



(19) DANMARK



(12) FREMLÆGGESESSKRIFT (11) 144218 B

DIREKTORATET FOR
PATENT- OG VAREMÆRKEVÆSENET

- (21) Ansøgning nr. 1806/74 (51) Int.Cl.³ F 16 K 1/00
(22) Indleveringsdag 1. apr. 1974 // F 01 D 17/00
(24) Løbedag 1. apr. 1974
(41) Alm. tilgængelig 3. okt. 1974
(44) Fremlagt 18. jan. 1982
(86) International ansøgning nr. -
(86) International indleveringsdag -
(85) Videreførelsesdag -
(62) Stamansøgning nr. -
(30) Prioritet 2. apr. 1973, 39831/73, JP
- (71) Ansøger ISHIKAWAJIMA-HARIMA JUKOGYO KABUSHIKI KAISHA, Tokyo-to, JP.
- (72) Opfinder Shinya Kameda, JP: Shunzaburo Nagashima, JP: Mikio Obi, JP.
- (74) Fuldmægtig Th. Ostenfeld Patentbureau A/S.

- (54) Dampreguleringsventil til brug
i forbindelse med regulatorer
for dampturbineanlæg.

Den foreliggende opfindelse angår en dampreguleringsventil, til brug i forbindelse med regulatorer for dampturbineanlæg, og i øvrigt af den i den indledende del af krav 1 angivne art.

Mekanisk-hydrauliske regulatorer benyttes i vid udstrækning i forbindelse med skibshjælpeturbiner, såsom olielastepumpe- eller ballastpumpeturbiner, generatorturbiner og lignende. Når belastningen og hastigheden for en sådan dampturbine forøges, er der et stort behov for en regulator, hvis reaktion er hurtig og stabil. Desuden må omdrejningstallet for en sådan hjælpeturbine opretholdes inden for et på forhånd fastlagt interval, også når belastningen pludselig formindskes, således at turbinehavari på grund af for højt omdrejningstal kan forhindres.

I konventionelle dampregulatoraggregater påvirker en servomotor en ventilspindel på en dampreguleringsventil gennem en stangmekanisme

DK 144218 B

i afhængighed af belastningsændringer på en turbine eller en pumpe, idet forskellen mellem et på forhånd fastlagt referenceomdrejningstal og det øjeblikkelige omdrejningstal detekteres, og på grundlag heraf reguleres mængdestrømmen for den til turbinen tilførte damp, således at omdrejningstallet holdes konstant.

En ulempe ved kendte regulatoraggregater består i, at omdrejningstallet kan stige pludseligt, hvis belastningen formindskes momentant f.eks. som følge af, at en turbinedrevet pumpe indtager luft, og først når omdrejningstallet når op på en indstillet maksimalværdi, igangsættes en nødstopmekanisme til standsning af turbinen. Den totale nyttevirkning for turbineanlægget påvirkes derved i uheldig retning. Yderligere en ulempe består i, at en reduktion af dampmængdestrømmen for at opretholde omdrejningstallet på en meget lav værdi vil bevirke, at ventillegemet i kendte dampreguleringsventiler har tendens til at banke mod det tilhørende ventilsæde på grund af den uensartede fordeling af dampkræfterne, som virker på ventillegemet, og drift ved et meget højt omdrejningstal er derfor reelt ikke mulig.

Den foreliggende opfindelses formål er at afhjælpe de ovenfor nævnte ulemper og at tilvejebringe en nøjagtig regulering over et stort interval af dampgennemstrømninger. Dette opnås ved de i den kendetegnende del af krav 1 angivne ejendommeligheder for dampreguleringsventilen ifølge opfindelsen.

Med dampreguleringsventilen ifølge opfindelsen opnås således mulighed for en mere nøjagtig og ensartet regulering over et større interval af dampgennemstrømninger end hidtil. Den større nøjagtighed er specielt fremtrædende ved lave dampgennemstrømninger, hvor reguleringen alene udføres ved hjælp af hjælpeventilen. Ved tiltagende dampgennemstrømning løftes hjælpeventillegemet mere og mere, og på et vist tidspunkt vil hjælpeventillegemet opnå kontakt med det på hovedventillegemet fastgjorte dæksel, hvorefter dette og hovedventillegemet løftes som en helhed. I forbindelse med disse funktioner er såvel den specielt anbragte forspændingsfjeder som de forskellige trykudligningskanaler i dampregulatorventilen ifølge opfindelsen af afgørende betydning.

