



(12) **PATENT**

(19) **NO**

(11) **332909**

(13) **B1**

NORGE

(51) Int Cl.

E21B 7/18 (2006.01)

E21B 37/00 (2006.01)

E21B 4/02 (2006.01)

B08B 3/02 (2006.01)

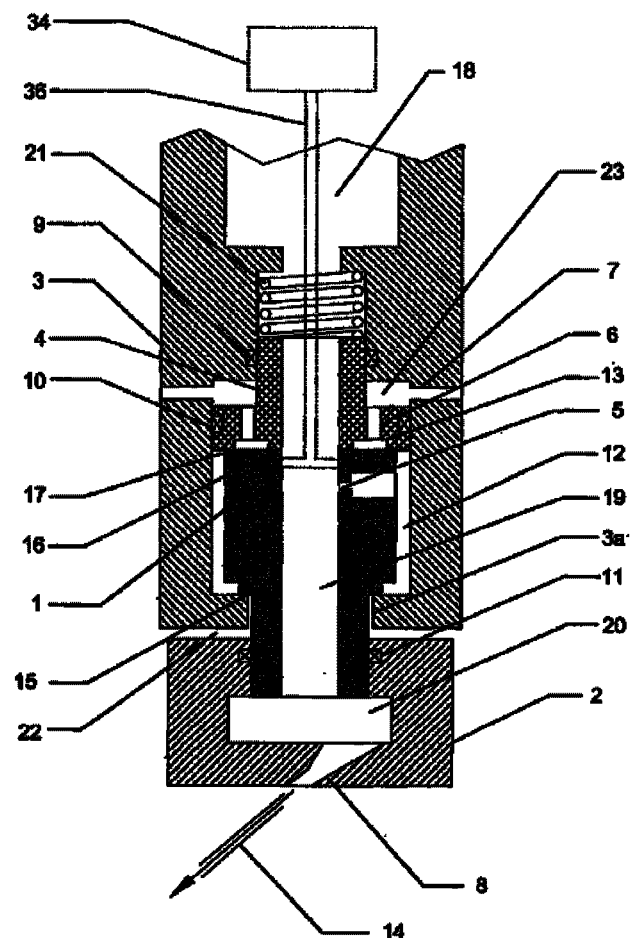
Patentstyret

(21)	Søknadsnr	20062809	(86)	Int.inng.dag og søknadsnr	2004.11.17 PCT/US2004/38501
(22)	Inng.dag	2006.06.15	(85)	Videreføringsdag	2006.06.15
(24)	Løpedag	2004.11.17	(30)	Prioritet	2003.11.17, US, 60/520,919
(41)	Alm.tilgj	2006.06.15			
(45)	Meddelt	2013.01.28			

(73)	Innehaver	Tempress Technologies Inc, 18858 72nd Avenue South, US-WA98032 KENT, USA
(72)	Oppfinner	Mark Marvin, 4018 North 33rd, US-WA98407 TACOMA, USA Jack Kollé, 3700 31st Avenue West, US-WA98199 SEATTLE, USA
(74)	Fullmektig	Protector Intellectual Property Consultants AS, Oscarsgate 20, 0352 OSLO, Norge

(54)	Benevnelse	Turbinrotorer med lavfriksjonsflater, samt en fremgangsmåte for reduksjon av et oppstartmoment for slike rotorer
(56)	Anførte publikasjoner	US 4521167 A US 5909848 A US 6347675 B1
(57)	Sammendrag	

Roterende spyleverktøy innbefattende en rotor med aksialt motstående trykbalanserte mekaniske flatetetninger. Ventilerte øvre mekaniske flatetetninger gjør det mulig for rotoren å bli drevet med det forholdsvis lave startmoment som er oppnåelig ved bruk av reaksjonskrefter fra forskutte stråler drevet av et trykksatt fluid. Når rotoren blir forskjøvet aksialt på grunn av nedsettelsestilstander, utøver et trykkammer en trykkubalanse på rotoren, som tvinger rotoren til å returnere til en normal driftsposisjon. Alternativ konstruksjon for å oppnå lavt startmoment innbefatter et volum plassert nær ved en nedre mekanisk flatetetning, volumet er koplet i fluidkommunikasjon med det trykksatte fluid. Mekaniske flatetetningsflater blir fremstilt av ultraharde materialer, slik som wolframkarbid, silisiumkarbid og diamant. En målring konstruert for å sikre at strålene fjerner alt materiale fra målet til det beskyttende hus før verktøyet kan fremskrive kan inkluderes. (Fig. 1)



Turbinrotorer med lavfriksjonsflater, samt en fremgangsmåte for reduksjon av et oppstartmoment for slike rotorer

Foreliggende oppfinnelse vedrører generelt roterende spyleverktøy for boring
5 og vedlikehold av olje- og gassbrønner og produksjonsutstyr, og nærmere bestemt en reaksjonsturbinrotor med aksialt motstående trykbalanserte mekaniske flatetetninger, og nærmere bestemt av den typen som fremgår av ingressen til de etterfølgende selvstendige krav.

10 Roterende spyleverktøy av denne typen er kjent fra US patent 4,521,167. Ytterligere eksempler på teknikkens stand er vist i US patentene 5,909,848 og 6,347,675.

Det er mange mulige anvendelser hvor prosess- eller transportrør blir tilgrodd
15 med avleiringer eller avsetninger. Vannstråler som blir generert av et roterende spyleverktøy og rettet over den innvendige overflate av produksjonsrøret eller røret, blir vanligvis brukt for rengjøring av disse avsetninger. Slike roterende spyleverktøy kan også bli brukt til å bore gjennom jord og fjellformasjoner. Strålekvaliteten tilveiebrakt av det roterende spyleverktøy er viktig, særlig i
20 hardere formasjoner. Strålekvaliteten blir påvirket av et antall faktorer, innbefattende stillingsavstand og oppstrøms strømningsforhold. Orientering av utslippsdyser fra verktøyet ved en større vinkel i forhold til dens rotasjonsakse reduserer strålens stillingsavstand og forbedrer spyleytelsen. Ensartet oppstrøms strømningskanaler forbedrer strålekvaliteten ved å redusere graden
25 av turbulens. Mange utforminger for roterende spyleverktøy innehar forholdsvis små fluidpassasjer, som reduserer trykket og kraften tilgjengelig for spylingen. Andre systemer krever at drivfluidet som blir brukt filtreres i høy grad, noe som tilfører betydelig utgift og kompleksitet. Det ville være ønskelig å tilveiebringe et roterende spyleverktøy med forholdsvis store strømningspassasjer, som ikke
30 krever bruken av et utstrakt filtrert driftsfluid.

Roterende spyleverktøy kan bruke en ekstern motor for å tilveiebringe rotasjon, eller rotoren kan være selvroterende. Et selvroterende system forenkler svært verktøy betjeningen. I et typisk selvroterende system blir strålene med væske

sluppet ut med en tangentiell bevegelseskomponent, som tilveiebringer nødvendig moment til å dreie rotoren. De fleste selvroterende systemer bruker en glidetetning og bærelagre for å muliggjøre rotasjon av arbeidshodet.

Ulempene med denne konfigurasjon er at momentet produsert med

- 5 arbeidsdysene må være tilstrekkelig til å overvinne den statiske lager- og tetningsfriksjon.

Den dynamiske friksjon i lagre og tetninger er vanligvis lavere enn den statiske friksjon, så når rotoren har begynt å dreie, kan den spinne ved høye

- 10 hastigheter, som kan bevirke overoppheting eller lagersvikt. Det ville være ønskelig å tilveiebringe et roterende spyleverktøy som er utformet til å hindre slik overdreven rotasjon.

De fleste selvroterende spylesystemer innbefatter også et aksiallager for å

- 15 motvirke det indre trykk i fluidet mot munnstykket. Disse lagre blir utsatt for høye belastninger og kan svikte når rotorens rotasjonshastighet er overdreven eller for høy. Aksialbelastningen kan elimineres med en balansert eller flytende rotorkonstruksjon, der akselen blir båret av motstående tetninger med radial klaring. Dersom akseldiameteren er den samme på begge ender av rotoren, er
- 20 det ingen aksialkraft på grunn av det indre trykk i fluidet. Klaringstetningene virker også som hydrodynamiske bærelagre, som baserer seg på en tynn film med fluid som bærer den roterende aksel ved bruk av hydrodynamiske krefter. Mens bærelagre ikke kan bære høye aksiale eller radiale belastninger, er de effektive ved høy hastighet – hvor den hydrodynamiske bæring er størst.

25

Denne tilnærming har vært brukt av Schmidt (som vist i US patent 4,440,242) og Ellis (som vist i US patent 5,685,487) for å oppnå en selvroterende stråle. I Ellis konstruksjonen blir arbeidsfluidet innført fra den tangentielle flate av rotorakselen til senteret av rotoren ved kryssende porter. En ulempe med denne

30 konfigurasjon er at fluidfellingskammeret er lite sammenlignet tetningsdiameteren til rotoren. I Schmidt patentet forløper spylerotoren godt ut forbi den aksialkraftbalanserte seksjon og kan være forholdsvis stor.

Den største ulempe ved bruken av radialklaringstetninger er at klaringstetninger er utsatt for fastkiling med rusk, særlig når driftstrykket blir påført langsomt.

Tetning, for denne tilnærming, blir utført ved å opprettholde en liten klaring, eller et gap, mellom de indre og ytre elementer av rotoren, og etterlate en liten

- 5 lekkasjebane for fluidet. Partikler med omtrent den samme størrelse eller større enn gapet kan lett bli klemt fast i gapet og kan bygge seg opp under perioder når fluidtrykket er lavt og rotoren ikke spinner. Når fluidtrykket blir økt klemmes slike partikler enda tettere inn i gapet og vil så hindre rotoren fra å spinne fritt. For å unngå dette problem må arbeidsfluidet bli filtrert for å fjerne alle partiklene
- 10 som kunne hindre det minste gap i rotorhodet. Fordi gapene må være små for å hindre for stor fluidlekkasje, må fluidet igjen bli filtrert til en høyere grad. I mange applikasjoner er et forholdsvis stort volum arbeidsfluid nødvendig, og filtrering av fluidet blir upraktisk. Det er også ønskelig å kunne være i stand til å pumpe abrasiver eller andre partikler gjennom en spylerotor for å øke
- 15 spyleprosessen.

Mekaniske flatetetninger overvinner problemet med rusk som setter seg fast i tetningsgapet. Det nominelle gap mellom tetningsflatene er null, og lekkasje er null når rotoren ikke roterer. Dersom fluid ikke strømmer gjennom gapet kan

- 20 rusk ikke bli brakt inn i det. For det andre er tetningsgapet ikke stivt fiksert, som i en radialklaringstetning. Et element av en mekanisk flatetetning er fjærbelastet og trykkaktivisert med en sekundær tetning. Dersom, av en eller annen grunn, en partikkel ble transportert inn i gapet mellom tetningsflatene, kan tetningsflatene spres ut, som gjør det mulig for partiklene å passere gjennom.
- 25 Dermed er det usannsynlig at partikler setter seg fast i tetningsgapet, og om de gjør så, kan slike partikler unnslippe fra gapet som et resultat av denne selvrensende virkning.

