

ARRANGEMANG FÖR MOTOR INNEFATTANDE STYRVENTILER FÄSTA VID EGR-VENTILANORDNINGEN

Tekniskt område

Föreliggande uppfinning avser en motor.

Teknisk bakgrund

- 5 Som en turboladdare monterbar på en dieselmotor har det varit känt att använda en turboladdare med variabel geometri som har ett munstycke genom vilket avgas sprutas ut och vars öppningsgrad är justerbar. En öppningsgradjustermekanism för munstycket är installerad i turboladdaren med variabel geometri. Det har föreslagits att ett hydrauliskt
- 10 manövreringsorgan skall användas för att manövrera en sådan öppningsgradjustermekanism (WO 08/053771 A1).
- Vissa dieselmotorer använder avgascirkulation (härefter förkortad "EGR") så att avgasen delvis återförs till luftintagssidan för att sänka en förbränningstemperatur för att dämpa utsläppet av NO_x. Ett arrangemang för
- 15 att realisera EGR innefattar generellt ett EGR-rör som kommunicerar med ett avgasrör och ett intagsrör och en EGR-ventil anordnad i mitten hos EGR-röret. Det har också föreslagits att ett hydrauliskt manövreringsorgan används för att styra öppningen och stängningen hos EGR-ventilanordningen (WO 05/095834 A1).
- 20 Ett hydrauliskt manövreringsorgan för en turboladdare med variabel geometri eller en EGR-anordning använder styrtryck genererat medelst en elektronisk proportionalstyrventil (härefter förkortad "EPC-ventil") för att förflytta en styrspole till en position där styrspolen balanseras med en fjäder som åstadkommer reaktionskraft. Det hydrauliska manövreringsorganet
- 25 använder också pumpröcksolja från en huvudpump (härefter hänvisad till som "huvudpumpröcksolja") för att förflytta en hydraulisk kolv som följer styrspolen, och därmed, i samverkan med den hydrauliska kolven, manövrera öppningsgradjustermekanismen i turboladdaren med variabel geometri eller styra driften av EGR-ventilen. Genom att justera en elektrisk ström
- 30 tillhandahållen till EGR-ventilen är det möjligt att justera stoppositionen hos spolen som är rörlig med styrtrycket som motsvarar den elektriska strömmen.

Med detta arrangemang, för det fall med turboladdaren med variabel geometri används, blir rörelsemängden hos den hydrauliska kolven och den resulterande öppningsgraden hos munstycket, som fastställs genom öppningsgradjustermekanismen, styrbar. För det fall EGR-anordningen används blir öppningsgraden hos en tallriksventil, i ett område genom vilket avgas passerar, styrbar.

När en motor är försedd med inte bara en turboladdare med variabel geometri såsom beskrivs i WO 08/053771 A1, utan också en EGR-ventilanordning som beskrivs i WO 05/095834 A1, styrs typiskt tryckoljan från huvudpumpen tillfälligt in i ett hydrauliskt rörblock och delas däri upp till tryckolja för turboladdaren med variabel geometri och tryckolja för EGR-ventilen.

Eftersom temperaturen hos turboladdaren med variabel geometri kan bli väldigt hög, är ett hydrauliskt manövreringsorgan för turboladdaren med variabel geometri fäst till turboladdaren med variabel geometri. EPC-ventilen, vilken är lättpåverkad av värme är däremot inte fäst till turboladdaren med variabel geometri eller det hydrauliska manövreringsorganet utan till det hydrauliska rörblocket, vilket är beläget vid en position fri från den termiska påverkan av turboladdaren med variabel geometri. Eftersom avgas passerar genom EGR-ventilanordningen efter att ha kylts medelst en EGR-kylare blir inte temperaturen hos ett solenoidmanövreringsorgan för EGR-ventilen så hög. Solenoidmanövreringsorganet installeras sålunda som en del av EGR-ventilanordningen.

25 Sammanfattning av uppfinningen

I ovannämnda arrangemang är turboladdaren med variabel geometri och EGR-ventilen belägna vid ett övre parti hos motorn. Det hydrauliska rörblocket, vilket är tillverkat av metal och väger mycket, är på samma sätt oundvikligen beläget vid ett relativt övre parti hos motorn och är fast monterat till ett cylinderhuvud eller liknande. Som ett resultat av detta blir centroidpositionen hos motorn hög, så att när motorn genomgår en hög vibration eller rullning tillsammans med fordonskroppen, tar det ett tag innan vibrationen eller rullningen lugnar sig, vilket gör motorn instabil.

Vidare, eftersom ett rör från huvudpumpen, ett rör till turboladdaren med variabel geometri, ett rör till EGR-ventilen, ett avtappningsrör, och liknande är förbundna till det hydrauliska rörblocket, är det svårt att förbinda fäströr, skruvförband och liknande och risken för att rören blir felaktigt förbundna är stor vilket sänker enhetseffektiviteten.

Ett syfte med uppfinningen är att åstadkomma en motor som har en reducerad vikt hos en cylinderhuvudkomponent och dess omgivning för att förbättra stabiliteten och som monteras med en utmärkt effektivitet.