At den noget større hovedventil pludseligt åbnes, kunne give anledning til en mindre diskontinuitet i dampgennemstrømningen. I krav 2 præciseres imidlertid en udførelsesform, hvormed der kan

opnås en ensartet regulering gennem hele reguleringsintervallet, idet dampgennemstrømningen kan styres både ved hjælp af portens eller portenes åbningsgrad og ved hjælp af hovedventilens åbningsgrad. I denne forbindelse er det særligt hensigtsmæssigt, at hver port er udformet som præciseret i krav 3, idet portens tilspidsning medvirker til at give en mere gradvis åbning under den første del af hovedventillegemets åbnebevægelse.

Opfindelsen skal i det følgende forklares nærmere ud fra en foretrukket udførelsesform og under henvisning til tegningen, hvor

fig. 1 er et skematisk diagram over et kendt dampregulator-aggregat,

fig. 2 et skematisk diagram over et turbinedrevet olielaste- eller ballastpumpeanlæg, hvori en dampregulatorventil ifølge opfindelsen indgår,

fig. 3 et fragmentarisk snitbillede i forstørret målestok af den i fig. 2 viste dampregulatorventil,

fig. 4 et billede i lighed med fig. 3, men med andre ventilpositioner,

fig. 5 et snitbillede taget langs V-V i fig. 3, og

fig. 6 en grafisk afbildning, som illustrerer relationen mellem belastning og omdrejningstal for en turbine.

Før beskrivelsen af den foretrukne udførelsesform for den foreliggende opfindelse skal den i fig. 1 viste kendte regulator til regulering af dampmængdestrømmen beskrives i korte træk for at udpege de ulemper, som den foreliggende opfindelse tager sigte på at afhjælpe.

Omdrejningstallet for en pumpe c og en turbine d detekteres af en mekanisk-hydraulisk regulator b fastgjort til et reduktionsgear a. I afhængighed af forskellen mellem et referenceomdrejningstal, som er indstillet på en hertil beregnet enhed c, og det øjeblikkelige omdrejningstal for pumpen c eller turbinen d, aktiveres udgangsakslen på en servomotor f til at bevæge en dampreguleringsventil h gennem en mekanisme g, og derved reguleres den til turbinen d tilførte dampmængde på en sådan måde, at turbinens omdrejningstal fastholdes på en på forhånd fastlagt værdi.

Som allerede omtalt vil en nødstopmekanisme imidlertid bevirke en standsning af turbinen d, hvis pumpen c indsuger luft. Desuden vil et ventillegeme i banke eller hoppe på sit sæde j på grund af de uafbalancerede eller uensartede dampkræfter, som virker på ventillegemet i ved en lille løftehøjde for ventilen h, og drift ved et meget lavt omdrejningstal bliver således reelt ikke mulig.

Fig. 2 viser skematisk et reguleringssystem for et turbinepumpeanlæg, som indeholder en dampreguleringsventil ifølge den foreliggende opfindelse. En dampturbine 1, som driver en olielast- eller ballastpumpe 2, forsynes med damp gennem en dampreguleringsventil 3 ifølge opfindelsen, der også tjener som en hurtiglukkeventil.

Et udsnit af dampreguleringsventilen 3 vises i større målestok i fig. 3. Et ventilhus 10 har et dampindløb 11 og et dampudløb 12. Den gennem indløbet 11 indførte damp strømmer gennem et dampfilter 13 samt en flerkantet port, såsom den i fig. 5 viste femkantede port 15, og ind i et kammer 23.

En ventilspindel 16, som forløber gennem ventilhuset 10 langs dettes akse, har et hjælpeventillegeme 24, som er udformet i ét med spindelen ved dennes midterste del. Et hovedventillegeme 9 er indrettet og anbragt således, at det omgiver hjælpeventillegemet 24 liggende i en på forhånd fastlagt afstand herfra. Et hjælpeventilsæde 25 er udformet i den nederste del af hovedventillegemet 9.

