 101 avgivbart vridmoment med önskad momentuppbyggnadshastighet när drivlinan stängs och drivkraft åter begärs.

Vid regleringen av dumpventilen 221 kan samtidigt
15 wastegateventilen 220 och ev. avgasbromssystemet (strypanordningen) 215 och/eller kompressionsbromsen regleras, dels för att säkerställa att den genom turbinen 204 passerande avgasströmmen höjs för att möta den ökade belastning som uppstår när kompressorns 205 uträttade arbete höjs vid
20 stängning av dumpventilen, dels för att samtidigt önskade trycktillstånd ska upprätthållas, såsom t.ex. önskat utloppstryck P_{ut} respektive tryckskillnad över turbinen 204 för att önskat turbinvarvtal och därmed önskad kompression ska kunna erhållas.

25 Såsom inses kommer ett förhöjt inloppstryck P_{in} med ett bibehållet utloppstryck P_{ut} att minska den relativa tryckdifferensen över förbränningsmotorn 101, och därmed den på kolven 210 verkande bromskraften. Detta betyder i sin tur att förbränningsmotorn inte längre kommer att bromsas med
30 samma företrädesvis linjära hastighetsminskning som erhållits fram till tiden t_a . Detta kan antingen tas hänsyn till vid beräkningen av den tidpunkt t_2 när synkroniseringen är

avslutad, t.ex. genom utnyttjande av tillämplig modell och t.ex. bestämning av variationerna för inlopps- respektive utloppstryck under höjningen av inloppstrycket, alternativt kan förbränningsmotorns 101 varvtal t.ex. övervakas för att fastställa huruvida synkroniseringsvarvtal har uppnåtts.

Enligt en utföringsform kan utloppstrycket P_{ut} tillåtas att temporärt överstiga referenstrycket P_{utlopp_ref} med motsvarande höjningen av inloppstrycket P_{in} för att därmed bibehålla ett konstant differentialtryck ΔP_{motor} över förbränningsmotorn 101

under hela eller åtminstone en större del av även tiden efter t_a fram till tiden t_2 i fig. 4. Huruvida så är möjligt beror dock på toleranser för de ingående komponenterna, men t.ex. kan det vara tillåtet att kortvarigt överskrida den

tryckbegränsning vid utloppet som avser tryckbelastning under längre tid. Den enligt steg 306 initierade tryckuppbyggnaden kan sedan vara anordnad att fortgå till dess att det i steg 307 fastställs att förbränningsmotorns varvtal n_{motor} har nått synkroniseringsvarvtalet n_2 . Så länge som så inte är fallet kan förfarandet ligga kvar i steg 307 samtidigt som inloppstrycket höjs, varvid det i steg 307 även kan fastställas huruvida inloppstrycket P_{in} har uppnått önskat inloppstryck, i vilket fall fortsatt tryckuppbyggnad inte längre erfordras, och varvid detta kan tas hänsyn till vid regleringen.

När sedan synkroniseringsvarvtalet n_2 har uppnåtts avslutas förfarandet i steg 308, varvid drivlinan åter kan slutas på sedvanligt tillämpligt sätt, vilket inte utgör föremål för föreliggande uppfinning.

Sammantaget tillhandahåller föreliggande uppfinning således ett förfarande som på ett effektivt sätt bromsar en förbränningsmotor vid uppväxling genom att anbringa och företrädesvis maximera ett differentialtryck över förbränningsmotorn. Samtidigt tillhandahåller förfarandet god

körbarhet vid framförande av fordonet genom att se till att det direkt vid växling eller kort därefter finns ett tillräckligt högt förbränningsgastryck för att möjliggöra att förbränningsmotorn kan avge ett önskat vridmoment vid framdrivning av fordonet.