10 Organ för att lösa problemen

Enligt en aspekt av uppfinningen innefattar ett arrangemang för motor, en turboladdare med variabel geometri, en EGR-ventilanordning, första och andra hydrauliska manövreringsorgan som manövrerar turboladdaren med variabel geometri respektive EGR-ventilanordningen medelst pumprycksolja, och första och andra styrventiler som genererar styrtryck för nämnda första respektive andra hydrauliska manövreringsorgan, i vilken de första och andra styrventilerna är fästa vid EGR-ventilanordningen, och EGR-ventilanordningen, till vilken de första och andra styrventilerna är fästa, är belägen vid en position som skiljer sig från en avgasrörsida hos motorn.

Att fästa nämnda första och andra styrventiler till anordningen innefattar inte bara att direkt fästa nämnda första och andra styrventiler till anordningen utan också att indirekt fästa nämnda första och andra styrventiler till anordningen via det hydrauliska manövreringsorganet.

I arrangemanget för motorn är det föredraget att de första och andra styrventilerna (51, 52) är fästa vid EGR-ventilanordningen (20), och EGR-ventilen innefattar en inre passage för pumprycksolja genom vilken pumprycksolja tillförs till det andra hydrauliska manövreringsorganet, en inre avgrenad passage för pumprycksolja som är avgrenad från den inre passagen för pumprycksolja för att tillföra pumprycksolja till det första hydrauliska manövreringsorganet, och ett par inre avgrenade passager för att generera styrtryck som är avgrenade från den inre passagen för pumprycksolja för att tillföra pumprycksolja till nämnda första och andra styrventiler.

I arrangemanget för motorn är det fördelaktigt att det första hydrauliska manövreringsorganet är försett med en avtappningsport för pumpptrycksolja, och avtappningsporten är i kommunikation med turboladdaren med variabel geometri.

- 5 I arrangemanget för motorn är det fördelaktigt att motorsmörjolja används som pumpptrycksolja tillförd till nämnda första och andra manövreringsorgan.

- Arrangemanget för motorn innefattar vidare en motorsmörjbana som smörjer motorn, en tillförselbana för tryckolja som är avgrenad från
 10 motorsmörjbanan för att tillföra motorsmörjolja till nämnda första och andra manövreringsorgan, en hydraulisk pump som är anordnad i motorsmörjbanan för att förmå motorsmörjoljan att flöda genom motorsmörjbanan, och en laddningspump som är anordnad i tillförselbanan för tryckolja för att ladda ett tryck hos motorsmörjoljan från den hydrauliska pumpen innan
 15 motorsmörjoljan flödar genom tillförselbanan för tryckolja.

- Med ovannämnda arrangemang, eftersom både den första styrventilen för det första hydrauliska manövreringsorganet och den andra styrventilen för det andra hydrauliska manövreringsorganet är fäst till samma anordning (EGR-ventilanordningen), är det möjligt att direkt till pumpptrycksolja till
 20 anordningen fäst med dessa ventiler, för att direkt distribuera en tryckkälla för att generera styrtryck till nämnda första och andra ventiler genom anordningen, och att tillföra pumpptrycksolja till nämnda första och andra manövreringsorgan genom anordningen. Ett konventionellt hydrauliskt rörblock för att distribuera pumpptryck är sålunda inte nödvändigt. Eftersom
 25 antalet tunga komponenter hos motorn kan reduceras, kan vibration eller rullning enkelt minskas för att åstadkomma en förbättrad stabilitet. Eftersom ett konventionellt hydrauliskt rörblock inte är nödvändigt är dessutom fästarbete för att fästa skruvförband och rör därtill inte heller nödvändigt. Monterings effektiviteten kan sålunda förbättras.

- 30 Såsom beskrivits ovan, när anordningen som är fäst med nämnda första och andra styrventiler är belägen vid en position som skiljer sig från avgasrörsidan hos motorn och sannolikt inte värms upp till en hög temperatur,

är det osannolikt att anordningen på ett enkelt sätt påverkas av värmen från motorn och sålunda kan pålitligheten signifikant förbättras.

Generellt är turboladdaren med variabel geometri och EGR-ventilen avsedda att fästas till ett högt parti när cylinderhuvudet hos motorn. I ljuset av detta kan det hydrauliska rörblocket, vilket används längs turboladdaren med variabel geometri och EGR-ventilen, också avlägsnas från det höga partiet och sålunda på ett pålitligt sätt sänka mittpunkten hos hela motorn. Sålunda kan stabiliteten förbättras ytterligare.

Eftersom olika inre passager och inre avgrenade passager är anordnade i EGR-ventilen är ett yttre rör och liknande onödigt för att ytterligare förbättra monterings effektivitet.

Avtappningsporten hos det första hydrauliska manövreringsorganet anordnat till turboladdaren med variabel geometri är i kommunikation med turboladdaren med variabel geometri så att tryckolja kan tappas av genom turboladdaren med variabel geometri. Eftersom avtappningsrör som i original är anordnade till turboladdaren med variabel geometri kan användas, är det inte nödvändigt att fästa ett långt rör.