Et dæksel 17 er lejret omkring ventilspindelen 16 oven over hjælpeventillegemet 24 og er fast sammenføjet med hovedventillegemet 9. Hjælpeventillegemet 24 er således helt omgivet af dækslet 17 og hovedventillegemet 9.

Hovedventillegemet 9 presses normalt an mod et hovedventilsæde 21 som følge af kraften hidrørende fra en forspændingsfjeder 22, der er indsat mellem ventilhuset 10 og dækslet 17.

Dampen, som passerer ind gennem indløbet 11, strømmer ind i det øvre kammer 23 gennem en lille passage mellem sidevæggen af hovedventillegemet 9 og indervæggen af en dampledeforing 14.

Flere lodrette udligningskanaler 19 er udformet gennem hovedventillegemet 9 tæt ved dettes sidevæg, således at det øvre kammer 23 kan sættes i forbindelse med det rum, som afgrænses af hovedventillegemet 9, hovedventilsædet 21 og ledeforingen 14. På lignende måde er der udformet flere lodrette udligningskanaler 18 gennem dækslet 17, således at det øvre kammer 23 kan sættes i forbindelse med et rum 20, som afgrænses mellem hoved- og hjælpeventillegemerne 9, henholdsvis 24.

Når belastningen er lav, fordi pumpen 2 indsuger luft, eller når omdrejningstallet er lavt, enten fordi turbinen 1 netop er startet, eller fordi turbinen skal standses, er dampmængdestrømmen ringe, og ventilspindelen 16 er kun løftet en smule som vist i fig. 3. Følgelig strømmer dampen fra indløbet 11 gennem passagen mellem lede-

foringen 14 og hovedventillegemet 9 og ind i det øvre kammer 23. En del af dampen strømmer gennem udligningskanalerne 19 og ind i det øvre kammer 23.

Dampen i det øvre kammer 23 strømmer gennem udligningskanalerne 18 i dækslet 17 og ind i rummet 20 oven over hjælpeventillegemet 24. Dampen strømmer herfra videre gennem passagen mellem hjælpeventillegemet 24 og dettes ventilsæde 25 og videre gennem udløbet 12 og til dampturbinen 1.

Når dampstrømningen reguleres af hjælpeventillegemet 24 på den ovenfor beskrevne måde, er hovedventilen 9 presset an mod det tilhørende sæde 21 som følge af kraften hidrørende fra forspændingsfjederen 22, således at der ikke kan passere damp gennem hovedventilen.

Når dampmængdestrømmen ønskes forøget, løftes ventilspindelen 16 yderligere som vist i fig. 4, indtil en øverste ende 26 af hjælpeventillegemet bringes til kontakt med den nederste ende af dækslet 17, og ventilspindelen 16, dækslet 17 og hovedventillegemet 9 kan derefter løftes som en helhed. Følgelig strømmer damp gennem den femkantede port 15 og passagen mellem hovedventillegemet 9 og dettes ventilsæde 21 og derefter ind i dampturbinen 1. Dampmængdestrømmen kan reguleres på passende måde ved regulering af åbningsgraden for både porten 15 og hovedventilen.

Idet der nu henvises til fig. 2, detekteres omdrejningstallet for pumpen 2 af en føler, som består af et tandhjulslignende roterende legeme 27 fastgjort på akselen for gearhjulet samt et tachometer 4 med en spole, således at en spænding, som repræsenterer omdrejningstallet for pumpen 2, kan føres til et styreaggregat 6.