Bruken av trykktbalanserte mekaniske flatetetninger for fluidpumpende

- 30 applikasjoner er godt kjent i faget. Den mest vanlige applikasjon av mekaniske flatetetninger er å tilveiebringe en fluidtetning rundt en roterende aksel hvor akselen penetrerer en trykksatt tank slik at fluidet blir holdt i tanken og lekker ikke ut av tanken rundt akselen. I de fleste tilfeller, slik som i ett-trinns

sentrifugalpumper, er enden av akselen eksponert for et forhøyet trykk. Dette trykk, multiplisert med det effektive tetningsareal, frembringer en endebelastning på akselen mot hvilken et aksiallager må reagere. I de fleste pumpeapplikasjoner kan eksterne bærelagre bli anordnet for å motstå aksialkraften. En mekanisk flatetetning innbefatter en roterende tetningsring med en flate som glir på en statisk tetningsring. Den roterende tetningsring er låst til å rotere med akselen, og er anordnet med et statisk tetningselement som kan skli langs akselen. Trykkrefter på det roterende element tvinger det aksialt i kontakt med et statisk tetningselement som er festet til den trykksatte tank. Så lenge som kontaktkraften er større enn trykket inne i trykktanken er tetningen virksom. Kontaktkraften mellom mekaniske tetningsflater blir bestemt av balanseforholdet til tetningen. Balanseforholdet representerer forholdet mellom det avtettede området og området på hvilket det midlere trykk mellom tetningsflatene virker. Dette forhold kan bli justert ved å styre tetningsringens kontaktareal og diameter av den statiske tetning mellom den roterende tetningsring og akselen. Ettersom det midlere trykk mellom tetningsflatene vanligvis er omkring halvparten av tetningstrykket, vil tetningshøyden være i likevekt for et balanseforhold på 0,5. Det er vanlig praksis å velge et balanseforhold fra 0,65 til 0,75 for kontaktende flatetetninger. Høyt trykk resulterer i høye kontaktkrefter mellom tetningsflatene, som kan føre til for tidlig svikt og et høyt startmoment.

Konvensjonelle mekaniske flatetetninger har ikke vært brukt i høytrykks roterende spyleverktøy av et antall årsaker. Det høye driftstrykk tildeler en høy endebelastning på akselen, som er produktet av driftstrykket og arealet av den roterende aksel som er avtettet. I en konvensjonell design blir akselbelastningen båret av separate aksiallagre, og trykket er avtettet med en mekanisk flatetetning. Behovet for separate aksiallagre kompliserer verktøykonstruksjonen og øker lengden på spyleverktøyet. For det andre tildeler det høye driftstrykk høye kontaktlaster på tetningsflatene, som resulterer i et høyt startmoment. Den mest behendige mekanisme for å tildele en rotasjonskraft til et roterende spyleverktøy er å bruke reaksjonsmomentet generert av sideforskjøvne dyser. Dette moment er forholdsvis lite og er

generelt utilstrekkelig til å overvinne friksjonsmomentet til en konvensjonell mekanisk flatetetning. Til sist kan det være ønskelig å drive roterende spyleverktøy ved forholdsvis høye rotasjonshastigheter, som resulterer i en høy trykkhastighet (PV) belastning på en hvilken som helst konvensjonell mekanisk flatetetning inkludert inne i det roterende spyleverktøy. PV forholdet er definert som produktet av kontaktspenningen og glidehastigheten. Høye PV verdier forårsaker for tidlig slitasje og svikt av mekaniske tetningsflater. For rotorert brukt i roterende spylesystemer for å bore og betjene olje- og gassbrønner og produksjonsutstyr, er et utvendig aksiallager upraktisk, og aksialbelastningene må være mye lavere enn de fremkalt av arbeidstrykket multiplisert med det effektive tetningsareal. Det ville således være ønskelig å tilveiebringe en rotor konstruert for bruk i roterende spylesystemer for olje- og gassindustrien som gir fordelene ved mekaniske flatetetninger, men uten ulempene med mekaniske flatetetninger som var diskutert ovenfor.

15

Den foreliggende oppfinnelse er en reaksjonsturbinrotor med aksialt motsatte trykkbalanserte mekaniske flatetetninger. Rotoren er i stand til å bli drevet med lavt startmoment, i samsvar med det forholdsvis lave moment generert av reaksjonskreftene til de sideforskjøvne dyser. Den trykkbalanserte konstruksjon ifølge den foreliggende oppfinnelse begrenser kontaktkreftene på de mekaniske flatetetninger, som derved reduserer slitasjen og momentet. De mekaniske flater på flatetetningene er også fremstilt av ultraharde materialer, så som wolframkarbid, silisiumkarbid og diamant, for å minimere slitasje.

I tilfellet av at rotoren kontakter materialet som blir kuttet, åpner den nedre mekaniske flatetetning seg og spylehodet blir båret av verktøyhuset, som hindrer mekanisk belastning på tetningselementene. Kontakt med materialet som blir kuttet blir fulgt opp ved en forutbestemt trykkreduksjon, som kan lett bli detektert på overflaten, for å muliggjøre for operatøren å rygge verktøyet av fra hindringen. Når verktøyet blir rygget tilbake sikrer hydrauliske trekk i verktøyet at den fremre flatetetning igjen vil lukke og at verktøyet vil starte på nytt.

30

I samsvar med den foreliggende oppfinnelse er det tilveiebrakt en roterende spyleanordning og fremgangsmåte av den innledningsvis nevnte art som kjennetegnes av de trekk som fremgår av karakteristikken i de selvstendige krav.

5

De foregående sider og mange av de tilhørende fordeler ved denne oppfinnelsen vil lettere forstås som det samme blir bedre forstått ved henvisning til den følgende detaljerte beskrivelse, når tatt i forbindelse med de vedlagte tegninger, hvor:

10

Fig. 1 er et lengdesnitt som viser komponenter av et roterende spyleverktøy i samsvar med den foreliggende oppfinnelse, innbefattende en rotor og tetningselementer,

15

Fig. 2 er et lengdesnitt av det roterende spyleverktøy ifølge figur 1 i en nedsettelsestilstand;

Fig. 3A er et lengdesnitt av et tetningshode som inngår i det roterende spyleverktøy ifølge figur 1;

20

Fig. 3B er et bunnriss av tetningshodet ifølge fig. 3A som viser den ringformede fordypning som skiller en øvre mekanisk flatetetning i en indre mekanisk flatetetning og en ytre mekanisk flatetetning, der den ringformede fordypning er koplet i fluidkommunikasjon til et volum utvendig av det roterende spyleverktøy;

25

Fig. 4 er et "free body" diagram av rotoren, som skjematisk avbilder kreftene som virker på rotoren i den vertikale retning (hvor "vertikal" som brukt her og gjennom denne beskrivelse, er referert til retningen vist i denne figur og skal ikke forstås som en absolutt retning;

Fig. 5 er et "free body" diagram av tetningshodet som skjematisk avbilder kreftene som virker på tetningshodet i den vertikale retning;

30

Fig. 6 er et lengdesnitt av en arbeidende modell av den foretrukne utførelse av det roterende spyleverktøy i samsvar med den foreliggende oppfinnelse, innbefattende et kraftuttakssystem og et bremsesystem;

Fig. 7 er et lengdesnitt av en alternativ utførelse av et tetningshode og rotoraksel, der en midtflateventilering for en øvre mekanisk flatetetning er

implementert ved bruk av et ringformet volum formet i rotorakselen, i stedet for tetningshodet;

Fig. 8A er et planriss av rotorakselen ifølge figur 7 som viser den ringformede fordypning som skiller den øvre mekaniske flatetetning i en indre mekanisk

5 flatetetning og en ytre mekanisk flatetetning;

Fig. 8B er et bunnriss av tetningshodet ifølge figur 7, som viser ventileringspassasjene brukt til å kople den ringformede fordypning utformet i rotorakselen ifølge figur 8A i fluidkommunikasjon med et omgivende trykk;

Fig. 9A er et lengdesnitt av nok en utførelse av et roterende spyleverktøy i
10 samsvar med den foreliggende oppfinnelse, der en ringformet fordypning er utformet i en distal flate av rotorakselen, for å oppnå en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning;

Fig. 9B er et lengdesnitt som viser det roterende spyleverktøy ifølge figur 9A i en nedsettelsestilstand; og

15 Figur 10 er et lengdesnitt av nok en utførelse av et roterende spyleverktøy i samsvar med den foreliggende oppfinnelse, der en ringformet fordypning benyttet for å oppnå en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning er utformet i huset nær ved den distale flate av rotorakselen.

20 Med henvisning til figur 1 er et lengdesnitt av en roterende spyleanordning i samsvar med den foreliggende oppfinnelse vist. Anordningen innbefatter fire hovedkomponenter, innbefattende en rotoraksel 1, et dysehode 2, et hus 3 og et tetningshode 4. Rotorakselen 1 i tetningshodet 4 er plassert i huset 3, som innbefatter et trykkammer 12 (som er i stand til å motstå driftstrykket til
25 systemet). Fluid entrer i toppen av huset 3 gjennom en innløppspassasje 18, og blir ledet til trykkammeret 12 gjennom en åpning 5, og til et reservoar 20 i et dysehode 2 gjennom en gjennomstrømningspassasje 19. Mens den foreliggende kan bli betjent ved bruk av et vidt spekter av fluidtrykk, vil normale driftstrykk spenne fra omkring 20,685 MPa (3000 psi) til omkring 103,425 MPa
30 (15000 psi). Det skal imidlertid forstås at dette spekter er eksempelvis, og er ikke ment å begrense den foreliggende oppfinnelse, ettersom driftstrykk så lavt som 6,895 MPa (1000 psi) og så høyt som 275,8 MPa (40000 psi) klart er mulig. Dysehodet 2 er feste til enden av rotorakselen 1, og fluid er avgrenset av

en statisk tetning 11. Fluidet blir akselerert gjennom en eller flere munnstykker 8 som danner en fluidstråle 14. Fluidstråle(n)e blir posisjonert og orientert slik at reaksjonskraften til stråle(ne) frembringer et moment rettet omkring et rotasjonssenter til rotorakselen som bevirker at rotorakselen 1 og dysehodet 2 roterer. Alternativt kan rotorakselen 1 bli koplet til en eventuell motor 34 med en drivaksel 36. I en slik alternativ utførelse behøver munnstykkene ikke være orientert for å sikre rotasjon av rotorakselen og munnstykkene. Den eventuelle motor 34 kan innarbeides i en borestreng eller kveilrørsanordning som den roterende spyleanordning i seg selv er innarbeidet i, motoren 34 kan være innarbeidet i den roterende spyleanordning, eller motoren 34 kan være plassert på et fjerntliggende sted, slik som ved overflaten av borehullet, eller munningen av et rør.

Det finnes tre par med dynamiske tetningsflater i den roterende spyleanordning i figur 1, innbefattende en nedre mekanisk flatetetning 15, en øvre indre mekanisk flatetetning 16, og en øvre ytre mekanisk flatetetning 17. Tetning fås til ved en netto kontaktkraft mellom den roterende flate og stasjonære flate hos et tetningspar. Fordi momentet produsert av fluidstrålene er forholdsvis lavt er det nødvendig å minimere momentet som er nødvendig for å rotere tetningene.

Med fordel blir ultraharde materialer brukt for hver tetningsflate. Slike materialer har vanligvis forholdsvis lave friksjonskoeffisienter og tilveiebringer overlegen slitasjemotstand. Polykrystallinske diamantflater er svært slitasjemotstandige, mens de samtidig tilveiebringer lav friksjonsmotstand mot rotasjon, spesielt etter en første bruksperiode (under hvilken de motstående polykrystallinske diamantflater er utsatt for innbyrdes glatting). Andre former for ultraharde materialer kan alternativt bli brukt, slik som silisiumkarbid, kubisk bornitrid, og amorf diamantliknende belegg (ADLC). Fortrinnsvis, for hvert par med motstående tetningsflater, er hver tetningsflate implementert ved bruk av et annet ultrahardt materiale, som fagmannen vil innse gir redusert friksjon. De motstående flater til et gap mellom rotorakselen 1 og huset 3 (hvor rotorakselen passerer gjennom huset) kan innbefatte slike ultraharde materialer, som virker som en radial bøssing for å opprettholde innretting mellom rotoren og huset.

