



NORGE

(12) PATENT

(19) NO

(51) Int Cl⁷

(11) 320229

E 21 B 47/18

(13) B1

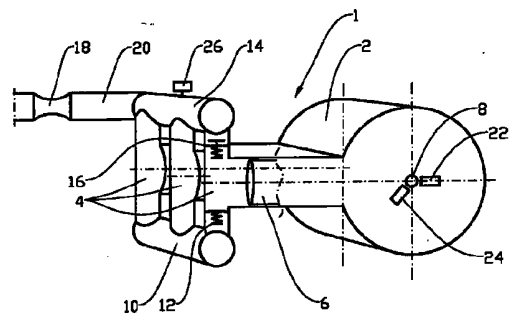
Patentstyret

(21)	Søknadsnr	20042651	(86)	Int.inng.dag og søknadsnr	
(22)	Inng.dag	2004.06.24	(85)	Videreføringsdag	
(24)	Løpedag	2004.06.24	(30)	Prioritet	Ingen
(41)	Alm.tilgj	2005.11.14			
(45)	Meddelt	2005.11.14			
(73)	Innehaver	National Oilwell Norway AS , Postboks 8181, 4069 STAVANGER, NO			
(72)	Oppfinner	Åge Kyllingstad, Barkveien 15, 4330 ÅLGÅRD, NO			
(74)	Fullmektig	Håmsø Patentbyrå ANS , Postboks 171, 4302 SANDNES, NO			

(54)	Benevnelse	Fremgangsmåte for å kansellere pumpestøy ved brønntelemetri
(56)	Anførte publikasjoner	EP A2 0078907

(57) Sammendrag

Fremgangsmåte for å filtrere ut trykkstøy generert fra en eller flere stempelpumper (1) hvor hver pumpe (1) er koplet til et felles nedstrøms røranlegg (18, 20) og hvor utløpstrykket måles ved hjelp av en trykksensitiv måler (26), karakterisert ved at den (de) øyeblikkelige vinkelposisjon (er) av pumpens (es) (1) veivaksling eller drivkam måles samtidig med utløpstrykket og benyttes som fundamentale variable i en adaptiv matematisk støymodell.



FREMGANGSMÅTE FOR Å KANSELLERE PUMPESTØY VED BRØNNTELEMETRI

Denne oppfinnelse vedrører en fremgangsmåte for å kansellere pumpestøy ved brønntelemetri. Nærmere bestemt dreier det seg om en fremgangsmåte for å fjerne eller redusere pumpegenerert støy fra et telemetrisignal som sendes via det fra pumpen utstrømmende fluid, ved å anvende den øyeblikkelige målte pumpevinkelposisjon som en fundamental variabel i en adaptiv matematisk støymodell.

Med pumpegenerert støy, pumpestøy eller trykkstøy, menes i denne sammenheng målesignal som henfører seg til pumpegenererte trykkvariasjoner i det fluid som pumpes. Med pumpens vinkelposisjon menes vinkelposisjonen til pumpens veivaksel eller drivkamaksel.

Borevæske-pulstelemetri er fremdeles den mest anvendte metode for å sende nedihulls informasjon til overflaten under boring i grunnen. En nedihulls telemetrienhet, som vanligvis befinner seg i en boresteng nær borestrengens borekrone, måler parametere nær borekronen og koder informasjonen til positive og negative trykkpulser. Disse trykkpulser forplanter seg i borevæsken inne i borestrengen og videre til overflaten hvor de fanges opp av én eller flere trykkfølere og dekodes.

Generelt vil trykkpulsene dempes på veien opp gjennom borestrengen, og dempingen øker med frekvens og transmisjonslengde. I lange brønner kan derfor telemetrisignalet bli så svakt at det vanskeliggjør dekodingen. Den pumpegenererte trykk-

5 støy, som ofte har komponenter i samme frekvensområde som telemetrisignalet, er derfor en begrensende faktor for kvaliteten og raten i dataoverføringen. Reduksjon eller eliminering av pumpestøy er således viktig for å kunne øke telemetridataraten.

- 10 Pumpestøy kan reduseres mekanisk ved hjelp av for eksempel en pulseringsdemper, eller elektronisk ved filtrering av det målte trykksignal. Den første fremgangsmåte er mindre egnet fordi den foruten å dempe pumpestøy også demper telemetrisignalet. Mekaniske dempere representerer dessuten en uønsket
- 15 kostnad.

Kjent teknikk omfatter en mengde fremgangsmåter for å filtrere ut pumpestøy. Mange av disse teknikker beskriver fremgangsmåter hvor det anvendes mer enn ett avlest trykkmålesignal. For eksempel kan det dreie seg om trykksignal som er av-

20 lest på ulike steder i anlegget, eller om komplementære strømningsratemålinger.