Et på forhånd fastlagt omdrejningstal indstilles i styreaggregatet 6 ved hjælp af en indstillingsindretning 5 af potentiometertypen. Styreaggregatet 6 er indrettet til at styre udgangsspændingen, som føres til en servomotor 7 på en sådan måde, at forskellen mellem det indstillede og det øjeblikkelige omdrejningstal kan blive lig nul. I afhængighed af udgangssignalet fra styreaggregatet 6 bevæger servomotoren 7 en styreventil 28, således at servoolien kan indføres i en servocylinder 29, hvorved udgangsakslen på servocylinderen 29, som er sammenkoblet med en stangmekanisme 31, bevæges. Stangmekanismen 31 bevæger således ventilspindelen 16 i dampreguleringsventilen 3 til styring af mængdestrømmen af den i turbinen 1 indstrømmende damp, således at omdrejningstallet for pumpen 2 fastholdes på en på forhånd fastlagt værdi.

Udgangsakslen på servocylinderen 29 påvirkes af servoolien, som tilføres fra en tandhjulspumpe 30 for at tilvejebringe en høj udgangseffekt.

Når pumpen 2 indsuger luft, falder belastningen pludseligt næsten til nul, således at omdrejningstallet har tendens til at forøges hurtigt. Forøgelsen i omdrejningstallet detekteres af tachometeret 4, og det elektriske signal overføres til styreaggregatet 6, således at dette udsender et signal til servomotoren 7, som bringer servocylinderen 29 til at løfte sin udgangsaksel. Følgelig sænkes ventilspindlen 16 i dampreguleringsventilen 3, således at åbningsgraden for porten 15 og for hovedventilen kan formindskes til reduktion af dampmængdestrømmen.

For at opnå en yderligere reduktion af dampmængdestrømmen lukkes hovedventilen helt, således at åbningsgraden for dampreguleringsventilen 3 kan reguleres alene ved hjælp af hjælpeventillegemet 24.

Når en udløser 8 aktiveres, afgives et udløsesignal til styreaggregatet 6, idet udløseren aktiveres som følge af et trykfald i turbinesmøreolien, af en unormal stigning i turbineafgangstrykket, af en unormal forøgelse af omdrejningstallet, af en overhedning af pumpen eller af en unormal stigning i pumpens afgangstryk. Styreaggregatet 6 afgiver et signal til servomotoren, som derved lukker dampreguleringsventilen 3, således at omdrejningstallet formindskes til værdien nul. Samtidig aktiveres en magnetventil 32 som reaktion på udgangssignalet fra udløseren 8, hvorved der sker en udtømning af servoolien i rørledningen, som står i forbindelse med servomotoren 7. Udgangsakslen på servocylinderen 29 løftes således til lukning af dampreguleringsventilen 3. Dette vil sige, at hjælpeventillegemet 24 bringes til kontakt med hjælpeventilsædet 25, således at hovedventillegemet 9 bringes til at bevæge sig nedad til anlæg mod hovedventilsædet 21. Damppassagen er således fuldstændig lukket, hvorfor dampturbinen 1 standses.

Fig. 6 viser relationen mellem omdrejningstallet og belastningen for en turbine. De fuldt optrukne linier angiver de karakteristiske kurver, når dampregulatorventilen ifølge den foreliggende opfindelse benyttes, mens de punkterede linier angiver relationen, når en kendt dampreguleringsventil benyttes.

Som beskrevet ovenfor kan der med reguleringsventilen ifølge opfindelsen på i og for sig kendt vis reguleres en forholdsvis stor dampmængdestrøm ved hjælp af hovedventilen, mens en mindre mængdestrøm kan reguleres ved hjælp af hjælpeventilen. I det kendte regulatorsystem kan pumpens omdrejningstal imidlertid kun reguleres mellem

60% og 100%, hvorimod det har vist sig, at der ved anvendelse af dampreguleringsventilen ifølge opfindelsen kan opnås en regulering af omdrejningstallet over et bredt interval mellem 15% og 100%. Desuden kan omdrejningstallet reguleres over hele intervallet alene ved bevægelse af en enkelt ventilspindel.