Den foreliggende oppfinnelse reduserer oppstartfriksjonen ved bruk av en unik konstruksjon, en midtflateventilert mekanisk flatetetning. Den midtflateventilerte mekaniske flatetetning er implementert i tetningshodet 4, som er vist i figurene 3A og 3B. Et midtflateventilert hulrom 13 er ventilert (ported) til omgivende trykk gjennom tetningshodets ventileringspassasjer 6 til et opptakskammer 23 og husets ventileringspassasjer 7, som skaper et ringformet område med lavt trykk på oversiden av rotorakselen 1, som reduserer nettokraften som virker på den nedre mekaniske flatetetning 15. Det vil innses at det midtflateventilerte hulrom 13 kan innarbeides i den øvre flate av rotorakselen 1 uten noen endring i funksjon. Den midtflateventilerte tetning omfatter øvre indre mekanisk flatetetning 16, øvre ytre mekanisk flatetetning 17, og midtflateventiler hulrom 13. Midtflateventilert hulrom 13 er isolert fra innløpstrykket ved øvre indre tetning 16 og fra trykkammeret 12 ved øvre ytre mekanisk flatetetning 17. De øvre indre og ytre tetninger blir implementert ved å forme en ringformet fordypning (dvs midtflateventilert hulrom 13) i hva som ellers ville være en flat flate, og ved å tilføye ventileringshuller (passasjer 6, passasjer 7 og opptakskammer 23) for å lede det området av tetningen til et område av vesentlig lavere trykk (dvs omgivelsestrykket). I en foretrukket utførelse er det midtflateventilerte hulrom 13 formet i tetningshodet 4, tetningshodet er i stand til å bevege seg aksialt i forhold til huset 3. Opptakskammeret 23 er isolert fra innløpstrykket ved en første sekundær tetning 9 og fra trykkammeret 12 ved en andre sekundær tetning 10. Disse tetninger gjør det mulig for tetningshodet 4 å bevege seg noe (aksialt) for å kompensere for produksjonstoleranser og slitasje, for å tillate unnslippelse av innfanget rusk, og å kompensere for ytre mekaniske belastningsforhold som får rotorakselen 1 til å bevege seg i den aksiale retning. De effektive tetningsdiametre til de sekundære tetninger 9 og 10 er dimensjonert slik at summen av de hydrostatiske krefter på tetningshodet 4 bevirker det til å være svakt belastet mot den korresponderende flate på rotorakselen 1. Denne konfigurasjon gir den netto kontaktkraft nødvendig for å aktivisere øvre indre mekaniske flatetetning 16 og øvre ytre mekaniske flatetetning 17. En fjær 21 er plassert slik at den presser tetningshodet 4 (og i sin tur rotorakselen 1) forover, som bevirker en lett kontaktkraft på alle

tetningsflatene selv når intet fluidtrykk er til stede. Denne kontaktkraft sikrer at når trykket blir pådratt er det ingen lekkasjestrøm og derfor at intet rusk er innfanget mellom tetningsflatene. Det skal imidlertid bemerkes at fjæren 21 ikke er strengt tatt nødvendig, og det skal også forstås at kraften utøvet av en slik

5 fjær er forholdsvis liten sammenliknet med fluidtrykket utøvet på rotorakselen under normal drift. Fluidtrykkene utøvet på rotorakselen er ikke bare mye høyere enn fjærkreftene, fluidtrykkene er motsatte og balanserte (uansett av trykket til driftsfluidet) for å redusere kontaktkreftene på flatetetningene. Kraften generert av fjæren er konstant og er en som lett overvinnes ved

10 fluidtrykkene under normale driftsforhold.

Huset 3 innbefatter en åpning 3a plassert umiddelbart distalt av den nedre mekaniske flatetetning 15. Åpningen 3a er dimensjonert noe større enn den delen av rotorakselen 1 som passerer gjennom åpningen 3a, slik at et lite gap

15 foreligger mellom rotorakselen og åpningen. På grunn av uperfektheter i tetningsflatene i mekaniske flatetetninger vil noe trykksatt fluid lekke forbi nedre mekaniske flatetetning 15 inn i gapet mellom rotorakselen 1 og åpningen 3a under normal drift. Dette fluid tilveiebringer smøring og en kjølede effekt på de motsatte overflater av gapet, som virker som en radial bøsning under normal

20 drift, som angitt ovenfor. Som beskrevet i detalj nedenfor kan visse forhold bevirke aksial bevegelse av rotorakselen 1, som resulterer i åpning av nedre mekaniske flatetetning 15. Under slike forhold vil mer trykksatt fluid strømme gjennom åpningen 3a enn under den normale driftstilstand. I en foretrukket utførelse spenner gapet mellom åpningen 3a og rotorakselen 1 fra omkring

25 0,0762mm (0,003") til omkring 0,0381mm (0,0015"). Gapet gir en lekkasjebane for trykksatt fluid.

Når dysehodet 2 kontakter ukuttet materiale, eller blir "nedsatt", som illustrert i figur 2, skapes en endebelastning som presser dysehodet 2, rotorakselen 1 og

30 tetningshodet 4 tilbake inn i huset 3. Et nedsettingsgap 22 er tilveiebrakt, som muliggjør disse komponenter å veksle noe. Dette gap er mindre enn gapet i opptakskammeret 23, slik at kontakt gjøres mellom dysehodet 2 og huset 3. Endebelastningen blir overført fra dysehodet 2 til huset 3, ikke fra dysehodet 2

til rotorakselen 1 og tetningshodet 4, som beskytter de mekaniske flatetetningselementer med høy hardhet fra mekanisk belastning. Når dysehodet 2 er satt ned blir et gap åpnet i den nedre mekaniske flatetetning 15, og fluid lekker fra trykkammeret 12 ved en mye høyere grad enn under normal drift, som angitt ovenfor. Merk at i figur 2 er gapet 22 indikert med en stiplet merkelinje fordi gapet er lukket. Merkelinjen for den nedre mekaniske flatetetning 15 er likeledes indikert som en stiplet linje, fordi i nedsettelsestilstanden er den nedre mekaniske flate åpen (dvs rotoren er ikke tettende i kontakt med huset). Denne tilstand minsker den effektive tetningsdiameter til den nedre tetning 15 og kan bevirke at rotorakselen stikker inn en posisjon med gapet åpent. I tidligere kjente verktøy av liknende design, under disse forhold, vil rotoren ikke gjenoppta rotasjon når den ytre last er fjernet. Dersom kraften tilveiebrakt av fjæren 21 var tilstrekkelig stor, ville fjæren 21 være i stand til å skyve rotorakselen 1 ned tilstrekkelig til å lukke gapet.

Imidlertid ville bruken av en slik tilstrekkelig sterk fjær 21 bevirke en sterkere kontaktkraft på alle tetningsflatene enn hva som er ønsket, og størrelsen på oppstartmomentet nødvendig for å initiere rotasjon av rotorakselen ville være uønsket øket. Som ett unikt trekk ved den foreliggende oppfinnelse er en åpning 5 anordnet for å hindre en liknende svikt i å opptre på nytt. Åpningen 5 er dimensjonert slik at når fluid lekker hurtigere forbi den nedre mekaniske flatetetning 15, reduseres trykket kammeret 12. Denne reduksjon i trykket bevirker en hydrostatisk ubalanse på rotorakselen 1 og tetningshodet 4, som presser de ned for slik å lukke gapet i den nedre mekaniske flatetetning 15. Når nedsettelseskraften tas bort returnerer rotorakselen 1 og tetningshodet 4 til deres normale driftsposisjoner, og akslerotasjonen tar seg opp igjen. Enhver abrasiv partikkel større enn åpningen 5 vil bli skjøvet ut fra trykkammeret 12 og hindret fra å skade de mekaniske flatetetninger 15 og 17. Således kan den foreliggende oppfinnelse bli brukt i sammen med arbeidsfluider som har abrasive materialer uten å skade tetningsflatene. Mens størrelsen på åpningen 5 er valgt til å sikre at en hydrostatisk ubalanse på rotoren eksisterer under nedsettelsesbetingelsene, bemerk at åpningen kunne bli implementert som et antall av små åpninger for å filtrere enhver ønsket partikkelstørrelse. En enkelt åpning som spenner i størrelse fra omkring 0,254mm (0,010") til omkring

2,286mm (0,090") er ventet å være anvendelig både for filtrering av partikler og sikre at rotoren erfarer en hydrostatisk ubalanse under nedsettelsesforholdene, skjønt det skal forstås at slike størrelser kun er eksemplise, og er ikke ment å begrense oppfinnelsen.

5

Med henvisning til figur 4 vil det fremgå at et antall eksterne krefter virker på rotorakselen 1. Disse krefter er store i forhold til andre krefter, slik som gravitasjon eller akselerasjon, og følgelig vil disse andre krefter bli neglisjert i den følgende analyse. Den følgende likning summerer kreftene i den vertikale

10

retning:

$$Pa \cdot A3 + Pc \cdot (A2 - A3) + Fj + Fc - Pa \cdot (A2 - A1) - Po \cdot A1 - Fh = 0 \quad (1)$$

hvor:

15

Fj er den vertikale komponent av strålens reaksjonskraft

Fc er kontaktkraften mellom rotorakselen og huset

Fh er kontaktkraften mellom rotorakselen og tetningshodet

Po er innløpstrykket til rotorenheten

Pa er omgivelsestrykket som omgir rotorenheten

20

Pc er trykket i trykkammeret

D1 og *A1* er den effektive tetningsdiameter og arealet av den øvre indre tetning 16

D2 og *A2* er den effektive tetningsdiameter og arealet av den øvre ytre tetning 17

25

D3 og *A3* er den effektive tetningsdiameter og arealet av den nedre tetning

15

Kraften utøvet av fjæren er nominell sammenliknet med de andre krefter indikert, og har derfor ikke blitt inkludert.

30

Arealene og diameterne i denne analyse er ganske enkelt en fremstilling av de effektive tetningsdiameter og arealer av tetningene. Disse tetninger har flate parallelle flater med konstant gaptykkelse, slik at trykket varierer lineært fra den indre radius til den ytre radius. Det vil forstås at for en gitt radius, eller diameter

av tetningene, under den omstendighet at et høyt trykk eksisterer på en side av radius og lavt trykk eksisterer på den andre, blir den effektive tetningsradius, eller diameter, tatt til å være ved den midlere radius av tetningsflaten.

- 5 Antatt at P_o og P_c blir tatt i forhold til P_a , og sette P_a lik med null, reduseres kraftbalanselikningen til:

$$P_c \cdot (A_2 - A_3) + F_j + F_c - P_o \cdot A_1 - F_h = 0 \quad (2)$$

- 10 Under normal drift er trykket P_c i trykkammeret lik med innløpstrykket P_o . Ved å erstatte P_c med P_o reduseres kraftbalanselikningen seg til:

$$P_o \cdot (A_2 - A_3 - A_1) + F_j + F_c - F_h = 0 \quad (3)$$

- 15 Reaksjonskraften for en fluidstråle er proporsjonal med trykkfallet over dysen (P_o) og dysearealet (A_j). Følgelig kan uttrykket bli omskrevet til:

$$F_j = K \cdot P_o \cdot A_j \quad (4)$$

- 20 hvor K er en konstant. Ved å sette inn likning 4 i likning 3 gir dette det følgende:

$$P_o \cdot (A_2 - A_3 - A_1 + K \cdot A_j) + F_c - F_h = 0 \quad (5)$$

- I en foretrukket utførelse av oppfinnelsen blir rotorakselen holdt fanget mellom huset og tetningshodet med lik kontaktkraft i de to ender, som impliserer at kreftene F_c og F_h er like. I dette tilfellet blir likeviltslikningen:

$$A_2 - A_3 - A_1 + K \cdot A_j = 0 \quad (6)$$

- 30 Likningen ovenfor viser at, for en gitt spylekonfigurasjon, dersom to valgte effektive tetningsarealer blir valgt, kan det tredje tetningsareal og derfor diameteren av den tredje tetning, bli beregnet til å produsere enhver ønsket kontaktkraft mellom de stasjonære og roterende elementer. I en foretrukket

utførelse blir diameteren D3 gjort størst mulig for å redusere strømningshastigheten, trykkforskjellen og turbulensen inn i reservoaret 20 av dysehodet 2. Diameteren D2 er gjort større enn diameteren D3, innenfor geometriske begrensninger i systemet. Diameteren D1 blir så dimensjonert til å frembringe en lett kontaktbelastning på den nedre tetning når den største forventede dysekombinasjon blir brukt.