I synnerhet när det första hydrauliska manövreringsorganet är ordentligt fäst till turboladdaren med variabel geometri kan det första manövreringsorganet och turboladdaren med variabel geometri vara i kommunikation med varandra utan ett avtappningsrör, vilket resulterar i en reduktion av antalet rör.

När motorsmörjolan används som tryckolja tillförd till vart och ett av nämnda första och andra manövreringsorgan erfordras ingen fullständigt oberoende tryckoljatilförselbana så länge motorsmörjbanan är anordnad, så att motorn kan bli kompakt. Vidare, eftersom det är onödigt att separat förbereda tryckolja och smörjolja, är motorn utmärkt vad gäller underhållseffektivitet.

Även om den hydrauliska pumpen anordnad i motorsmörjbanan inte kan förhindra underskott hos det hydrauliska trycket, verkar laddningspumpen anordnad i tryckoljatilförselbanan för att tillförlitligt säkerställa det hydrauliska trycket. Genom att använda laddningspumpen i kombination med den hydrauliska pumpen anordnad för smörjning av motorn behövs ingen

dedikerad högkapacitetspump för att möjliggöra för tryckoljan att flöda genom tryckoljatillförselbanan, vilket också bidrar till en reduktion i storlek hos motorn.

5 Kort beskrivning av ritningarna

Fig. 1 visar en motorsmörjbana applicerad till en motor enligt en exemplifierande utföringsform hos uppfinningen.

Fig. 2 är en perspektivvy som visar en schematisk struktur av en tryckoljatillförselbana anordnad till motorn.

10 Fig. 3A är en vy från vänster sida som visar en anordning som används i tryckoljatillförselbanan.

Fig. 3B är en vy framifrån som visar en anordning som används i tryckoljatillförselbanan.

15 Fig. 3C är en vy från höger sida som visar en anordning som används i tryckoljatillförselbanan.

Fig. 4 är ett hydrauliskt kopplingsschema av en anordning ansluten till tryckoljatillförselbanan.

Beskrivning av den exemplifierande utföringsformen

20 Först och främst, med hänvisning till Fig. 1, kommer en motorsmörjbana 70 som används i en motor 1 att beskrivas enligt en exemplifierande utföringsform av föreliggande uppfinning. Med hänvisning till Fig. 1, i smörjbanan 70, pumpas smörjolja i en oljepanna 80 hos motorn 1 upp medelst en hydraulisk pump 81 som en huvudpump och tillförs till en pelargång 84 via en oljekylare 82 och ett oljefilter 83. Smörjoljan från pelargången 84 smörjer huvudsakligen en vevaxel 85 och en kamaxel 86.

Smörjbanan 70 innefattar följande banor som är avgrenade från huvudpelargången 84. En bana 71 på insprutningssidan för att smörja en kamdrivanordning 72 eller liknande i en bränsleinsprutare såsom en
30 bränsletillförselpump, en bana 72 på överföringsmekanismens sida för att smörja en kraftöverföringsmekanism 88 som innefattar ett kramdrev, en bana 73 på pendelarmssidan för att smörja en pendelarm 89, en bana 74 på turboladdarsidan för att smörja ett lager som bär upp en turboaxel hos

turboladdaren 10 med variabel geometri, och en avtappningsbana 75 för att returnera smörjöljan från turboladdaren 10 med variabel geometri och bränsleinsprutaren 87 till oljepannan 80.

I denna exemplifierande utföringsform är, utöver smörjbanan 70, en tryckoljatillförselbana 90 genom vilken en del av smörjöljan tillförs som en drivtrycksolja till en hydraulisk servodrivordning (första hydrauliska manövreringsorganet) 30 och en hydraulisk servodrivordning (andra hydrauliska manövreringsorganet) 40 anordnad. En avrinningspassage 76 för att tillföra en avrinningstryckolja från den hydrauliska servodrivordningen 30 in i turboladdaren 10 med variabel geometri är också anordnad. Avrinningspassagen 71 löper in i avrinningsbanan 75.

Med andra ord, i denna exemplifierande utföringsform, används en del av motorsmörjöljan som tryckolja för att driva de hydrauliska servodrivordningarna 30 och 40 och tryckoljatillförselbanan 90 avgrenad före huvudpelargången 84 används som en bana för att tillföra tryckoljan. En laddningspump 91 är anordnad nära en startände hos tryckoljatillförselbanan 90. Tryckoljan vars tryck höjs tillförs till en pumpport 42 hos den hydrauliska servodrivordningen 40 installerad inuti EGR-ventilanordningen 20 genom en drivtrycksbana 92.

Drivtrycksbanan 92 är avgrenad genom insidan hos EGR-ventilanordningen 20 in i en drivtrycksbana 93 och en styrtrycksbana 94. Styrtrycksolja tillförs till en styrport 32 hos den hydrauliska drivordningen 30 genom styrtrycksbanan 94.