Patentkrav

1. Dampreguleringsventil til brug i forbindelse med regulatorer for damp turbineanlæg, hvor et hjælpeventillegeme (24) er udformet i ét med en ventilspindel (16) ved dennes midterdel, og hvor et hovedventillegeme (9) er udformet med et hjælpeventilsæde 25, hvorpå hjælpeventillegemet kan hvile, og er arrangeret således, at det omgiver hjælpeventillegemet, KENDETEGNET ved, AT et dæksel (17) er fastgjort koaksialt til hovedventillegemet ved dets længst fra hjælpeventilsædet liggende ende på en sådan måde, at hovedventillegemet og dækslet forskydes som en helhed af hjælpeventillegemet efter en første forskydning af spindelen, AT dækslet og/eller hovedventillegemet er forspændt i retning mod et hovedventilsæde (21) af en fjeder (22), samt AT flere trykudligningskanaler (18, 19) af i og for sig kendt art er udformet såvel gennem hovedventillegemet som gennem dækslet forløbende parallelt med spindelens akse.

2. Dampreguleringsventil ifølge krav 1, KENDETEGNET ved, AT damp indføres til hoved- og hjælpeventillegemerne gennem mindst én port (15), som er udformet i en dampdeforming (14) anbragt omkring hovedventillegemet, hvor porten eller portene er placeret på højde med eller ud for hovedventillegemet, når dette er i sin lukkestilling.

3. Dampreguleringsventil ifølge krav 2, KENDETEGNET ved, AT hver port (15) har et flerkantet gennemstrømningstværsnit med en tilspidsning forløbende i hovedventillegemets lukkeretning (fig. 5).

Fremdragne publikationer:

DE fremlæggelsesskrift nr. 1035159
SE patenter nr. 40075, 42544.