Med henvisning til figur 3 vil det også være tydelig at et antall av ytre krefter virker på tetningshodet 4. Den følgende likning summerer kreftene i den vertikale retning:

$$F_h + P_a \cdot (A_2 - A_1) + P_c \cdot (A_5 - A_2) - F_s - P_o \cdot (A_4 - A_1) - P_a \cdot (A_5 - A_4) = 0 \quad (7)$$

15 hvor:

F_h er kontaktkraften mellom rotorakselen og tetningshodet

F_s er fjærkraften på baksiden av tetningshodet

P_o er innløpstrykket til rotorenheten

20 P_a er omgivelsestrykket som omgir rotorenheten

P_c er trykket i trykkammeret

A_1 er det effektive tetningsareal av den øvre indre tetning

A_2 er det effektive tetningsareal av den øvre ytre tetning

A_4 er tetningsarealet av den sekundære tetning 1

25 A_5 er tetningsarealet av den sekundære tetning 2

Ved å foreta samme antakelser som før, reduseres kraftbalanselikningen til:

$$F_h - F_s + P_a \cdot [(A_5 - A_2) - (A_4 - A_1)] = 0 \quad (8)$$

30

Kontaktkraften mellom tetningshodet og rotorakselen blir da:

$$F_h = F_s + P_o \cdot [(A_4 - A_1) - (A_5 - A_2)] \quad (9)$$

Verdiene av $A1$ og $A2$, og derfor $D1$ og $D2$, blir bestemt som beskrevet ovenfor for å balansere kreftene på rotorakselen. Verdiene til $A4$ og $A5$, og derfor $D4$ og $D5$, kan bli valgt slik at kontaktkraften er proporsjonal med arbeidstrykket, og

5 proporsjonalitetskonstanten kan være positiv, null eller negativ. Disse diametre blir valgt til å tildele en liten positiv kraft, F_h , som en funksjon av trykket, slik at tetningshodet 4 og rotorakselen 1 forblir i kontakt. Ved omhyggelig valg av disse diametre kan kontaktkraften bli holdt tilstrekkelig liten til at momentet produsert av fluidstrålen(e) kan overvinne det statiske friksjonsmoment fra kontakten

10 mellom rotorakselen 1 og huset 3, så vel som fra kontakten mellom rotorakselen 1 og tetningshodet 4.

Dersom rotorakselen 1 ble tillatt å spinne ubegrenset ved fullt trykk ville rotasjonshastigheten være svært høy, som forårsaker stor slitasje på

15 tetningskomponentene. For å forhindre dette problem inngår en bremseanordning i en foretrukket utførelse av den foreliggende oppfinnelse, som forklart nedenfor. Nå med henvisning til figur 6, innbefatter et roterende spyleapparat 100 sentrifugalaktiviserte mekaniske friksjonsbremseser. Det skal imidlertid forstås at et antall av alternative bremsemekanismer kunne i stedet bli

20 brukt. Noen mulige alternativer innbefatter, men er ikke begrenset til, bremsemekanismer basert på magnetiske egenskaper, viskøse fluider og fluidkinetikk. Moment frembrakt av fluidstrålen 14 blir overført til en bremseaksel 24, gjennom en kopling 28. Koplingskjefter på baksiden av rotorakselen 1 passer med kjefter i koplingen 28, og en liknende sammenpassing er anordnet

25 mellom koplingen og bremseakselen. Moment blir overført fra bremseakselen 24 til bremsesko 25 gjennom drivtapper 27. Tappfestet er utformet slik at bremseskoene 25 er frie til å bevege seg i den radielle retning, men ikke i aksial eller omkretsmessig retning. Tyngdepunktet til bremseskoene er eksentrisk i forhold til rotasjonsaksen, som bevirker en økende normalkraft mellom

30 bremseskoene 25 og et bremsehus 26, etter hvert som rotasjonshastigheten øker. Alternativt kan sentrifugalbremseskoene bli montert på den samme måten på en rotoraksel 1, som eliminerer behovet for koplingen 28. Friksjonskraften mellom bremseskoene og bremsehuset begrenser således

rotasjonshastigheten til enheten. Den indre overflate av bremsehuset er fortrinnsvis belagt med et hardt materiale, slik som sementert wolframkarbid, for å begrense slitasje på huset.

- 5 I en foretrukket utførelse av oppfinnelsen er det roterende dysehodet beskyttet av en sirkulær målring 30 som er koplet til huset 3. Målringen blir presset til kontakt med formasjonen som skal bores eller materialet som skal fjernes fra et rør. Kveilrør og skjøtte rørsystemer blir vanligvis senket eller skjøvet ned i en brønn med et system som er utstyrt til å overvåke kraften på den arbeidende
- 10 ende av røret. Når kraften stiger vet operatøren at verktøyet er i kontakt med formasjonen i borehullet. Målringen hindrer enhver videre fremføring av verktøyet inntil alt materialet foran målringen er fjernet. Denne tilnærming muliggjør boring av et sirkulært hull nær oppgitt mål i fjell. Målringen 30 beskytter også vanligvis dysehodet 2 fra å komme i kontakt med formasjonen. I
- 15 det tilfelle at den påførte kraft er for høy, kan det roterende hode kontakte formasjonen uansett. Når dysehodet 2 kontakter formasjonen vil det bli skjøvet tilbake, og ryggflaten av dysehodet 2 vil komme i kontakt med huset 3 (dvs gapet 22 vil bli eliminert av bevegelsen til dysehodet 2). Den aksiale bevegelse av dysehodet 2 og rotorakselen 1 får den nedre mekaniske flatetetning 15 til å
- 20 lekkе. Denne lekkasje blir fulgt av et tap av fluidtrykk når fluid pumpes ved en fast strømningsmengde. Operatøren har dermed en indikasjon om at rotorhodet har kontaktet formasjonen og stanset. Kraften på verktøyet kan så bli redusert eller verktøyet kan bli trukket bort fra bunnen av borehullet for å ta hånd om problemet.

25

- Utførelsen beskrevet ovenfor oppnår den ventilerte øvre mekaniske flatetetning ved å forme en ringformet fordypning i tetningshodet. En alternativ utførelse oppnår en liknende ventilert øvre mekanisk flatetetning ved å forme en ringformet fordypning i den proksimale flate av rotorakselen. Denne siste
- 30 utførelse er skematisk illustrert i figurene 7-8C, som illustrerer detaljer relatert til modifikasjoner på tetningshodet og rotorakselen beskrevet ovenfor. Andre deler av dette alternative roterende spyleverktøy forblir uendret i forhold til utførelsen vist i figur 1.

Figur 7 er et lengdesnitt av et modifisert tetningshode 4a og en modifisert rotoraksel 1a. Det ringformede volum som danner et ventileringshulrom 13a i midtflaten er formet som en fordypning rotorakselen 1a. Lengden av
5 ventileringspassasjene 6a formet inn i tetningshodet 4a har blitt øket i forhold til lengden av ventileringspassasjene 6 formet inn i tetningshodet 4, fordi det ikke er utformet noe ventileringshulrom 13 inn i tetningshodet 4a. En ventilert øvre mekanisk flatetetning oppnås når tetningshodet 4a og rotorakselen 1a er i inngrep i huset 3 (se figur 1), den ventilerte øvre mekaniske flatetetning
10 innbefattende en øvre indre mekanisk flatetetning 16a og en øvre ytre mekanisk flatetetning 17a.

I en annen utførelse av den foreliggende oppfinnelse innbefatter et roterende spyleverktøy en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning utformet til å
15 redusere et oppstartmoment nødvendig for å initiere rotasjon av rotoren og munnstykkene. Utførelsene beskrevet ovenfor har redusert nødvendig oppstartmoment ved å bruke en ventilert øvre mekanisk flatetetning, som resulterer i at et område av lavt trykk blir plassert nær en proksimal ende av rotoren. Dette nedre trykkområde over rotoren reduserer et nødvendig
20 oppstartmoment ved å redusere kraften utøvet av drivfluidet på rotoren. En liknende reduksjon i oppstartmomentet kan bli oppnådd ved trykbalansering av den nedre mekaniske flatetetning, i stedet for ventilerings av den øvre mekaniske flatetetning. Trykbalansering av den nedre mekaniske flatetetning for å redusere oppstartmomentet blir utført ved å tilveiebringe et volum av forholdsvis
25 høyt trykk i fluidkommunikasjon med den nedre mekaniske flatetetning. Dette volum av forholdsvis høyt trykk vil til dels motvirke kraften utøvet på rotoren av kolonnen med arbeidsfluid plassert proksimalt til rotoren. I korthet, kolonnen med arbeidsfluid over rotoren tilveiebringer en kraft som belaster den nedre mekaniske flatetetning. Denne kraft kan bli tilsidesatt delvis ved å tilveiebringe
30 et volum av forholdsvis lavere trykk nær ved den øvre mekaniske flatetetning, eller ved å tilveiebringe et volum av forholdsvis høyt trykk nær inntil den lavere mekaniske flatetetning.

Figur 9A er et lengdesnitt av et roterende spyleverktøy som innehar en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning. En ringformet fordypning 13b er utformet i en distal flate av en rotoraksel 1b for å oppnå en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning som er utformet for å redusere oppstartmomentet

5 nødvendig for å initiere rotasjon av rotoren og dysene. Den ringformede fordypning 13b er koplet i fluidkommunikasjon med passasjen 19 via en liten åpning 5a, og en fluidpassasje 6a, slik at den ringformede fordypning 13b er fylt med høytrykks arbeidsfluid under normale driftsforhold. Arbeidsfluidet med høyt trykk i den ringformede fordypning 13b utøver en oppad rettet kraft på

10 rotorakselen 1b, som motvirker til dels den nedad rettet kraft utøvet på rotorakselen 1b av kolonnen med driftsfluid plassert over rotorakselen (dvs av driftsfluidet over fluidinnløppspassasjen 18). Merk at i denne utførelsen er det nødvendige tetningshode enklere enn tetningshodene nødvendige i utførelsene beskrevet ovenfor. Et tetningshode 4b innbefatter verken en ringformet

15 fordypning, eller fluidporter koplet i fluidkommunikasjon med et omgivende volum. Kun en enkelt sekundær tetning 9 er nødvendig (bemerk at utførelsene beskrevet ovenfor innbefatter en midtflateventilert øvre mekanisk flatetetning med to sekundære tetninger – sekundær tetning 9, og sekundær tetning 10). Tetningshodet 4b innbefatter et aksialt volum for arbeidsfluidet (dvs passasjen

20 19), og en distal flate utformet til tettende kontakt med rotorakselen 1b. Fjæren 21 er inkludert, og som beskrevet ovenfor, utøver en forholdsvis lett nedad rettet kraft på tetningshodet 4b og rotorakselen 1b for å sikre at den øvre og nedre mekaniske flatetetning ikke lekker, selv når intet arbeidsfluid utøver en nedad rettet kraft på tetningshodet og rotorakselen.

25

En øvre mekanisk flatetetning 16b oppnås mellom en distal flate av tetningshodet 4b og en proksimal flate av rotorakselen 1b. En nedre mekanisk flatetetning oppnås mellom en distal ringformet flate av rotorakselen 1b og huset 3. Den ringformede fordypning 13b skiller den nedre mekaniske

30 flatetetning i en indre nedre mekanisk flatetetning 15a og en ytre nedre mekanisk flatetetning 15b. Som diskutert ovenfor kan ultraharde overflater bli brukt for å implementere hver tetningsflate, og det er spesielt foretrukket at hver

flate i et tetningsflatepar implementeres ved bruk av ulike typer ultraharde materialer.