I ovanstående beskrivning har uppfinningen beskrivits i anknytning till ett turboaggregat 203 med en turbin 204 av en typ med fast geometri. Enligt en utföringsform av uppfinning används istället en turbin med variabel geometri. En sådan turbin kan t.ex. på ett känt sätt vara försedd med ett flertal ställbara ledskenor för reglering av den avgasmängd som används för att påverka turbinhjulet respektive den avgasmängd som tillåts passera turboaggregatet utan att energin utnyttjas för komprimering av förbränningsgas. Med hjälp av dylika ställbara ledskenor kan således turbinens arbete regleras, och turbinen kan genom utnyttjande av ledskenorna t.ex. regleras enligt ovan mot ett så högt rotationsvarvtal som möjligt samtidigt som inloppstrycket hålls lågt av dumpventilen. Även i detta fall kan ett avgasbromssystem tillämpas vid regleringen för att önskade tryck/rotationshastigheter ska erhållas. Enligt denna utföringsform erfordras dock inte någon wastegate-ventil eftersom det flöde som används för drivning av turbinen också kan regleras av turbinen.

Vidare har föreliggande uppfinning ovan exemplifierats i anknytning till fordon. Uppfinningen är dock även tillämplig vid godtyckliga farkoster/processer där en växling enligt ovan ska utföras, såsom t.ex. vatten- eller luftfarkoster med växlingsförfaranden enligt ovan.

Det skall också noteras att systemet kan modifieras enligt olika utföringsformer av förfarandet enligt uppfinningen (och vice versa) och att föreliggande uppfinning inte på något vis är begränsad till de ovan beskrivna utföringsformerna av

förfarandet enligt uppfinningen, utan avser och innefattar alla utföringsformer inom de bifogade självständiga kravens skyddsomfång.

Patentkrav

1. Förfarande vid framförande av ett fordon (100), varvid nämnda fordon (100) innefattar en förbränningsmotor (101), och en till ett flertal utväxlingsförhållanden inställbar växellåda (103) för överföring av en kraft mellan nämnda förbränningsmotor (101) och åtminstone ett drivhjul (113, 114), varvid nämnda förbränningsmotor (101) innefattar åtminstone en förbränningskammare (209) med åtminstone ett inlopp (201) för tillförsel av förbränningsgas och åtminstone ett utlopp (202) för evakuering av en vid förbränning i nämnda förbränningskammare (209) resulterande avgasström, vidare innefattande ett turboaggregat (203) för trycksättning av nämnda förbränningsgas, **kännetecknat av** att förfarandet innefattar att, vid växling från ett första högre utväxlingsförhållande till ett andra lägre utväxlingsförhållande, där förbränningsmotorerna (101) varvtal minskas från ett första varvtal (n_1) till ett andra varvtal (n_2):
- höja trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat (203) för strypning av nämnda avgasström,
 - reducera trycket (P_{in}) hos nämnda förbränningsgas genom öppning av en första mot trycket (P_{in}) hos nämnda förbränningsgas verkande ventil (221), och
 - när varvtalet (n) hos nämnda förbränningsmotor (101) åtminstone delvis har sjunkit mot nämnda andra varvtal (n_2), styra nämnda turboaggregat (203) så att nämnda förbränningsgastryck (P_{in}) höjs.
2. Förfarande enligt krav 1, vidare innefattande att åtminstone delvis höja trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) innan nämnda första ventil (221) öppnas.

3. Förfarande enligt krav 1 eller 2, varvid trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) åtminstone delvis höjs genom att höja den andel av den från förbränningen resulterande avgasströmmen som leds genom turboaggregatets (203) turbin (204) för drivning av denna.
5
4. Förfarande enligt krav 3, varvid den från förbränningen resulterande avgasströmmen som leds genom turboaggregatets (203) turbin (204) för drivning av denna regleras genom utnyttjande av en andra ventil (220) anordnad för förbiledning av hela eller delar av nämnda avgasström förbi nämnda turbin (204).
10
5. Förfarande enligt något av kraven 1-4, varvid trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) åtminstone delvis höjs genom att reglera nämnda turbin (204) så att den andel av den från förbränningen resulterande avgasströmmen som används för drivning av turboaggregatets (203) turbin (204) höjs.
15
6. Förfarande enligt något av kraven 3-5, varvid nämnda turbin (204) regleras så att turbinens (204) varvtal uppgår till ett varvtal i intervallet 30-100%, eller 80-100%, av turbinens (204) maximala arbetsvarvtal.
20
7. Förfarande enligt något av kraven 3-6, varvid nämnda turbin (204) regleras så att turbinens (204) varvtal uppgår till väsentligen maximalt arbetsvarvtal.
8. Förfarande enligt något av kraven 1-7, varvid vid nämnda varvtalsminskning trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) hålls väsentligen konstant åtminstone till dess att höjning av nämnda förbränningsgastryck påbörjas.
25
9. Förfarande enligt något av kraven 1-8, varvid trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) höjs till ett tryck åtminstone uppgående till dubbla fordonets (100) omgivningstryck.
30

10. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att åtminstone delvis höja trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) genom utnyttjande av nedströms nämnda utlopp (202) och/eller turbin (204) anordnat stryporgan (215).
5
11. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att åtminstone delvis höja trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) genom utnyttjande av en kompressionsbroms.
- 10 12. Förfarande enligt något av kraven 1-11, vidare innefattande att stänga nämnda första ventil (221) vid höjning av nämnda förbränningsgastryck (P_{in}).
- 15 13. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att styra nämnda turboaggregat (203) och nämnda första ventil (221) så att en höjning av nämnda förbränningsgastryck (P_{in}) påbörjas innan varvtalet (n) hos nämnda förbränningsmotor (101) har sjunkit till nämnda andra varvtal (n_2).
- 20 14. Förfarande enligt något av föregående krav, varvid nämnda höjning av förbränningsgastrycket (P_{in}) påbörjas när förbränningsmotorvarvtalet (n) har sjunkit till ett varvtal (n_{lim}) utgörandes av nämnda andra varvtal (n_2) plus ett tillämpligt värde i intervallet 10-50% av varvtalsskillnaden mellan nämnda första varvtal (n_1)
25 respektive nämnda andra varvtal (n_2).
- 30 15. Förfarande enligt något av kraven 1-14, varvid nämnda höjning av nämnda förbränningsgastryck (P_{in}) påbörjas när förbränningsmotorvarvtalet (n) har sjunkit till nämnda andra varvtal (n_2), men innan nämnda förbränningsmotor (101) via nämnda växellåda åter sammankopplas med nämnda drivhjul.

16. Förfarande enligt något av föregående krav, varvid en tryckskillnad (ΔP_{motor}) mellan nämnda inlopp (201) respektive utlopp (202) hålls väsentligen konstant vid nämnda minskning av varvtalet (n) för nämnda förbränningsmotor (101).
17. Förfarande enligt något av föregående krav, varvid när trycket (P_{in}) hos nämnda förbränningsgas reduceras, trycket styrs mot väsentligen fordonets (100) omgivningstryck eller åtminstone ett jämfört med det vid tryckreduceringens påbörjan rådande tryck lägre tryck.
18. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att vid nämnda höjning av nämnda inloppstryck (P_{in}), höja nämnda utloppstryck till ett jämfört med det vid nämnda utlopp (202) före höjning av nämnda inloppstryck rådande trycket högre tryck för att reducera minskning av nämnda differentialtryck över nämnda förbränningsmotor (100) vid höjning av nämnda inloppstryck (P_{in}).
19. Förfarande enligt krav 18, varvid nämnda ytterligare höjning av nämnda utloppstryck (P_{ut}) väsentligen motsvarar tryckhöjningen av nämnda inloppstryck (P_{in}).
20. Förfarande enligt krav 18 eller 19, varvid vid nämnda ytterligare höjning av nämnda utloppstryck (P_{ut}), utloppstrycket (P_{ut}) höjs till en nivå överstigande en vid nämnda utlopp rådande tryckbegränsning avseende icke-momentan tryckbelastning.
21. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att väsentligen utföra nämnda förfarande när nämnda förbränningsmotor (101) är frikopplad från nämnda åtminstone ett drivhjul.