Fig. 1

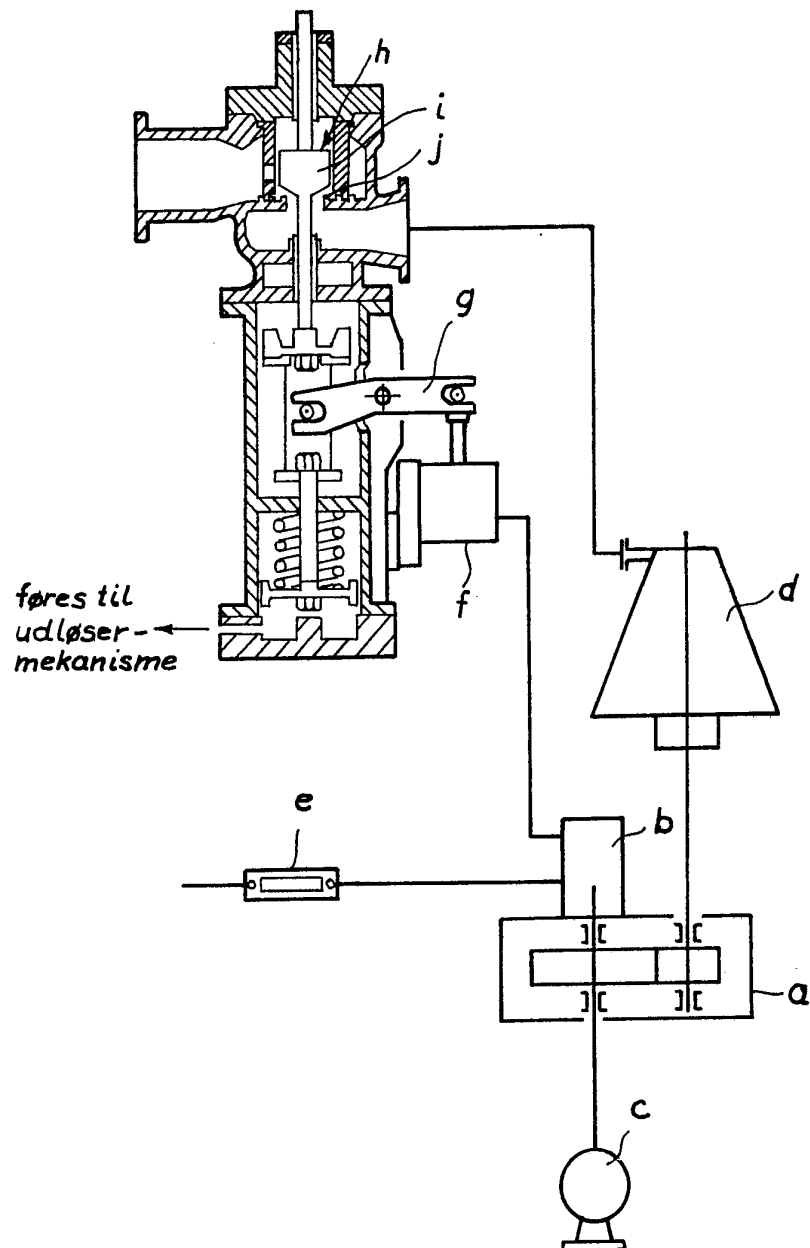


Fig. 2

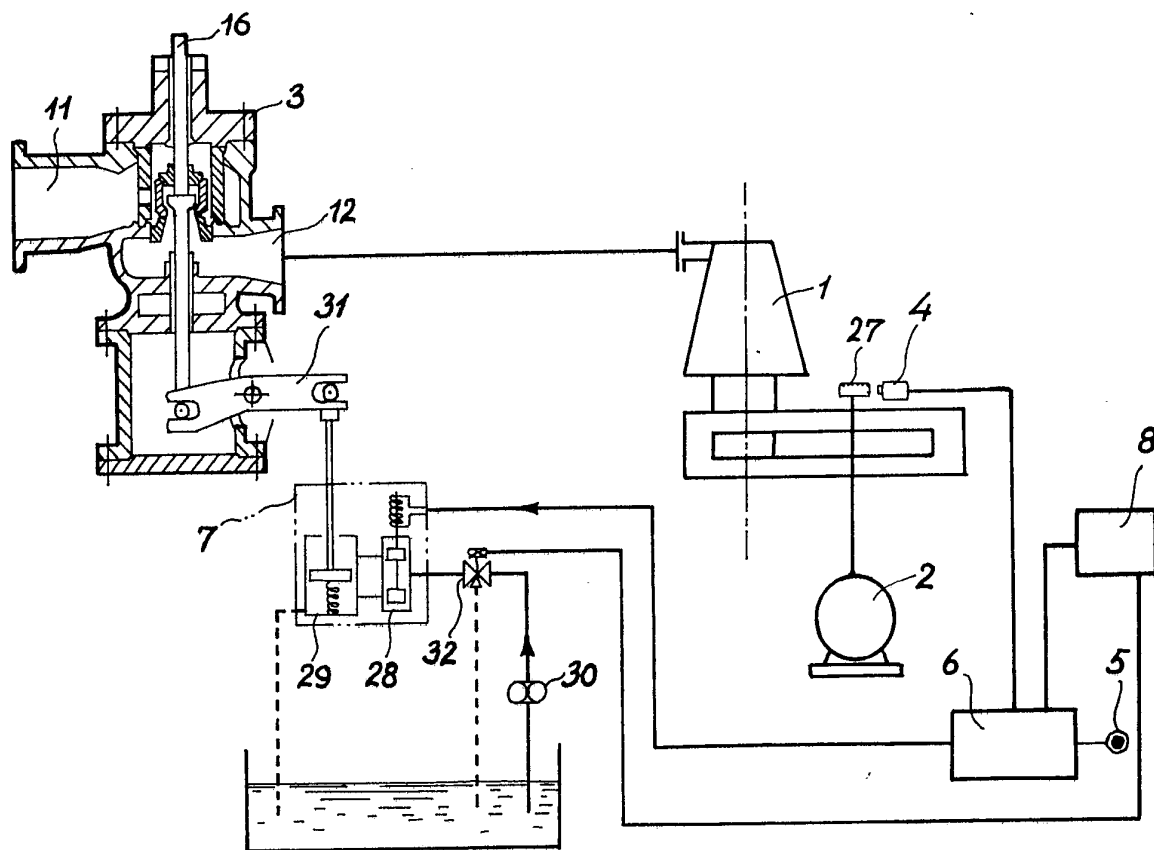