En kjennetegn for disse kjente fremgangsmåter er at pumpestøyen er relatert til tid.

- US 5146433 beskriver en fremgangsmåte hvor pumpestøyen er re-
- 25 latert til den linære posisjon til stemplet i pumpen. Stempelposisjonen måles ved hjelp av en såkalt LVDT-sensor. Ifølge denne fremgangsmåte må kalibrering foretas når pulstelemetrisignal ikke er tilstede. Disse forhold representerer betydelige ulemper fordi stemplets linære posisjon ikke full-
- 30 stendig definerer pumpens vinkelposisjon, og fordi mange pulstelemetrisystem ikke kan stanses etter at borefluidraten har oversteget en viss størrelse. Videre kan periodene det sendes telemetrisignaler i være så lange at boreforholdene og

støybildet forandres vesentlig. For eksempel kan en ventil begynne å lekkе hvorved støybildet forandres dramatisk, slik at det statisk kalibrerte støybildet ikke lenger er gjeldende.

- 5 EP dokumentet 0078907 omhandler en anordning for filtrering av trykkpulsstøy generert fra en eller flere stempelpumper i et boring-under-måling-system. Måledata for pumpeposisjon og fluidtrykk ved pumpens utløp anvendes i en adaptiv estimator som inngår i et støyfilter.
- 10 Oppfinnelsen har til formål å avhjelpe eller redusere i det minste en av ulempene ved kjent teknikk.

Formålet oppnås i henhold til oppfinnelsen ved de trekk som er angitt i nedenstående beskrivelse og i de etterfølgende patentkrav.

- 15 Fremgangsmåten ifølge oppfinnelsen utnytter fullt ut fordelene ved å anvende pumpens nøyaktige vinkelposisjon målt synkront med og relatert til pumpens nedstrømstrykk. Fremgangsmåten er anvendbar for én pumpe så vel som for flere synkront eller asynkront drevne pumper med felles utløp.
- 20 Separate og adaptive pumpestøymodeller anvendes for hver pumpe, og modellene oppdateres kontinuerlig mens pumpene er i drift uavhengig av om et telemetrisignal er tilstede eller ikke.

- Trykkstøy fra en pumpe kommer i hovedsak fra strømningsvariasjoner som har sin årsak i:
- 25

1. Variabel pumperotasjonshastighet
2. Variabel stempelhastighet (ved konstant rotasjonshastighet)
3. Ventilforsinkelse

4. Ventiltetningens puteeffekt
5. Fluidets kompressibilitet
6. Ventillekkasje
7. Stempellekkasje
- 5 8. Treghetseffekter fra akselerasjoner av ventiler og fluidkolonner.

Hver av årsakene forklares noe forenklet nedenfor.

Variabel pumpehastighet kan ha sin årsak i at pumpens hastighetsregulering ikke er stiv nok til å kompensere for variabel
10 pumpebelastning. Den variable pumpebelastning kan komme av eksterne trykkvariasjoner, for eksempel grunnet momentvariasjoner i en nedihulls borefluidmotor, eller fra egengenererte trykkvariasjoner som følge av lekkasjer eller ventilfeil.

Med variabel stempelhastighet menes at summen av alle stemplers hastighet i pumpefasen ikke er konstant. Et typisk eksempel er en vanlig triplekspumpe hvor de veivakseldrevne
15 stempler følger et forvrengt sinuslignende hastighetsprofil.

Ventilens massetreghet og en begrenset returfjærkraft forårsaker forsinket lukking av ventilen og en tilhørende returstrøm.
20

Ventiltetningen som ofte er elastisk, forårsaker at ventilen forskyves etter at ventilen har nådd sitt ventilsete uten at fluid passerer ventilen. Denne puteeffekt forårsaker også en
liten returstrøm inntil ventilen oppnår metall til metall
25 kontakt med ventilsetet, hvorved ytterligere forskyvning av ventilen forhindres.

Fluidets kompressibilitet bevirker at fluidet i pumpen må komprimeres før det oppnår et trykk som er tilstrekkelig til å kunne åpne utløpsventilen. Kompresjonsvolumet, som øker
30 proposjonalt med forskjellen mellom innløps- og utløpstrykk i

pumpen, representerer en reduksjon i fluidstrømmen ved starten av hvert pumpeslag.

Stempel- og ventillekkasjer forårsaker at en andel av den totale fluidstrøm strømmer tilbake til pumpen eller tilførselsledningen til pumpen. En ventilfeil i en utløpsventil forårsaker at pumperaten reduseres i forhold til pumpens normale pumpe-
5 rate under sugeslaget, mens en lekkasje i stemplet eller i innløpsventilen forårsaker en reduksjon i pumperaten under pumpefasen.