22. Förfarande enligt något av föregående krav, vidare innefattande att påbörja nämnda höjning av trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) och/eller nämnda reducering av inloppstrycket innan eller när nämnda förbränningsmotor (101) helt har frikopplats från nämnda drivhjul.
23. Datorprogram innefattande programkod, vilket när nämnda programkod exekveras i en dator åstadkommer att nämnda dator utför förfarandet enligt något av kraven 1-22.
24. Datorprogramprodukt innefattande ett datorläsbart medium och ett datorprogram enligt krav 23, varvid nämnda datorprogram är innefattat i nämnda datorläsbara medium.
25. System vid framförande av ett fordon (100), varvid nämnda fordon (100) innefattar en förbränningsmotor (101), och en till ett flertal utväxlingsförhållanden inställbar växellåda (103) för överföring av en kraft mellan nämnda förbränningsmotor (101) och åtminstone ett drivhjul (113, 114), varvid nämnda förbränningsmotor (101) innefattar åtminstone en förbränningskammare med åtminstone ett inlopp för tillförsel av förbränningsgas och åtminstone ett utlopp för evakuering av en vid förbränning i nämnda förbränningskammare resulterande avgasström, vidare innefattande ett turboaggregat (203) för trycksättning av nämnda förbränningsgas, **kännetecknat av** att systemet innefattar, vid växling från ett första högre utväxlingsförhållande till ett andra lägre utväxlingsförhållande, där förbränningsmotorns (101) varvtal minskas från ett första varvtal till ett andra varvtal:
- organ för att höja trycket (P_{ut}) vid nämnda utlopp (202) åtminstone genom utnyttjande av nämnda turboaggregat för strypning av nämnda avgasström,
 - organ för att reducera trycket (P_{in}) hos nämnda

förbränningsgas genom öppning av en första mot trycket
(P_{in}) hos nämnda förbränningsgas verkande ventil (221),
och

- 5 - organ för att, när varvtalet (n) hos nämnda
förbränningsmotor (101) åtminstone delvis har sjunkit mot
nämnda andra varvtal (n_2), styra nämnda turboaggregat
(203) så att nämnda förbränningsgastryck (P_{in}) höjs.
- 10 26. System enligt krav 25, **kännetecknat av** att nämnda
förbränningsmotor utgörs av någon ur gruppen:
fordonsmotor, marinmotor, industrimotor.
27. System enligt krav 25 eller 26, varvid nämnda
förbränningsmotor innefattar ett flertal
förbränningskammare.
- 15 28. System enligt något av föregående krav, varvid nämnda
första ventil (221) för att reducera trycket (P_{in}) hos
nämnda förbränningsgas utgörs av en ventil verkande mot
högtryckssidan hos en kompressor vid nämnda
turboaggregat.
- 20 29. Fordon (100), **kännetecknat av** att det innefattar ett
system enligt något av kraven 25-28.