I utførelsen illustrert i figur 9A er et trykkammer 12a ventilert til omgivende volum ved en passasje 7a. I utførelsene beskrevet ovenfor som innbefatter en ventilert øvre mekanisk flatetetning, kopler passasjen 7 opptakskammeret 23 i fluidkommunikasjon med et omgivende volum. I de ovenfor beskrevne utførelser innbefattende de ventilerte øvre mekaniske flatetetninger, blir trykkammeret 12 fylt med høytrykks arbeidsfluid under normale driftsbetingelser. I motsetning blir trykkammeret 12a, i utførelsen ifølge figur 9A, ventiler til omgivende trykk under normale driftsforhold, og blir ikke fylt med høytrykks arbeidsfluid.

Figur 9B er et lengdesnitt av det roterende spyleverktøy ifølge figur 9A i en nedsettelsestilstand, som tydelig illustrerer hvordan trykksatt arbeidsfluid innført i den ringformede fordypning 13b under normale driftsforhold unnslipper gjennom åpningen 3a under nedsettelsestilstandene, hvor dysehodet 2, rotorakselen 1b og tetningshodet 4b blir presset oppad. Størrelsen på åpningen 5a er empirisk valgt for å sikre at rotorakselen 1b blir eksponert for en ubalansert trykkbelastning under nedsettelsestilstandene, slik at når det roterende spyleverktøy blir trukket tilbake fra hindringen, som bevirker at dysehodet, rotorakselen og tetningshodet blir presset oppad, tvinger trykkubalansen rotorakselen 1b til å bevege seg nedad, slik at den nedre mekaniske tetning blir gjenetablert. En slik trykkubalanse sikrer at kolonnen med arbeidsfluid over tetningshodet 4b og rotorakselen 1b vil presse dysehodet, rotorakselen og tetningshodet til å returnere til deres normale posisjoner, når det roterende spyleverktøy har blitt trukket tilbake fra hindringen. Åpningen 5a hindrer også at enhver abrasiv partikkel som er større enn åpningen kan entre den ringformede fordypning 13b. Abrasive partikler større enn denne størrelsen kan derfor bli pumpet uten å akkumulere i den ringformede fordypning 13b, hvor de ellers kunne skade indre nedre mekaniske flatetetning 15a og ytre nedre mekaniske flatetetning 15b. Merk at i figur 9B er gapet 22 indikert med en stiptet merkelinje, fordi gapet er lukket. Merkelinjene

- for den indre nedre mekaniske flatetetning 15a og ytre nedre mekaniske flatetetning 15b er likeledes indikert som stiplede linjer, fordi i nedsettelsestilstanden er de nedre mekaniske flatetetninger åpne (dvs rotoren er ikke tettende i inngrep med huset). Merkelinjene for opptakskammeret 23 i figurene 9A, 9B og 10 er indikert som stiplede linjer, for å understreke forskjellen mellom de roterende spyleverktøy ifølge figurene 9A, 9B og 10 (som ikke innbefatter opptakskammeret 23) og de roterende spyleverktøy ifølge figurene 1 og 2 (som innbefatter opptakskammeret 23).
- Figur 10 er et lengdesnitt av nok en utførelse av et roterende spyleverktøy i samsvar med den foreliggende oppfinnelse, i hvilken en ringformet fordypning benyttet til å oppnå en trykbalansert nedre mekanisk flatetetning er formet i huset nær ved den distale flate til rotorakselen, i motsetning til å være utformet i rotorakselen. En ringformet fordypning 13c er formet i et hus 3b, slik at en nedre mekanisk flatetetning oppnås mellom huset 3b og en distal ringformet flate på en rotoraksel 1c. Den ringformede fordypning 13c skiller således den nedre mekaniske flatetetning i en indre nedre mekanisk flatetetning 15c, og en ytre nedre flatetetning 15d. Den ringformede fordypning 13c er koplet i fluidkommunikasjon med passasjen 19 via en liten åpning 5b og en fluidpassasje 6b, slik at den ringformede fordypning 13c er fylt med høytrykksfluid under normale driftsforhold. Som med utførelsen illustrert i figurene 9A og 9B, utøver høytrykksfluidet i den ringformede fordypning 13c en oppad rettet kraft på rotorakselen 1c, som delvis motvirker den nedad rettede kraft utøvet på rotorakselen 1c av kolonnen med driftsfluid plassert omkring rotoren (dvs av driftsfluidet over fluidinnløppspassasjen 18). Som beskrevet ovenfor er størrelsen på åpningen 5b empirisk valgt for å sikre at rotorakselen 1c blir utsatt for en ubalansert trykbelastning under nedsettelsestilstandene, slik at når det roterende spyleverktøy blir trukket tilbake fra hindringen, presser trykkubalansen rotorakselen 1c til å bevege seg nedad, for å gjenetablere den nedre mekaniske flatetetning. Videre blir ultraharde flater (eller to ulike typer) fortrinnsvis brukt på flatene av de mekaniske flatetetninger, som beskrevet ovenfor. Selv om den foreliggende oppfinnelse har blitt beskrevet i forbindelse med den foretrukne form for praktisering av den og modifikasjoner av denne, vil

fagmannen forstå at mange andre modifikasjoner kan bli foretatt på den foreliggende oppfinnelse innenfor omfanget av kravene som følger. Følgelig er det ikke meningen at omfanget av oppfinnelsen på noen måte skal begrenses av beskrivelsen ovenfor, men i stedet bli bestemt i helhet med henvisning til

5 kravene som følger.

P a t e n t k r a v

1.

Roterende spyleanordning omfattende:

- 5 (a) et hus (3) som danner en fluidbane (18, 19) for et trykksatt fluid;
- (b) en rotor (1), der minst en del av denne er plassert koaksialt inne i huset (3), hvilken rotor (1) innbefatter en proksimal ende og en distal ende, der rotoren er utformet til å rotere i forhold til huset (3), en distal overflate av rotoren som tettende kontakter huset (3);
- 10 (c) minst en dyse (8) i fluidkommunikasjon med fluidbanen, der den minst ene dyse (8) er plassert proksimalt den distale enden av rotoren (1) og er utformet til å rotere i takt med rotoren, og til å slippe ut en stråle (14) av det trykksatte fluid;
- (d) et tetningshode (4) plassert inne i huset (3) nær ved den proksimale
- 15 ende av rotoren (1), slik at tetningshodet (4) ikke roterer i forhold til huset (3), der tetningshodet (4) innbefatter en distal flate som tettende kontakter den proksimale ende av rotoren; og
- (e) minst en av en øvre mekanisk flatetetning (16, 17) og en nedre mekanisk flatetetning (15); **karakterisert ved:**
- 20 (f) innretninger for å redusere friksjon som virker mot rotoren (1) og dermed reduserer størrelsen på et moment som er nødvendig for å initiere rotasjon av rotoren (1), ved å kople et kammer plassert nær ved en av den øvre mekaniske flatetetning (16, 17) og den nedre mekaniske flatetetning (15) til et modifisert trykk ved oppstart.

25

2.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at:**

- (a) den øvre mekaniske flatetetning (16, 17) omfatter et tettende inngrep mellom tetningshodet (4) og rotoren (1);
- 30 (b) kammeret (13) er plassert nær ved den øvre mekaniske flatetetning (16, 17); og
- (c) kammeret (13) er koplet i fluidkommunikasjon (6, 7) med et område eksternt til huset.

3.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 2, **karakterisert ved at** kammeret (13) skiller den øvre mekaniske flatetetning i en indre mekanisk flatetetning (16) og en ytre mekanisk flatetetning (17).

4.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 3, **karakterisert ved at** kammeret (13a) er avgrenset av en ringformet fordypning utformet i den proksimale enden av rotoren (1a).

5.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 3, **karakterisert ved at** kammeret (13) er avgrenset av en ringformet fordypning utformet i den distale flate på tetningshodet (4).

6.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 2, **karakterisert ved at** den videre omfatter et trykkammer (12) som i hovedsak omslutter rotoren (1), der trykkammeret (12) er fylt med et trykksatt arbeidsfluid under en normal drift av den roterende spyleanordning.

7.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 6, **karakterisert ved at** trykkammeret (12) er avgrenset av huset (3), rotoren (1), den øvre mekaniske flatetetning (16, 17) og den nedre mekaniske flatetetning (15).

8.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 6, **karakterisert ved at** rotoren (1) og tetningshodet (4) er satt i stand til å bevege seg aksialt i forhold til huset (3) for å åpne den nedre mekaniske flatetetning (15), slik at trykksatt fluid i trykkammeret (12) unnslipper.

9.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 8, **karakterisert ved at** den videre omfatter en liten åpning (5) som kopler trykkammeret (12) i fluidkommunikasjon med fluidbanen (18, 19), der åpningen (5) er dimensjonert til å bevirke en
 5 hydrostatisk ubalanse på rotoren (1) når den nedre mekaniske flatetetning (15) måtte være åpen, den hydrostatiske ubalanse presser rotoren (1) og tetningshodet (4) til å bevege seg aksialt i forhold til huset (3), for å lukke den nedre mekaniske flatetetning (15).

10 10.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 9, **karakterisert ved at** åpningen (5) virker som et filter som hindrer abrasive partikler større i dimensjon enn åpningen (5) fra å passere gjennom åpningen (5) og skade den øvre mekaniske flatetetning (16, 17) og den nedre mekaniske flatetetning (15), idet slike
 15 abrasive partikler blir innblandet i et trykksatt fluid i fluidbanen (18, 19).

11.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 6, **karakterisert ved at** rotoren (1) omfatter en liten åpning (5) som kopler trykkammeret (12) i fluidkommunikasjon
 20 med fluidbanen (18, 19), der åpningen (5) er dimensjonert til å bevirke en hydrostatisk ubalanse på rotoren (1) under nedsettelsestilstander.

12.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at:**

- 25 (a) den nedre mekaniske flatetetning (15) omfatter et tettende inngrep mellom den distale overflate av rotoren (1b) og huset (3);
- (b) kammeret (13b) er plassert nær ved den nedre mekaniske flatetetning (15); og
- (c) kammeret (13b) er satt i fluidkommunikasjon (6a) med et trykksatt
 30 arbeidsfluid under normal drift.

13.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 12, **karakterisert ved at** kammeret (13b) skiller den nedre mekaniske flatetetning i en indre mekanisk flatetetning (15a) og en ytre mekanisk flatetetning (15b).

5

14.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 13, **karakterisert ved at** kammeret (13b) er avgrenset av en ringformet fordypning utformet i den distale overflate av rotoren (1b).

10

15.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 13, **karakterisert ved at** kammeret (13c) er avgrenset av en ringformet fordypning utformet i en distale ende av huset (3b).

15

16.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 12, **karakterisert ved at** den videre omfatter et trykkammer (12a) som i hovedsak omslutter rotoren (1c), der trykkammeret (12a) er koplet i fluidkommunikasjon (7a) med et område
20 utvendig av huset.

17.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 12, **karakterisert ved at** rotoren (1c) og tetningshodet (4b) er satt i stand til å bevege seg aksialt i forhold til
25 huset (3b) for å åpne den nedre mekaniske flatetetning (15c, 15d), slik at trykksatt fluid i kammeret (13c) unnslipper.

18.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 17, **karakterisert ved at** den videre
30 omfatter en liten åpning (5b) som kopler kammeret (12a) i fluidkommunikasjon (6b) med fluidbanen (18, 19), der åpningen (5b) er dimensjonert til å bevirke en hydrostatisk ubalanse på rotoren (1c) når den nedre mekaniske flatetetning måtte være åpen, den hydrostatiske ubalanse presser rotoren (1c) og

tetningshodet (4b) til å bevege seg aksialt i forhold til huset (3b), for å lukke den nedre mekaniske flatetetning.

19.

- 5 Roterende spyleanordning som angitt i krav 17, **karakterisert ved at** åpningen (5b) virker som et filter som hindrer abrasive partikler større i dimensjon enn åpningen fra å passere gjennom åpningen og skade den nedre mekaniske flatetetning, idet slike abrasive partikler blir innblandet i et trykksatt fluid i fluidbanen.