Styrtrycket i styrtrycksbanan 94 genereras medelst en EPC-ventil 51 (första styrventil) fäst till en yttre yta hos EGR-ventilanordningen 20. När en förutbestämd elektrisk ström tillförs till EPC-ventilen 51 genereras styrtryck som motsvarar den elektriska strömmen och en styrspole 63 (Fig. 4) hos den hydrauliska servodrivordningen 30 förflyttas till en position motsvarande styrtrycket. På detta sätt drivs munstycket hos turboladdaren 10 med variabel geometri medelst den hydrauliska servodrivordningen 30 för att justera munstyckets öppningsgrad.

Som en kontrast genereras styrtrycket i den hydrauliska drivordningen 40 installerad inuti EGR-ventilen 20 medelst en annan EPC-

ventil 52 (andra styrventilen) anordnad till EGR-ventilen 20. Med andra ord är de två EPC-ventilerna 51 och 52 anordnade sida vid sida till EGR-ventilanordningen 20. Med styrtryck från EPC-ventilen 52 kan en styrspole 40 (Fig. 4) hos den hydrauliska servodrivnanordningen 40 på samma sätt
 5 förflyttas till en position som motsvarar styrtrycket. På detta sätt drivs en tallriksventil 21 (Fig. 4) hos EGR-ventilanordningen 20 medelst den hydrauliska servodrivnanordningen 40 för att justera öppningsgraden hos ventilen.

En kylvattenbana (ej visad) är också förbunden till turboladdaren 10
 10 med variabel geometri så att turboladdaren 10 med variabel geometri kylv medelst vatten som passerar genom kylvattenbanan. Vidare, även om Fig. 1 visar att en ände hos avrinningsröret 75 på återföringssidan verkar vara förbunden med oljepannan 80, är änden förbunden med en motorkropp så att oljan återförs till oljepannan 80 genom motorkroppen.

15 En detaljerad beskrivning kommer att ske gällande motorn 1 och tryckoljatilförselbanan 90 med hänvisning till Fig. 2 och Fig. 3A, 3B och 3C.

Med hänvisning till Fig. 2, vid en avgassida hos motorn 1 (dvs. en sida vid vilken avgasröret och det liknande, ej visat, är beläget), är turboladdaren 10 med variabel geometri anordnat vid en övre position hos ett cylinderhuvud
 20 2. Turboladdaren 10 med variabel geometri innefattar en avgasturbin 11, en kompressor 12 som drivs medelst avgasturbinen 11, och en öppningsgradjustermekanism som justerar öppningsgraden hos avgasturbinen 11. Eftersom en sådan specifik konfiguration är känd utelämnas en mer detaljerad beskrivning häri. Turboladdaren 10 med variabel
 25 geometri är fäst med den hydrauliska servodrivnanordningen 30 för att driva öppningsgradjustermekanismen installerad i turboladdaren 10 med variabel geometri. En EGR-kylare 3 är också belägen vid avgassidan hos motorn 1.

EGR-kylaren 3 är en värmeväxlare som kyler avgas för EGR, och är fäst uppströms av ett EGR-rör 4, dvs. nära avgasröret. Som kylvatten i EGR-
 30 kylaren 3 används kylvatten för motorn 1.

Vid en inloppssida hos motorn 1 (dvs. en sida vid vilken ett inloppsrör och liknande, ej visat, är beläget) är på samma sätt EGR-ventilanordningen 20 anordnad vid en övre position hos cylinderhuvudet 2. EGR-

ventilanordningen 20 är fäst nedströms EGR-kylaren 3, dvs. nära inloppsröret. EGR-ventilanordningen 20 innefattar en avgasintroduktionsöppning 24, en avgasutsläppningsöppning 25 (Fig. 3B) och tallriksventilen 21 som öppnar och stänger avgasintroduktionsöppningen 24.

5 Såsom också visas i Fig. 3C är EPC-ventilerna 51 och 52 anordnade sida vid sida på en sidoyta hos EGR-ventilanordningen 20, genererar EPC-ventilen 51 styrtryck till en hydraulisk servodrivanordning 30 för turboladdaren 10 med variabel geometri, och genererar EPC-ventilen 52 styrtryck för den hydrauliska servodrivanordningen 40 installerad inuti EGR-ventilanordningen
10 20.

Eftersom det är önskvärt att EPC-ventilerna 51 och 52 inte påverkas termiskt, är EPC-ventilerna 51 och 52 anordnade till EGR-ventilanordningen 20, vilken är belägen vid inloppssidan, i denna exemplifierande utföringsform. EPC-ventilerna 51 och 52 är emellertid fästbara till en anordning som inte är
15 belägen vid inloppsrörsidan så länge som anordningen är belägen vid en position som är skild från avgasrörsidan, dvs. vid en position med mindre termisk påverkan (exempelvis när en främre eller bakre ände längs riktningen hos cylinderraden hos motorn 1).

Vid inloppssidan hos motorn 1 som visas i Fig. 2 är laddningspumpen
20 91 hos tryckoljatilförselbanan 90 (också beskriven med hänvisning till Fig. 1) anordnad till ett nedre parti hos ett cylinderblock 5. Laddningspumpen 91 och pumpporten 42 (se också Fig. 3B) hos EGR-ventilen 20 (den hydrauliska servodrivanordningen 40) är ömsesidigt förbundna via ett rör för drivtrycksbanan 92 genom vilken huvudpumpstryckolja tillförs.