FIG. 1A

100

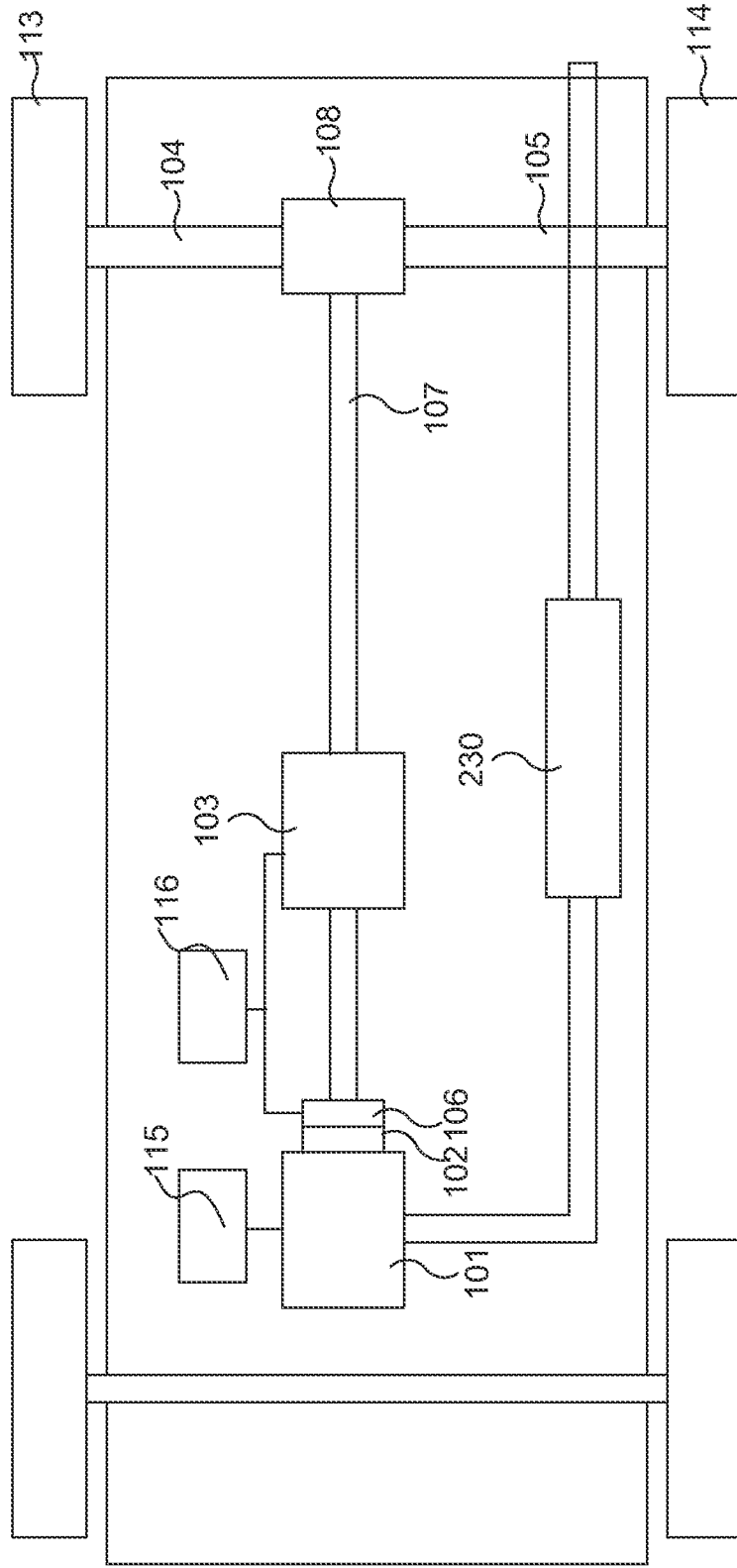
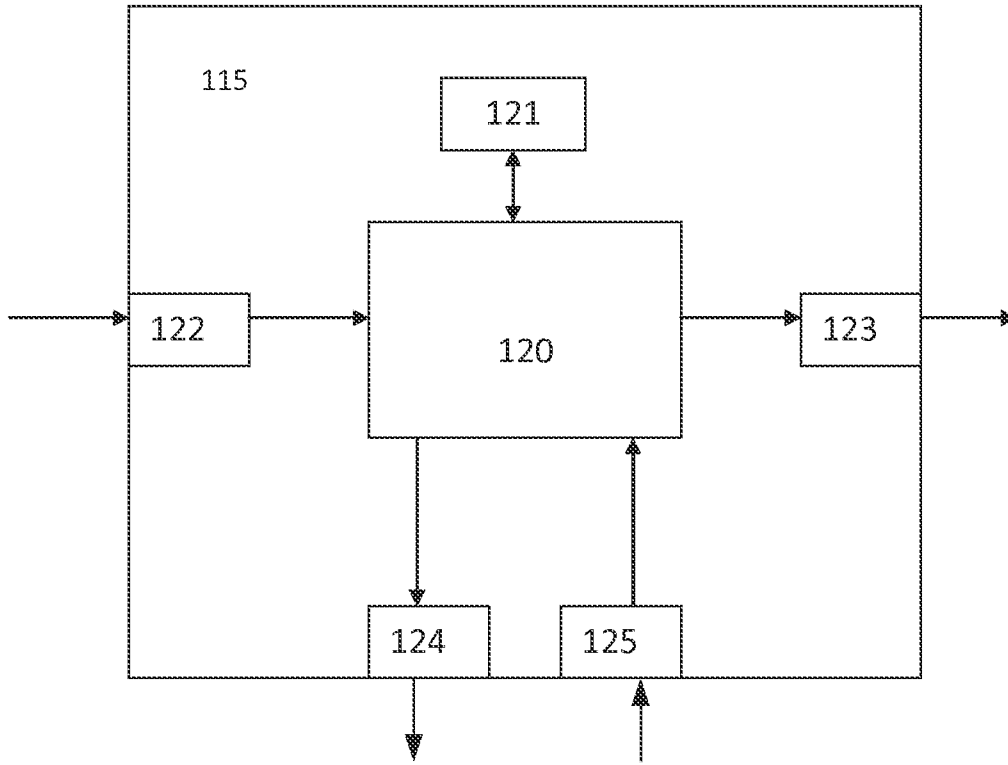