Fig. 3

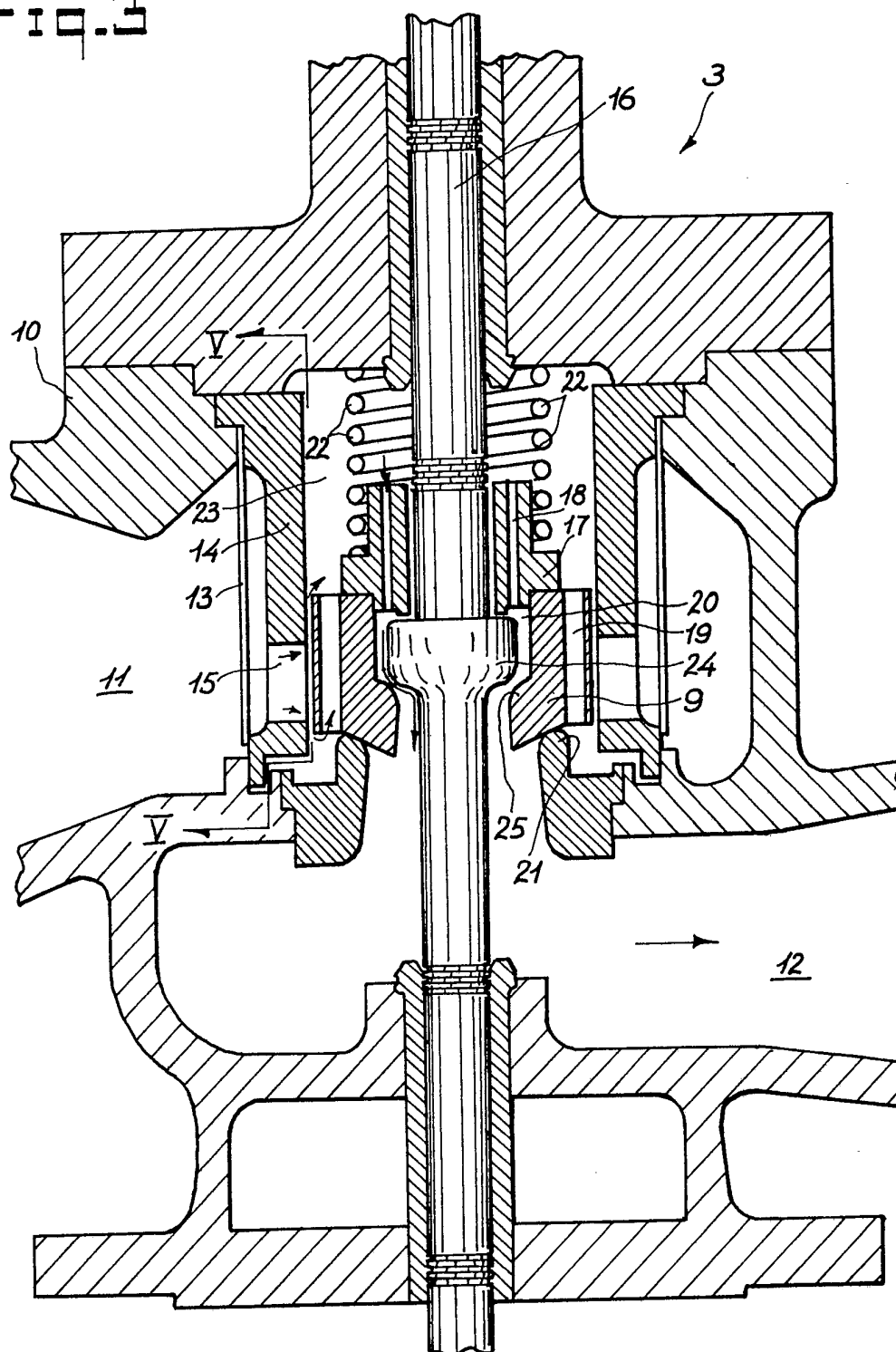


Fig. 4