10

20.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** den videre omfatter en bremsemekanisme (24, 25, 26), for å begrense en rotasjonsgrad av rotoren (1).

15

21.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, karakterisert ved at minst ett av det følgende er tilfelle:

- 20 (a) den minst ene dyse (8) er orientert og utformet til å slippe ut en stråle (14) av det trykksatte fluid i en retning valgt til å tildele et rotasjonsmoment til rotoren (1); og
- (b) rotoren (1) er utformet til å bli rotert med en motor plassert utvendig av huset.

25 22.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** den øvre mekaniske flatetetning (16, 17) omfatter en midtflateventilering (13) som reduserer et trykk som virker på den øvre mekaniske flatetetning for å redusere en momentstørrelse nødvendig for å initiere rotasjon av rotoren (1).

30

23.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 22, **karakterisert ved at** midtflateventileringen (13) blir ledet til et område med omgivende trykk.

24.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** den videre omfatter et dysehode (2) koplet til en distal ende av rotoren (1), der dysehodet omfatter den minst ene dyse, dysehodet, rotoren og tetningshodet er i stand til å bevege seg aksialt i forhold til huset, ved en størrelse bestemt av et gap (22) som skiller dysehodet (2) fra huset (3).

25.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** den videre omfatter en målbegrensende ring (30) koplet til en distal ende av huset (3), den målbegrensende ring (30) er utformet til å begrense en bevegelse forover av den roterende spyleanordning inntil i hovedsak alt materiale plassert umiddelbart distalt til den målbegrensende ring har blitt fjernet.

26.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** den videre omfatter en målring (30) koplet til en distal ende av huset (3), målringen (30) er utformet til å hindre det minst ene munnstykke (2) fra å kontakte direkte et materiale plassert nær inntil en distal ende av det roterende spyleverktøy.

27.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 1, **karakterisert ved at** motstående tetningsflater i hver mekaniske flatetetning er fremstilt av par med materialer av forskjellig hardhet.

28.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 27, **karakterisert ved at** minst en av paret med materialer av ulik hardhet omfatter minst en blant silisiumkarbid, diamant, wolframkarbid, og kompositter av disse.

29.

Roterende spyleanordning som angitt i krav 2, **karakterisert ved at** den distale flate av rotoren omfatter en radial flate (3a), den radiale flate kontakter tettende huset for å oppnå en tetning med radial klaring.

5

30.

Fremgangsmåte for reduksjon av et oppstartmoment nødvendig for å initiere en rotasjon av et roterende spyleverktøy, **karakterisert ved at** fremgangsmåten omfatter trinnene av:

- 10 (a) utføre en mekanisk flatetetning mellom en roterbar del av det roterende spyleverktøy og en ikke-roterende del av det roterende spyleverktøy; og
- (b) ett av trinnene:
 - 15 (i) redusere en friksjonsmotstand mellom den roterbare delen og den ikke-roterbare delen av det roterende spyleverktøy og redusere et oppstartmoment når en rotasjon initieres av det roterende spyleverktøy ved å kople et kammer nær inntil den mekaniske flatetetning til en kilde for omgivende trykk; og
 - 20 (ii) redusere en friksjonsmotstand mellom den roterbare delen og den ikke-roterbare delen av det roterende spyleverktøy og redusere et oppstartmoment når en rotasjon initieres av det roterende spyleverktøy ved å kople et kammer nær inntil den mekaniske flatetetning til en kilde med trykkfluid.

25 31.

Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** trinnet med å kople kammeret til en kilde med omgivende trykk omfatter trinnene av:

- 30 (a) tildanne en ringformet fordypning i en flate på den ikke-roterende del av det roterende spyleverktøy som tettende kontakter den roterende del av det roterende spyleverktøy for å oppnå kammeret; og
- (b) kople den ringformede fordypning i fluidkommunikasjon med kilden for omgivende trykk.

32.

Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** trinnet med å kople kammeret til en kilde med omgivende trykk omfatter trinnene av:

- 5 (a) tildanne en ringformet fordypning i en flate på den roterende del av det roterende spyleverktøy som tettende kontakter den roterende del av det roterende spyleverktøy for å oppnå kammeret; og
- (b) kople den ringformede fordypning i fluidkommunikasjon med kilden for omgivende trykk.

10 33.

Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** trinnet med å kople kammeret til en kilde med trykksatt fluid omfatter trinnene av:

- 15 (a) tildanne en ringformet fordypning i en flate på den ikke-roterende del av det roterende spyleverktøy som tettende kontakter den roterende del av det roterende spyleverktøy for å oppnå kammeret; og
- (b) kople den ringformede fordypning i fluidkommunikasjon med kilden for trykksatt fluid.

34.

20 Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** trinnet med å kople kammeret til en kilde med trykksatt fluid omfatter trinnene av:

- 25 (a) tildanne en ringformet fordypning i en flate på den roterende del av det roterende spyleverktøy som tettende kontakter den roterende del av det roterende spyleverktøy for å oppnå kammeret; og
- (b) kople den ringformede fordypning i fluidkommunikasjon med kilden for trykksatt fluid.

35.

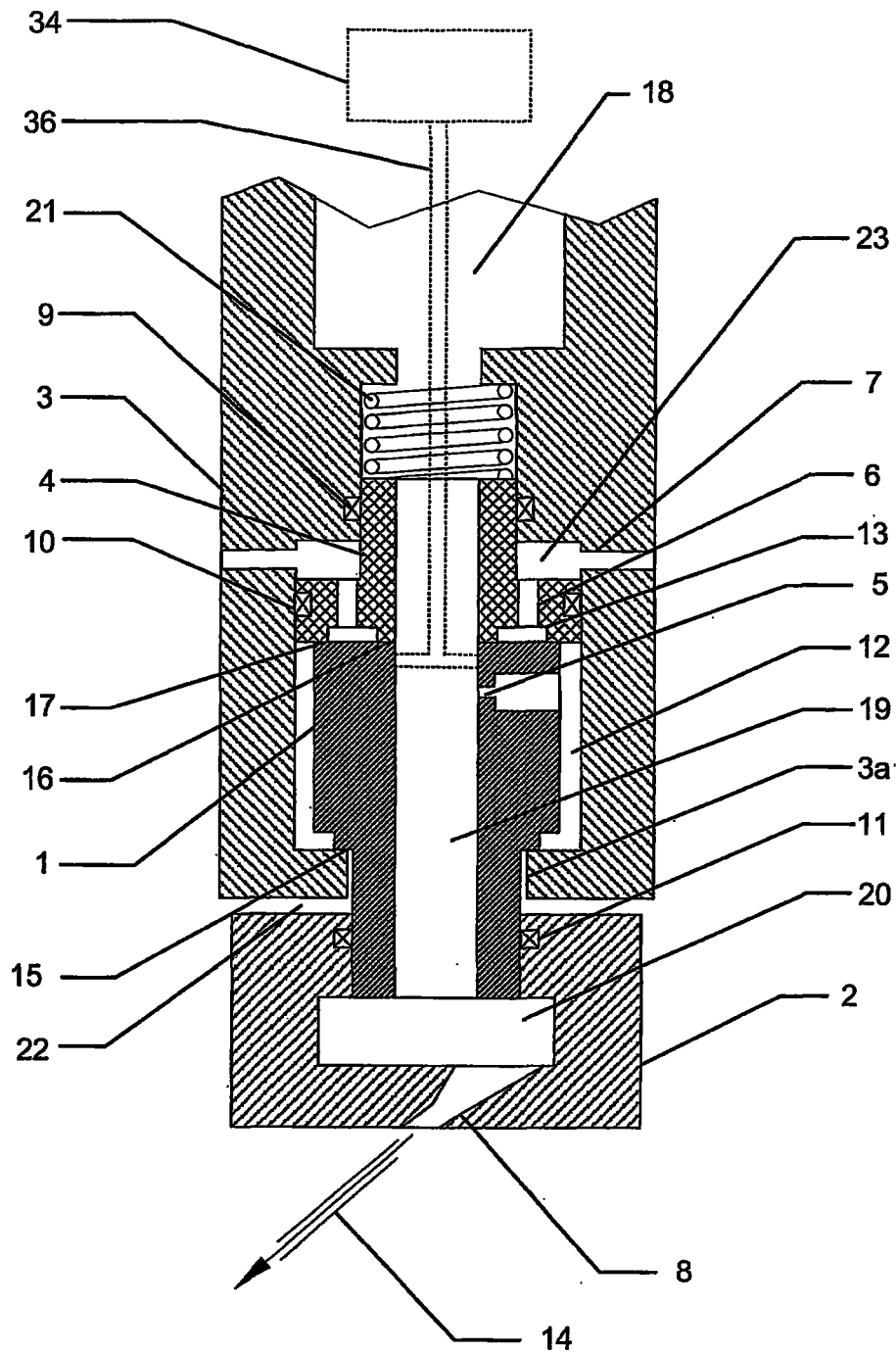
30 Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** trinnet med å kople kammeret til en kilde med trykksatt fluid omfatter trinnet med å tilveiebringe en åpning som skiller kammeret fra kilden med trykksatt fluid, slik at abrasive partikler som innblandes i det trykksatt fluid som er av større dimensjon enn åpningen blir forhindret fra å skade den mekaniske flatetetning.

36.

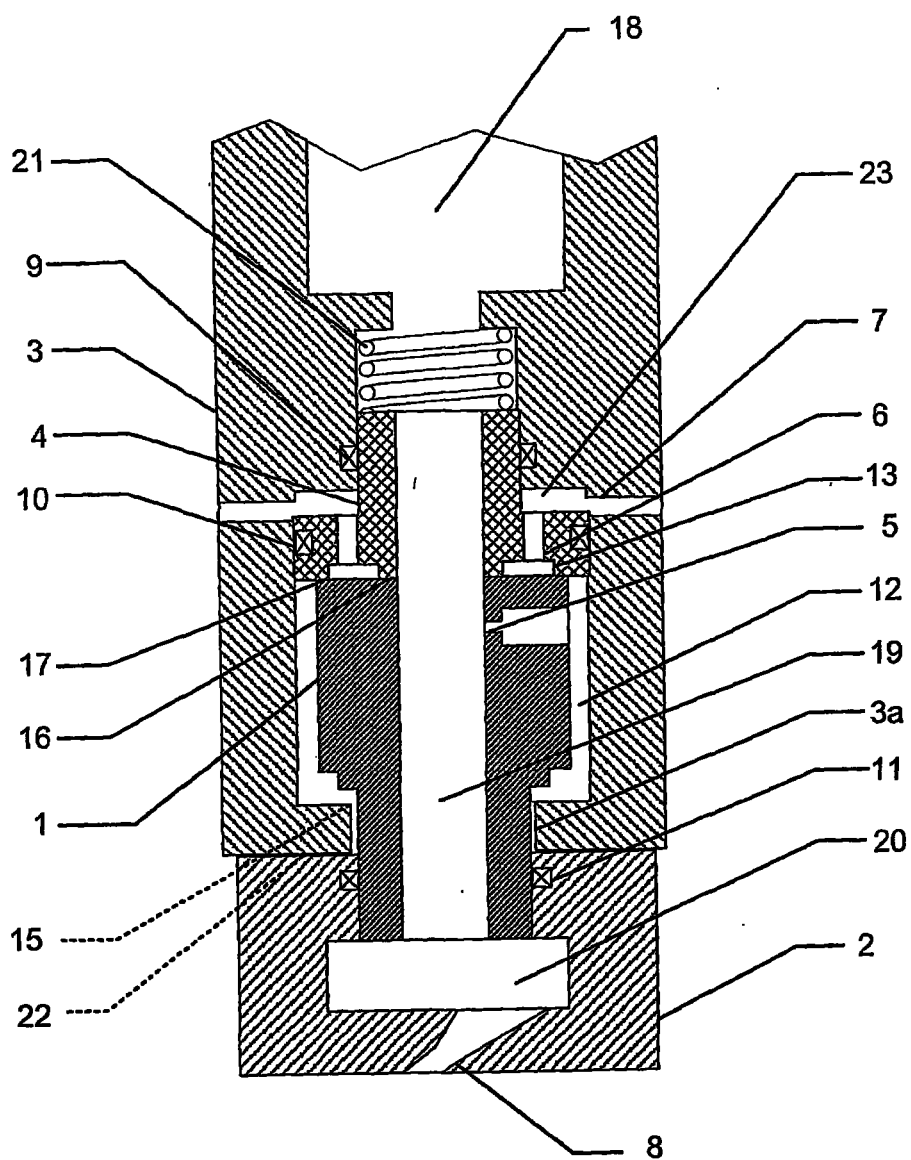
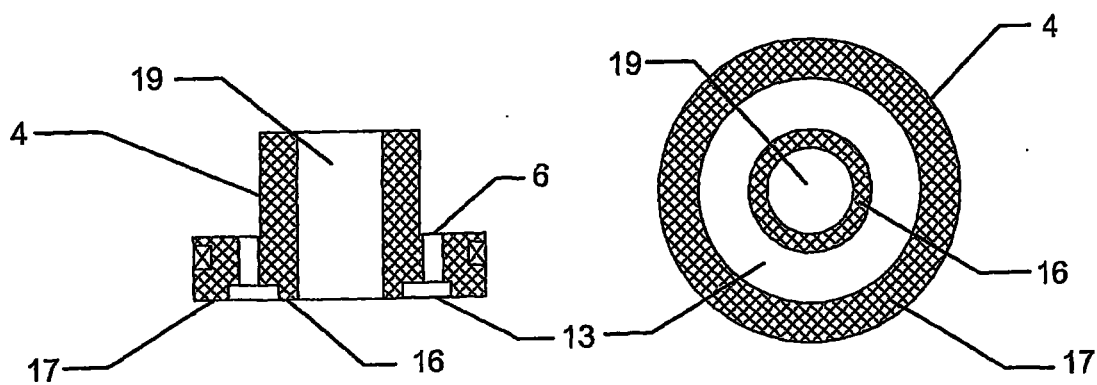
Fremgangsmåte som angitt i krav 30, **karakterisert ved at** den mekaniske flatetetning står i fluidkommunikasjon med det trykksatte fluid, og videre