FIG. 1B



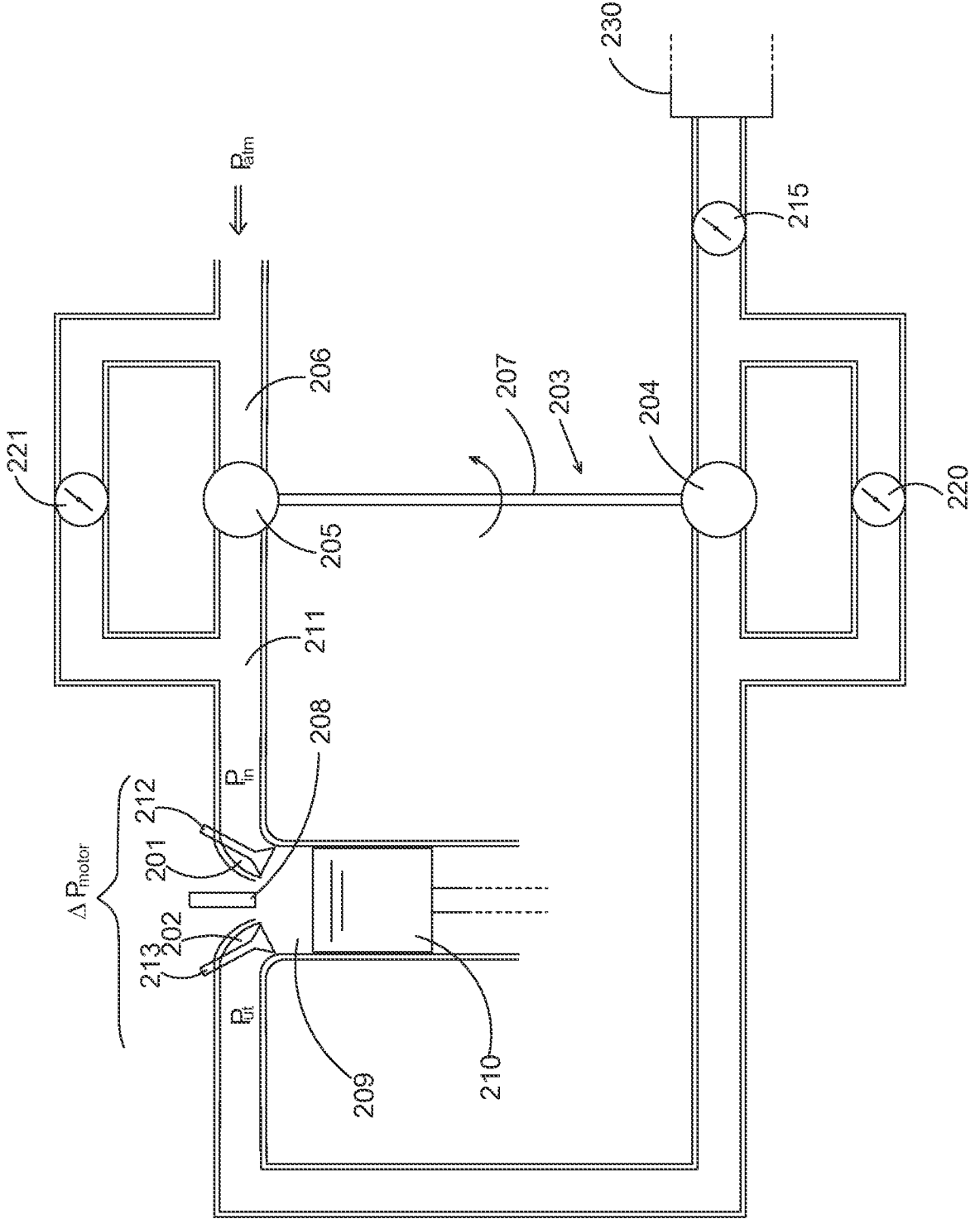


FIG. 2