25 EGR-ventilanordningen 20 är också försedd med en avrinningsport 43 (se också Fig. 3C) från vilken tryckolja som används i den hydrauliska drivanordningen 40 rinner av. Avrinningsporten 43 och det nedre partiet hos cylinderblocket 5 är ömsesidigt förbundna via ett rör för en avrinningsbana 95. Avrinningstryckoljan som återförs till cylinderblocket 5 genom
30 avrinningsbanan 95 återförs eventuellt till oljepannan 80 (Fig. 1).

Såsom visas i Fig. 3A och 3B, är också EGR-ventilanordningen 20 försedd med en utloppsport 22 som är avgrenad däri från en passage hos pumpporten 42. Utmatningsporten 22 och pumpporten 31 hos den

hydrauliska servodrivnanordningen 30 för turboladdaren 10 med variabel geometri är ömsesidigt förbundna via ett rör för drivtrycksbanan 93. EGR-ventilanordningen 20 är också försedd med en utloppsport 23 för styrtrycksoljan från EPC-ventilen 51, varvid utloppsporten 23 är förbunden till styrporten 32 hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 via ett rör för styrtrycksbanan 94.

Fig. 4 visar ett ytterligare detaljerat hydrauliskt kretsdiagram för att illustrera EGR-ventilanordningen 20 förbunden till tryckoljatilförselbanan 90 och de hydrauliska servodrivnanordningarna 30 och 40. Med hänvisning till Fig. 4 beskrivs också EGR-ventilanordningen 20 och de hydrauliska servodrivnanordningarna 30 och 40 i detalj och de respektive manövreringarna därav beskrivs också.

Med hänvisning till Fig. 4 tillförs tryckolja från laddningspumpen 91 till pumpporten 42 hos EGR-ventilanordningen 20 genom drivtrycksbanan 92. I EGR-ventilanordningen 20 är pumpporten 42 i kommunikation med en tryckoljainloppsport 42 hos en kolv 45 via en första inre passage (en inre passage för pumprtrycksolja) 101, varvid kolven 45 utgör den hydrauliska servodrivnanordningen 40. Den första inre passagen 101 är försedd med ett filter 101A. En avrinningsport 47 hos kolven 45 är i kommunikation med avrinningsporten 43 via en andra inre passage 102. En tryckoljautloppsport 48 hos kolven 45 är i kommunikation med en cylindertryckoljakammare 61 i den hydrauliska servodrivnanordningen 40 via en tredje inre passage 103.

Styrspolen 49 inuti kolven 45 drivs med styrtrycksoljan från EPC-ventilen 52. Styrspolen 49 är försedd med en positionssensor 49B. Baserat på en positionsdetekteringssignal som matas tillbaka från positionssensorn 49B till en styranordning (ej visad), är positionen hos styrspolen 49 servostyrd.

I den hydrauliska servodrivnanordningen 40, när styrspolen 49 förflyttas till vänster i figuren med ett styrtryck större än fjäderkraften hos en fjäder 49A, förs den första inre passagen 101 och den tredje inre passagen 103 i kommunikation med varandra via portarna 46 och 48 under rörelse av styrspolen 49 för att förse cylindertryckoljakammaren 61 med huvudpumprtryckolja.

När tryckolja tillförs till cylindertryckoljakammaren 61, förflyttas en hydraulisk kolv 62 så att tallriksventilen 21, vilken är förbunden med den hydrauliska kolven 62, drivs att öppnas. Den hydrauliska kolven 62 är konfigurerad att följa styrspolen 49 och portarna 46, 47 och 48 anordnade till
5 den hydrauliska kolen 62 förflyttar sig samtidigt. Styrspolen 49 stoppar vid en position där styrtrycket som appliceras till styrspolen 49 och fjäderkraften hos fjädern 49A är balanserade med varandra. När den hydrauliska kolven 62 når denna stopposition befinner sig styrspolen vid en mittposition för att blockera huvudpumptryckoljan så att den hydrauliska kolven 62 hålls för att bibehålla
10 öppningsgraden hos tallriksventilen 21. Under dessa förhållanden passerar en önskvärd mängd avgas genom tallriksventilen 21.

När styrspolen 49 förses med en styrtrycksolja mindre än fjäderkraften hos fjädern 49A återförs styrspolen 49 till höger i figuren med fjäderkraften. Medan den första inre passagen 101 är blockerad, förs sålunda den andra
15 inre passagen 102 och den tredje inre passagen 103 in i kommunikation med varandra via portarna 47 och 48 så att tryckoljan i cylindertryckoljakammaren 61 rinner av. Med fjäderkraften hos en annan fjäder 62A återförs den hydrauliska kolven 62 tillsammans med styrspolen 49.

Stoppositionen hos styrspolen 49 är en position där styrtrycket som
20 appliceras på styrspolen 49 är balanserat med fjäderkraften hos fjädern 49A. Stoppositionen motsvarar mittpositionen hos styrspolen 49, vid vilken tillförsel av tryckolja blockeras och öppningsgraden hos tallriksventilen 21 bibehålls vid ett motsvarande styrtryck, så att en önskvärd mängd avgas passerar genom tallriksventilen 21.