- 5 omfatter trinnet med å tilveiebringe en åpning mellom det minst ene parti av den mekaniske flatetetning og kilden med trykksatt fluid, slik at abrasive partikler som innblandes i det trykksatte fluid som er av større dimensjon enn åpningen blir forhindret fra å skade det parti av den mekaniske flatetetning.

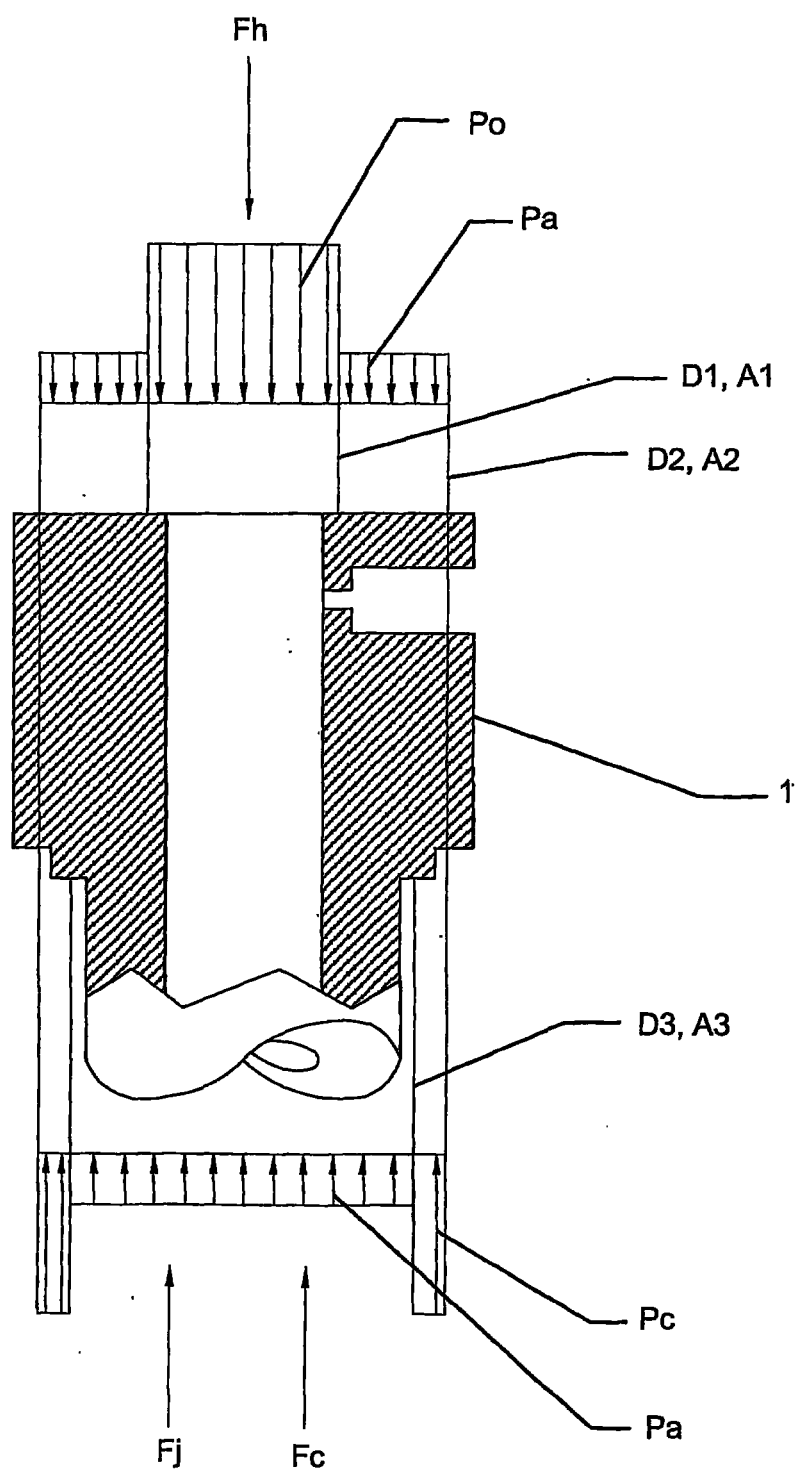
1/9

**FIG. 1**

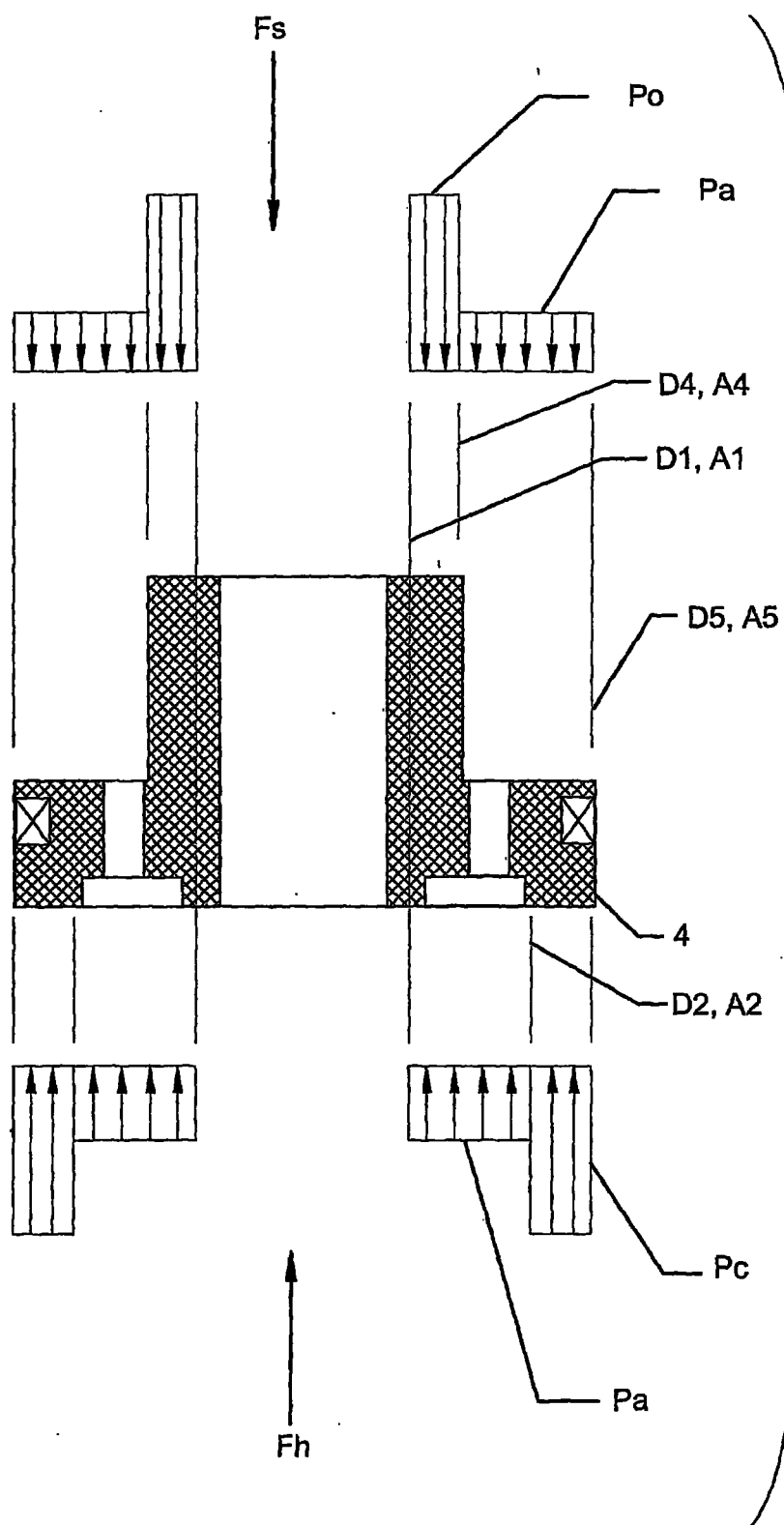