Fig. 3

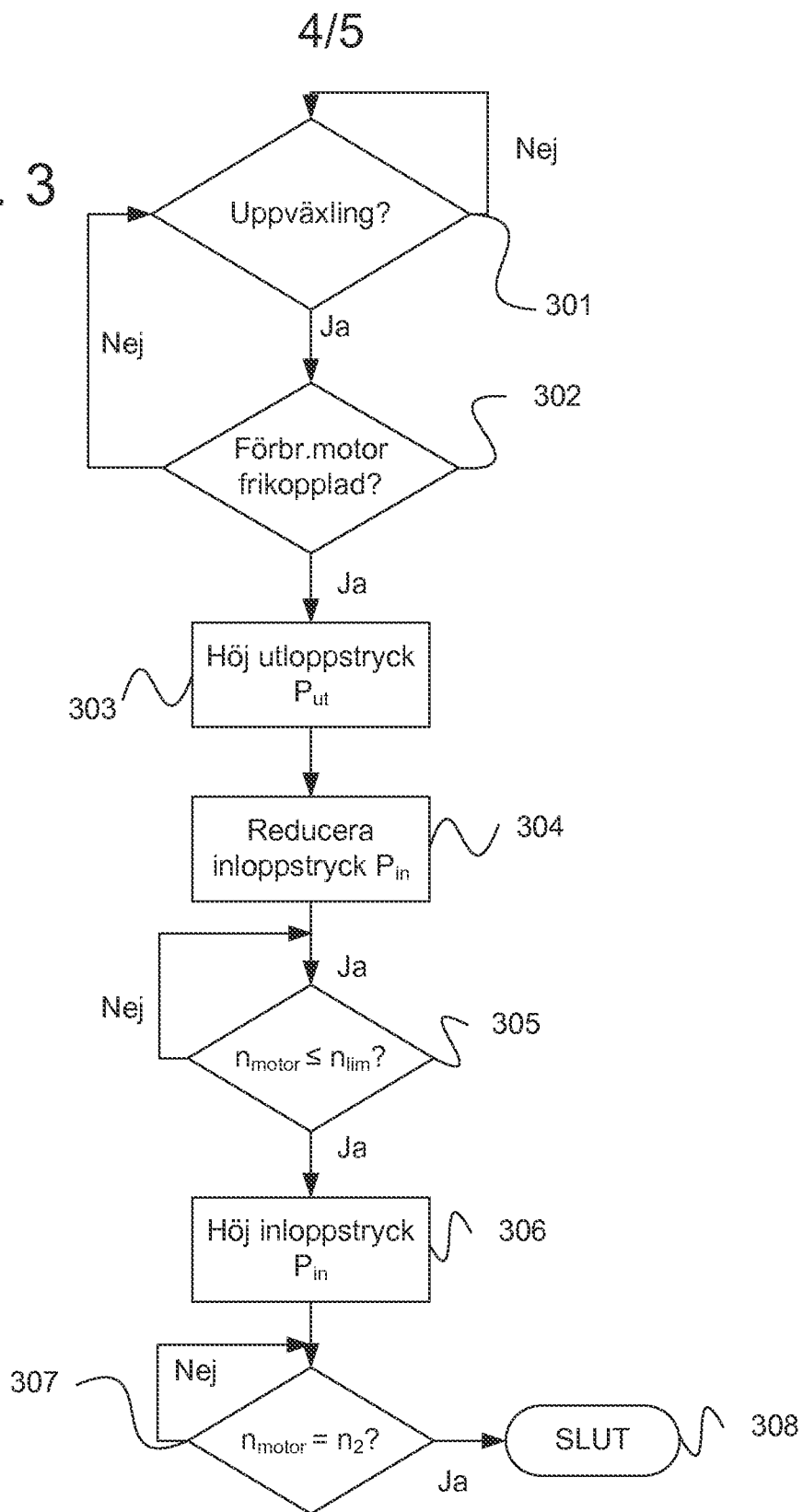


FIG. 4