25 En fjärde inre passage (en inre avgrenad passage för att generera styrtryck) 104 är avgrenad från den första inre passage 101. Den fjärde inre passagen 104 är i kommunikation med en femte inre passage 105 i EPC-ventilen 52 som tillför styrtrycksolja till den hydrauliska drivanordningen 40. Den femte inre passagen 105 är försedd med ett filter 105A. En ände hos den
30 femte inre passagen 105 är i kommunikation med en tryckoljainloppsport 54 hos en dekompressionsventil 53 som utgör EPC-ventilen 52. En sjätte inre passage 106 är i kommunikation med en styrtryckutloppsport 55 anordnad till

dekompressionsventilen 53. Den sjätte inre passagen 106 är försedd med ett filter 106A.

Den sjätte inre passagen 106 är också i kontakt med en sjunde inre passage 107 hos EGR-ventilanordningen 20. Den sjunde inre passagen 107
5 är också i kommunikation med en tryckoljakammare i kolven 45 så att styrspolen 49 förflyttas genom att tillföra tryckolja till tryckoljakammaren. Såsom beskrivits ovan, i EPC-ventilen 52, dekomprimeras pumprtrycksolja som en källolja för att tillverka styrtryckolja.

En avrinningsutloppsport 56 anordnad till dekompressionsventilen 53
10 är i kommunikation med en åttonde inre passage 108. Den åttonde inre passagen 108 är också i kommunikation med en nionde inre passage 109 hos EGR-ventilanordningen 20, varvid den nionde inre passagen 109 har en ände förbunden till den andra inre passagen 102 för avrinning. Efter att ha återförts till dekompressionsventilen 53, när styrspolen 49 förflyttas till
15 återföringssidan, återförs sålunda styrtrycksolja från avrinningsporten 43 hos EGR-ventilanordningen 20 till oljepannan 80 genom avrinningsbanan 95.

I EGR-ventilanordningen 20 är en tionde inre passage (en inre avgrenad passage för pumprtrycksolja) 110 avgrenad från den första inre passagen 101. En ände hos den tionde inre passagen 110 är i
20 kommunikation med utloppsporten 22 från vilken pumprtrycksoljan utmatas. Huvudpumprtrycksoljan passerar specifikt genom den första inre passagen 101 och den tionde inre passagen, och utmatas från utloppsporten 22 för att tillföras till den hydrauliska servodrivnanordningen 30 för turboladdaren 10 med variabel geometri genom drivtrycksbanan 93.

På samma sätt, i EGR-ventilanordningen 20, är en elfte inre passare (en inre avgrenad passage för att generera styrtryck) 111 avgrenad från den tionde inre passagen. Den elfte inre passagen 111 är i kommunikation med en tolfte inre passage i EGR-ventilen 51 som tillför styrtryck till den hydrauliska servodrivnanordningen 30. Den tolfte inre passagen 112 är i
30 kommunikation med en tryckoljainloppsport 58 hos en dekompressionsventil 57 som utför EPC-ventilen 51. En trettonde inre passage 113 är i kommunikation med en styrtryckutloppsport 59 anordnad till

dekompressionsventilen 57. Den trettonde inre passagen 113 är försedd med ett filter 113A.

Den trettonde inre passagen 113 är i kommunikation med en fjortonde inre passage 114 hos EGR-ventilanordningen 20. Den fjortonde inre passagen 114 är också i kommunikation med utloppsporten 23 från vilken styrtrycket utmatas. Styrtrycksoljan tillverkad genom dekompression av pumprtrycksoljan genom EPC-ventilen 51 passerar genom den fjortonde inre passage 114 hos EGR-ventilanordningen 20 och utmatas från utloppsporten 23 för att tillföras till den hydrauliska servodrivnanordningen 30 för turboladdaren 10 med variabel geometri genom styrtrycksbanan 94.

En avrinningsport 60 anordnad till dekompressionsventilen 57 är i kommunikation med en femtonde inre passage 115 som är i kommunikation med en sextonde inre passage 116 hos EGR-ventilanordningen 20. Den sextonde inre passagen är i kommunikation med den nionde inre passagen 109, så att, efter att ha återförts till dekompressionsventilen 57 när styrspolen 63 hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 förflyttas till återföringssidan, återförs styrtrycksoljan på samma sätt från avrinningsporten 43 hos EGR-ventilanordningen 20 till oljepannan 80 genom avrinningsbanan 95.

En hydraulisk krets hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 kommer nedan att beskrivas i detalj.

Pumprtrycksolja tillförs till pumpporten 31 hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 från EGR-ventilanordningen 20 genom drivtrycksbanan 93. I den hydrauliska servodrivnanordningen 30 är pumpporten 31 i kommunikation med en tryckoljainloppsport 65 hos en kolv 64, vilken utgör den hydrauliska servodrivnanordningen 30, genom en sjuttonde inre passage 117. Den sjuttonde inre passagen 117 är försedd med ett filter 117A.