10 Når ventilen stenger, vil fluidets massetregghet forhindre en øyeblikkelig strømningsstans og sette opp svingninger som likner det som er kjent som trykkstøt i hydrauliske anlegg. På tilsvarende måte vil massetregghet i ventiler og fluid forårsake forsinket åpning av ventilene med tilhørende sving-
15 ninger i den øyeblikkelige fluidstrøm. Amplitudene av massetregghetsinduserte strømnings- og trykkvariasjoner er små ved lave pumpehastigheter, men stiger raskt når pumpehastigheten øker og er da tilnærmet proporsjonale med kvadratet av pumpehastigheten.

20 Mange av de ovenfornevnte kilder er relativt enkle å simulere, særlig gjelder dette punktene 2-5. Et eksempel på dette vises i beskrivelsens spesielle del.

Hovedfordelene med denne fremgangsmåte er at støyfilteret reagerer hurtig på forandringer i driftsforhold, så som pumpe-
25 hastighet og utløpstrykk, og at parametrene i den empiriske del av modellen kan anvendes i en pumpediagnose fordi de representerer et avvik fra den normale, forventede pumpestøy.

Filtreringsmetoden over gir derved et godt grunnlag for et diagnoseverktøy til å kunne kvantifisere og lokalisere eventuelle lekkasjer. Årsaken er at strømningsvariasjonene, og
30 særlig den empirisk delen som representerer avviket fra nor-

male variasjoner, er mer direkte knyttet opp til pumpens tilstand enn de direkte målte trykkvariasjonene. Strømningvariasjonene er, i motsetning til tilhørende trykkvariasjonene, tilnærmet uavhengige av nedstrøms rørgemetri.

- 5 I det etterfølgende beskrives et ikke-begrensende eksempel på en foretrukket fremgangsmåte som er anskueliggjort på medfølgende tegninger, hvor:

Fig. 1 skjematisk viser en stempelpumpe med tre sylindre;

- Fig. 2 viser den teoretiske strømningsrate ut av pumpen i prosent av gjennomsnittlig strømningsrate som en funksjon av veivakslingens vinkelposisjon i grader;

Fig. 3 viser utløpstrykket fra pumpen i prosent av gjennomsnittlig trykk som funksjon av veivakslingens rotasjonsvinkel under en omdreining;

- 15 Fig. 4 viser lavfrekvensdelen av amplitudespekteret til den normaliserte strømningskomponent som en funksjon av den normaliserte pumpefrekvens; og

Fig. 5 viser det trykkspektrum som er avledet fra den simulerte trykkprofil i prosent av gjennomsnittlig trykkverdi.

- 20 For enkelhets skyld tas det i det følgende utgangspunkt i at bare én pumpe er i drift. Modellen generaliseres senere til å gjelde flere pumper.

- Dersom pumpen roterer med konstant hastighet, er det rimelig å anta at kildenes bidrag varierer periodisk med den inverse rotasjonsperiode som den fundamentale frekvens. Pumpens strømningsrate kan derved representeres av en vinkelbasert Fourierrekke

$$q = \bar{q} + \sum_{k=1}^{\infty} q_k \cos(k\theta + \beta_k)$$

hvor θ er lik pumpens vinkelposisjon i radianer, q_k er pumpens gjennomsnittlige utløpsstrømningsrate, og q_k, β_k er amplitude og fase av den strømningsrateharmoniske komponent nr. k . Pumpens rotasjonshastighet er den tidsderiverte av pumpens rotasjonsvinkel

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

Det er vanlig å anta at pumpens rotasjonshastighet er konstant slik at $\theta = \omega t$, men dette er ikke et krav her. Fremgangsmåten gjelder også når rotasjonshastigheten varierer.

Pumpens vinkelposisjon kan måles på flere måter. En praktisk fremgangsmåte som passer for girdrevne pumper, er å anvende en motoromkoder med standard telleelektronikk i kombinasjon med en nærhetsbryter ved veivakselen, kamakselen eller et stempel. Nærhetsbryteren anvendes som en referanse under kalibrering av den absolutte vinkelposisjon. Det er vanlig å normalisere vinkelen til verdier mellom 0 og 2π slik at 0 representerer starten av pumpeslaget for stempel nummer 1.

For enkelhetsskyld og for å forenkle den matematiske presentasjon anvendes kompleks fremstilling i det etterfølgende.