2/9

**FIG. 2****FIG. 3A****FIG. 3B**

3/9

**FIG. 4**

4/9

**FIG. 5**

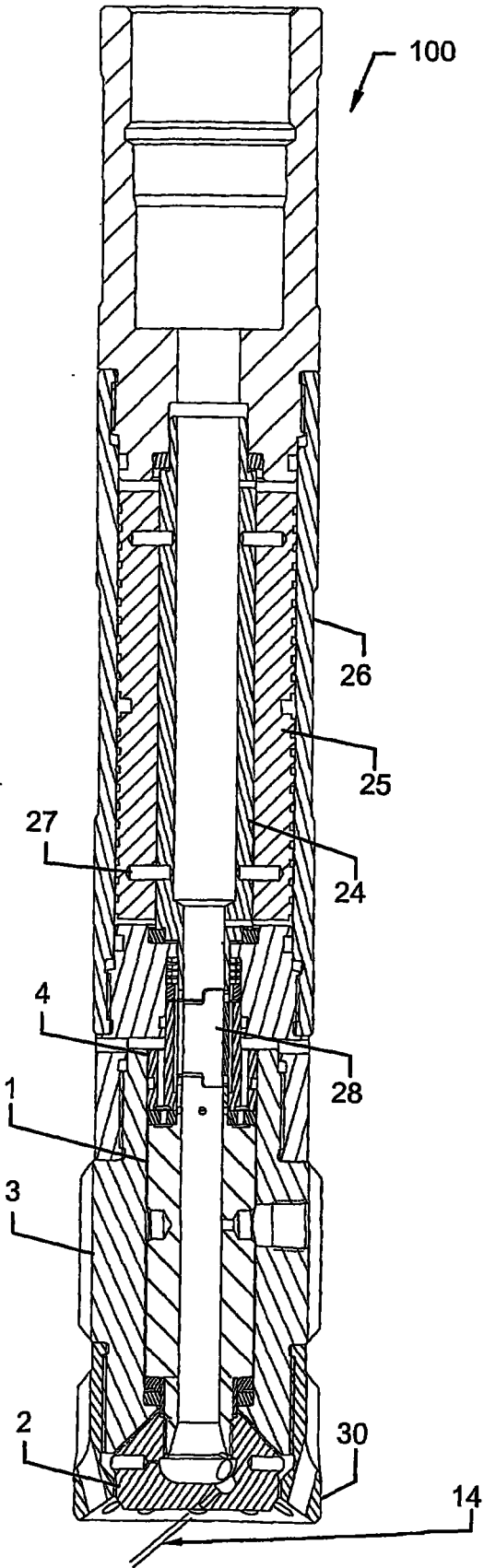
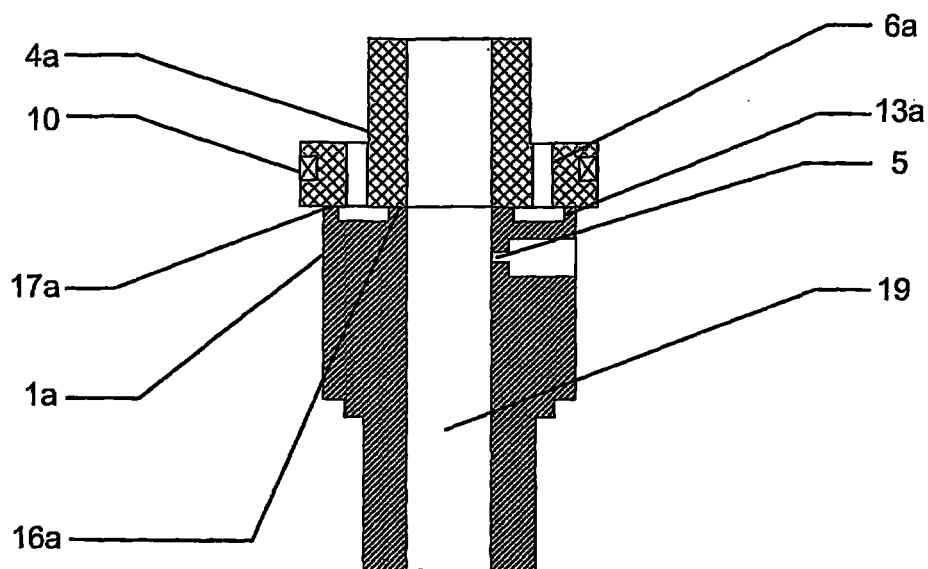
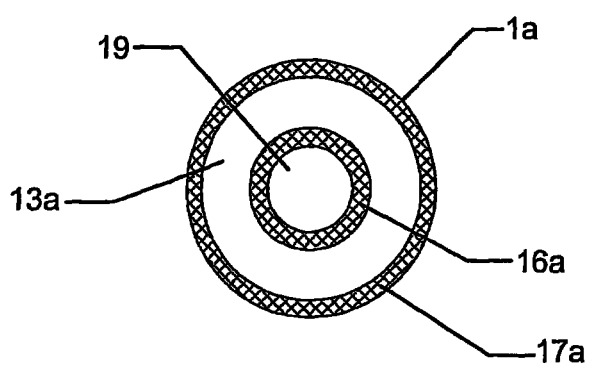
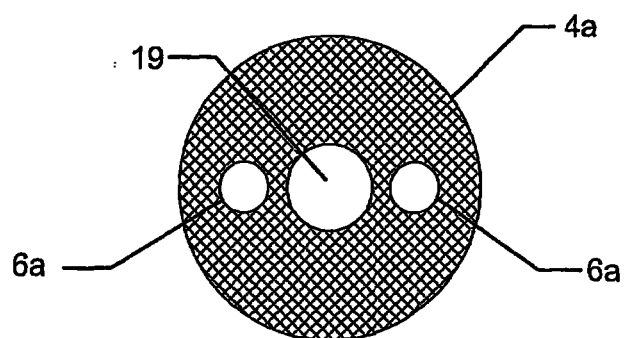
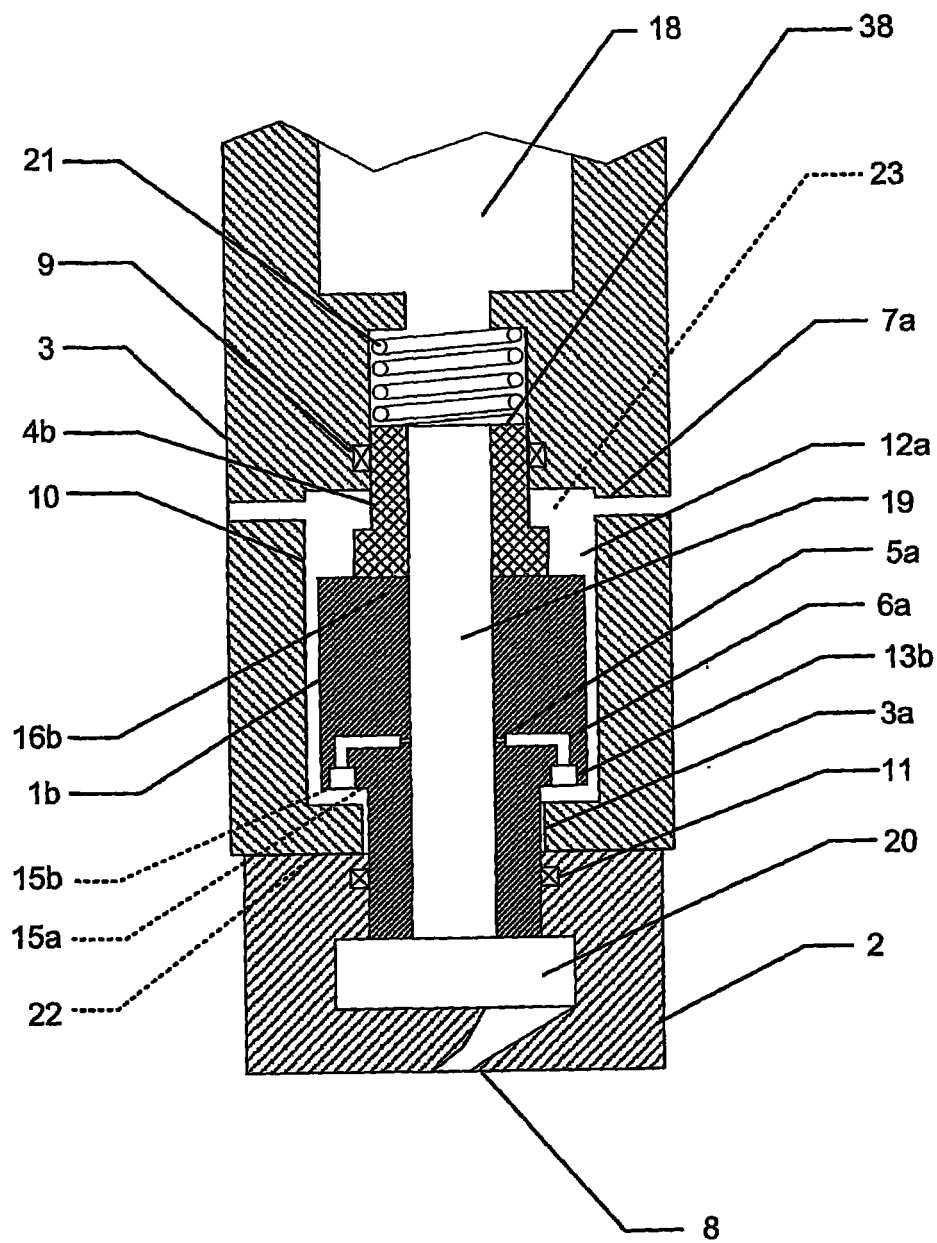


FIG. 6

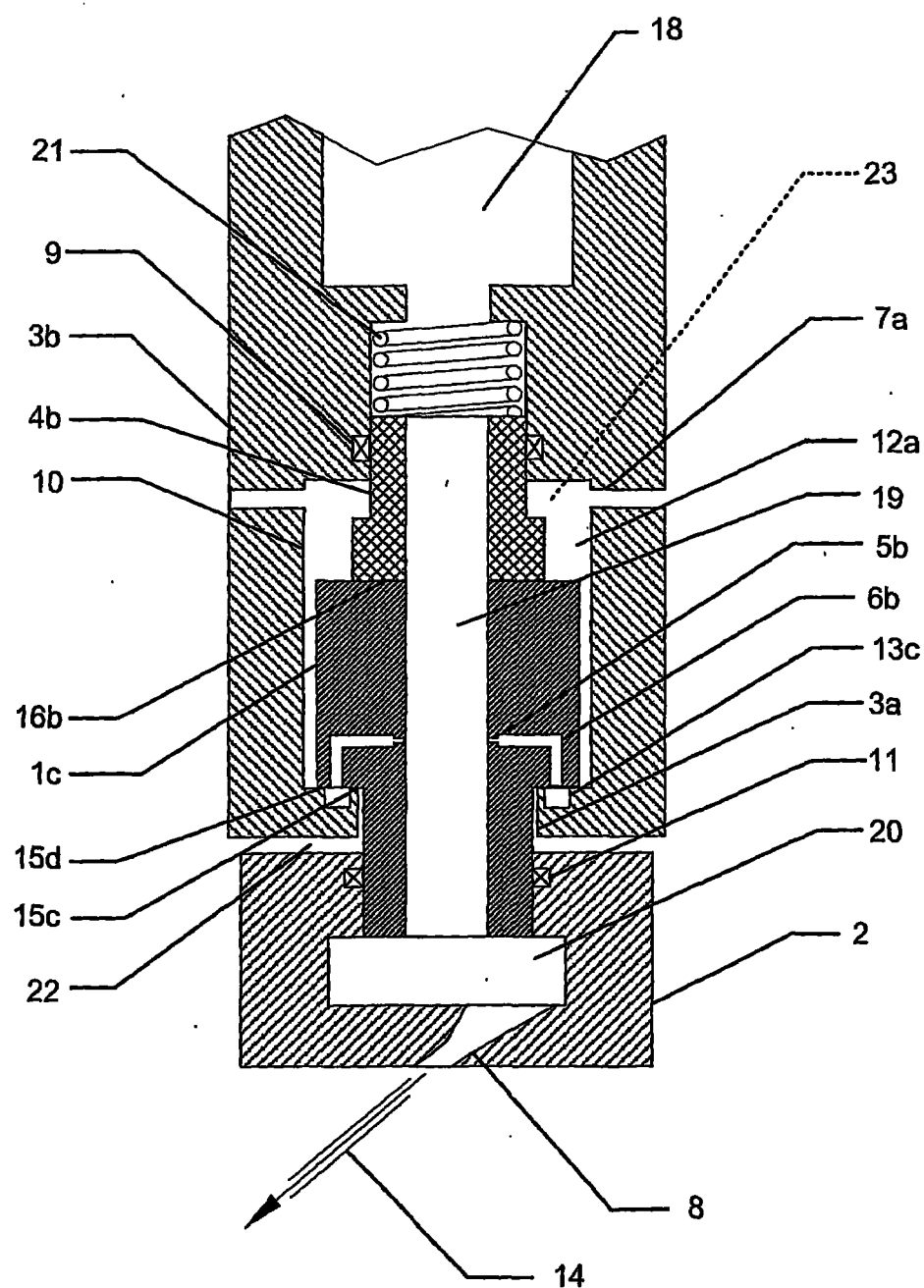
6/9

**FIG. 7****FIG. 8A****FIG. 8B**

8/9

**FIG. 9B**

9/9

**FIG. 10**