En avrinningsutloppsport 66 hos kolven 64 är i kommunikation med en avrinningsport 33 hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 via en artonde inre passage 118. En första tryckoljainlopps-/utloppsport 68 hos kolven 64 är i kommunikation med en toppsida hos cylindertryckoljakammare 35 via en tjugonde inre passage 120.

Styrport 32 hos den hydrauliska servodrivordningen 30 är i kommunikation med en styrtryckoljakammare i kolven 64 via en tjugoförsta inre passage 121. The tjugoförsta inre passagen 121 är försedd med ett filter 121A.

5 Styrspolen 63 inuti kolven 64 drivs med styrtrycksolja från EPC-ventilen 51. Styrspolen 63 är försedd med en positionssensor 63B. Baserat på en positionsdetekteringssignal som matas tillbaka från positionssensorn 63B till en styranordning (ej visad), varvid positionen hos styrspolen 63 är servostyrd.

10 I den hydrauliska servodrivordningen 30, när styrspolen 63 förflyttas åt höger i figuren med ett styrtryck större än fjäderkraften hos en fjäder 63A, är den sjuttonde inre passagen 117 och den tjugonde inre passagen 120 i kommunikation med varandra via portarna 65 och 68 för att tillföra pumptrycksolja till cylindertryckoljakammaren 35 på toppsidan.

15 När tryckolja tillförs till cylindertryckoljakammaren 35 på toppsidan förflyttas en hydraulisk kolv 36 för att driva en spak 13 hos öppningsgradjustermekanismen hos turboladdaren 10 med variabel geometri, vilken är förbunden med den hydrauliska kolven 36, för att öka öppningsgraden hos munstycket. Cylindertryckoljakammaren 34 på
20 bottensidan förs som kontrast i kommunikation med avrinningsporten 33 via den nittonde inre passagen 119, portarna 66 och 67, och den artonde inre passagen 118, så att pumptrycksolja, mängden av vilken motsvarar hur mycket den hydrauliska kolven 36 förflyttas mot botten (motsvarar till pumptrycksoljan som flödar in i cylindertryckoljakammaren 35 på toppsidan)
25 rinner av.

 Den hydrauliska kolven 36 är också konfigurerad att följa styrspolen 63, och portarna 65, 66, 67 och 68 anordnade till den hydrauliska kolven 36 förflyttas samtidigt. Efter det att styrspolen 63 stoppar vid en position där styrspolen är balanserad med en fjäder 63A, när den hydrauliska kolven 36
30 når denna stopposition, är sålunda styrspole 63 vid en mittposition för att blockera huvudpumptrycksoljan så att den hydrauliska kolven 36 hålls för att bibehålla öppningsgraden hos munstycket.

När styrspolen 63 förses med styrtrycksolja mindre än fjäderkraften hos fjädern 63A återförs styrspolen 63 till vänster i figuren med fjäderkraften. På detta sätt ändras strömmen hos pumptrycksoljan så att pumptrycksoljan tillförs till cylindertryckoljakammaren 34 på bottensidan genom den sjuttonde inre passagen 117, portarna 65 och 67, och den nittonde inre passagen 119, och sålunda återförs den hydrauliska kolven 36 till vänster i figuren efterföljande styrspolen 63. Pumptrycksoljan som har flödat in i cylindertryckoljakammaren 35 på toppsidan avrinner samtidigt från avrinningsporten 33 genom den tjugonde inre passagen 120, portarna 66 och 68, och den artonde inre passagen 118. Som ett resultat av detta drivs spaken 13 hos öppningsgradjustermekanismen i riktningen motsatt det ovanstående för att stänga munstycket.

När styrspolen 63 och den hydrauliska kolven 36 återförs till positionen där styrtrycket är balanserat med fjäderkraften hos fjädern 63A, är styrspolen på samma sätt vid en mittposition, så att tillförsel av pumptrycksolja blockeras och munstyckets öppningsgrad sålunda bibehålls vid en för stängning.

I motorn 1, enligt ovannämnda exemplifierande utföringsform, är tryckoljatilförselbanan 90, för att tillföra huvudpumptryckolja, avgrenad i EGR-ventilanordningen 20 in i en bana för de hydrauliska servodrivordningarna 30 och en bana för de hydrauliska servodrivordningarna 40. Utöver detta är EPC-ventil 51 som genererar styrtryck för de hydrauliska servodrivordningarna 30 och EPC-ventilen 52 som genererar styrtryck för de hydrauliska servodrivordningarna 40 båda fästa till EGR-ventilanordningen 20. Med ovannämnda arrangemang, eftersom EGR-ventilanordningen 20 kan ersätta ett konventionellt hydrauliskt rörblock, är ett sådant hydrauliskt rörblock onödigt.

Antalet tunga komponenter fästa till cylinderhuvudet 2 kan sålunda reduceras så att vibration eller rullning i motorn 1 avtar och stabiliteten kan förbättras. Dessutom, till skillnad från ett konventionellt arrangemang, erfordrar ovannämnda arrangemang inte fästande skruvförband och rör för det hydrauliska rörblocket. Följaktligen kan effektiviteten också förbättras.