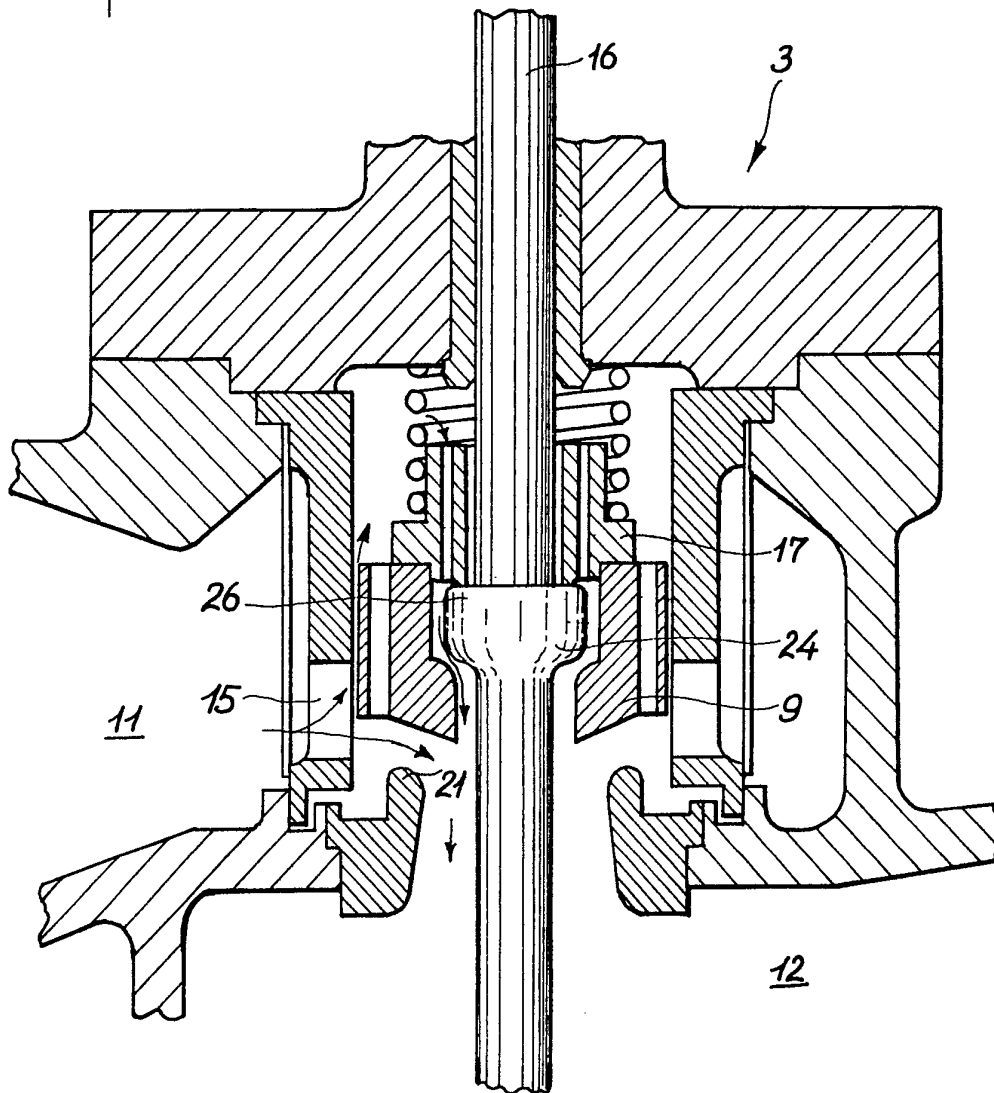


Fig. 5

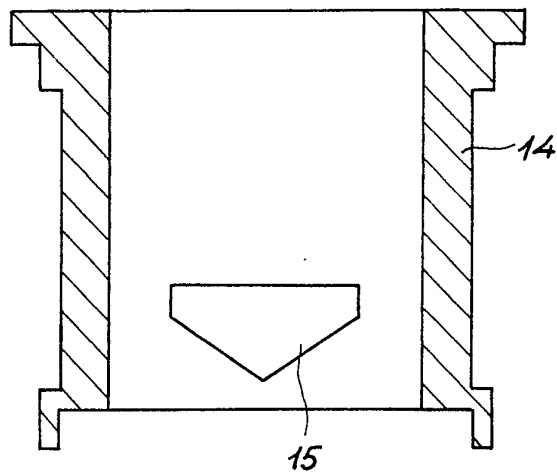


Fig. 6