Det bör noteras att omfattningen av uppfinningen inte är begränsad till ovanstående utföringsform utan modifikationer och förbättringar som är

förenliga med ett syfte av uppfinningen är inkluderade i omfattningen av uppfinningen.

Exempelvis, även om den hydrauliska servodrivnanordningen 40 använder kolven 45 försedd med styrspolen 49 för att struktureras som en 3-ports-3-positions-kolv och den hydrauliska servodrivnanordningen 30 använder en kolven 64 försedd med styrspolen 63 för att struktureras som en 4-ports-3-positions-kolv i den exemplifierande utföringsformen, kan både de hydrauliska servodrivnanordningarna 30 och 40 använda 3-ports-3-positions-kolvar eller 4-ports-3-positions-kolvar. Med andra ord, den typ av hydraulisk servodrivnanordning som används kan varieras för uppfinningen.

För att förhindra termisk påverkan på EPC-ventilerna 51 och 52 fästs EPC-ventilerna 51 och 52 till EGR-ventilanordningen 20, vilken osannolikt värms upp till en hög temperatur, istället för till turboladdaren 10 med variabel geometri, vilken kan värmas till en hög temperatur.

Även om den hydrauliska servodrivnanordningen 40 för EGR-ventilanordningen 20 är installerad inuti EGR-ventilanordningen 20 i den exemplifierande utföringsformen, kan den hydrauliska servodrivnanordningen 40 fästas till utsidan hos EGR-ventilanordningen 20 på samma sätt som den hydrauliska servodrivnanordningen 30 fästs till utsidan hos turboladdaren med variabel geometri 10.

Även om avrinningsporten 33 hos den hydrauliska servodrivnanordningen 30 är i kommunikation med turboladdaren 10 med variabel geometri via avrinningspassagen 76 så att avrinningstryckoljan från avrinningsporten 33 rinner av via turboladdaren med variabel geometri i den exemplifierande utföringsformen, kan exempelvis avrinningsporten 33 och avrinningsbanan 95 (Fig. 1) vara i kommunikation med varandra för att avrinningstryckoljan skall rinna av.

Även om de hydrauliska manövreringsorganen enligt uppfinningen är exemplifierade med hydrauliska servodrivnanordningar 30 och 40 i den exemplifierande utföringsformen, kan ett icke-servostyrt hydrauliskt manövreringsorgan konfigurerat att förflytta en styrspole utan att använda servostyrning också användas.

Även om styrtryck genereras i EPC-ventilerna 51 och 52 för turboladdaren 10 med variabel geometri och EGR-ventilanordningen 20 i den exemplifierande utföringsformen, kan styrtrycket genereras i exempelvis en EPC-ventil för att driva en variabel hydraulisk förskjutningspump eller en

5 EPC-ventil för en variabel ventiltidsanordning konfigurerad att variera en tid för ventilöppning och ventilstängning.

En variabel hydraulisk förskjutningspump använder en EPC-ventil för att generera styrtryck för ett hydrauliskt manövreringsorgan som driver en spolplatta eller liknande. En variabel ventiltidsanordning använder en EPC-

10 ventil för att generera styrtryck för ett hydrauliskt manövreringsorgan, exempelvis när rotationen hos vevaxeln i en motor överförs till kamaxeln via en planethastighetsreducerare och en del av en planetväxelmekanism i planethastighetsreduceraren drivs medelst det hydrauliska manövreringsorganet för att variera en fasskillnad mellan rotationen hos

15 vevaxeln och rotationen hos kamaxeln.

Även om den inre passagen 111, anordnad i EGR-ventilanordningen 20, är avgrenad från den inre passagen 110 för att vara i kommunikation med EPC-ventilen 51, såsom visas i Fig. 4 i den exemplifierande utföringsformen, kan den inre passagen 111 vara avgrenad direkt från den inre passagen 101.

20 Även om de två EPC-ventilerna 51 och 52 är anordnade till EGR-ventilanordningen 20 i den exemplifierande utföringsformen, kan tre eller fler EPC-ventiler fästas till en anordning utan att uppfinningens omfattning frångås.

25 Industriell tillämpbarhet

Uppfinningen är lämpligt applicerbar till en motor försedd med ett flertal anordningar som var för sig använder styrtryck genererat medelst en EPC-ventil.

30 Förklaring av hänvisningsbeteckningar

1...motor, 10...turboladdare med variabel geometri, 20...EGR-ventilanordning, 30...hydraulisk servodrivanordning (första hydrauliskt manövreringsorgan), 33...avrinningsport, 40...hydraulisk servodrivanordning

- (andra hydrauliskt manövreringsorgan), 51...EPC-ventil (första styrventil), 52...EPC-ventil (andra styrventil), 70...motorsmörjbana, 81...hydraulisk pump, 90...tryckoljatilförselbana, 91...laddningspump, 101...första inre passage (inre passage för pumptrycksolja), 104...fjärde inre passage (inre
- 5 avgrenad passage för att generera styrtryck), 110...tionde inre passage (inre avgrenad passage för att generera pumptrycksolja), 111...elfte inre passage (inre passage för att generera styrtryck)

10

15