Den strømningsharmoniske q_k og fasevinkelen β_k kan således representeres av en kompleks amplitude Q_k ved at

$$q_k \cos(k\theta + \beta_k) = \operatorname{Re}\{Q_k e^{i(k\theta)}\}, \text{ hvor } i = \sqrt{-1} \text{ er den imaginære enhet.}$$

Tilsvarende komplekse amplituder kan defineres også for

trykk, og i det følgende anvendes små bokstaver for tidsav-

hengige reelle størrelser og store bokstaver for komplekse amplituder.

Fordi det er betydelig lettere å måle trykkvariasjoner enn strømningsvariasjoner, er det nødvendig å kjenne til hvordan
 5 trykket varierer med varierende strømningsrate. Generelt er trykket en ikke-lineær funksjon av strømningsraten, men for små amplituder ($|Q_k| \ll \bar{q}$) kan trykkvariasjonene lineæriseres. Det vil si at hver harmonisk strømratekomponent har en motsvarende trykkkomponent som kan skrives som $P_k = H_k Q_k$, hvor H_k
 10 er en kompleks frekvensavhengig transferfunksjon for komponent nr. k . For eksempel er transferfunksjonen for en ideell demper i serie med en uendelig lang borestreng med enhetlig innvendig tverrsnitt gitt av

$$H_k = \frac{\rho c}{A} \cdot \frac{1}{1 + i(k\bar{\omega}\tau)}$$

15 hvor ρ er fluidets densitet, c er fluidets lydshastighet, A er det innvendige arealtverrsnitt av borerøret, $\bar{\omega}$ er pumpens midlere vinkelrotasjonsfrekvens og τ er demperens tidskonstant. Om det antas at demperens gass oppfører seg som en ideell gass gis τ av

20
$$\tau = \left(V_K + \frac{V_g p_g}{\bar{p}^2} \right) \frac{\rho c}{A}$$

hvor V er summen av fluidvolumet innvendig i pumpen og i demperen, $\kappa = 1/(c^2 \rho)$ er fluidets kompressibilitet, V_g er demperens gassvolum (lik 0 dersom det ikke er demper) ved fylletrykket p_g . Endelig er $\bar{p}$ det gjennomsnittlige utløpstrykk.
 25 Alle trykk er absolutte.

En tilsvarende transferfunksjon kan stilles opp når det uendelig lange rør er erstattet med en strupning. Formlene for H_k og τ for dette system tilsvarer de som er forklart overfor med unntak av at $\rho c/A$ må erstattes med forholdet $a\bar{p}/\bar{q}$, hvor a er trykkfallsekspONENTEN for strupningen, normalt i området mellom 1,5 og 2.

For begge geometrier representerer transferfunksjonen et førsteordens såkalt lavpassfilter som fungerer som et effektivt glattefilter ved relativt høye frekvenser. Tidskonstantformlene er generelle og gjelder også om ingen spesiell demper er tilstede. Dette har sin årsak i at volumet i pumpen mellom innsugventilene og utløpet er tilstrekkelig stort til å virke som en fluiddemper.

For mer kompliserte utløpsrørgeometrier som kan ha tverrsnittsforandringer eller være forsynt med en fleksibel slangeseksjon, blir transferfunksjonen H_k mer komplisert. Uten å gå i detalj antas det at transferfunksjonen og dens inverse nivå kan teoretisk eller eksperimentelt bli bestemt med tilstrekkelig nøyaktighet.

Den totale dynamiske trykk fra alle periodiske støykomponenter fra pumpen kan nå uttrykkes ved følgende uendelige rekke:

$$p = \bar{p} + \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re}\{P_k e^{i(k\theta)}\} = \bar{p} + \sum_{k=1}^{\infty} \operatorname{Re}\{H_k Q_k e^{i(k\theta)}\}$$

I praksis må antall ledd begrenses. Det nødvendige antall ledd er gitt av forholdet mellom telemetrisignalets maksimale frekvens og pumpens rotasjonsfrekvens: $k_{\max} = 2\pi f_{\max} / \bar{\omega}$. Som et eksempel: dersom maksimal frekvens i telemetrisignalet er 15 Hz og pumpa roterer med 60 omdreininger i minuttet

($\bar{\omega} = 2\pi \cdot \text{rad/s}$), er $k_{\max} = 15$.

Teorien overfor kan generaliseres til også å gjelde mange pumper ved å anta at støykomponentene fra de forskjellige pumper er innbyrdes uavhengige. Dette er en rimelig antakelse
 5 under forutsetning av at det felles utløpstrykk behandles som en konstant parameter, og ikke som en funksjon av den totale pumperate.

På tegningene betegner henvisningstallet 1 en stempelpumpe omfattende et pumpehus 2, tre sylindre 4 med hvert sitt stem-
 10 pel 6 og en veivaksling 8. Stemplet 6 er forbundet til veivakslingen 8 ved hjelp av en ikke vist stempelstang. Veivakslingen 8 kan også utgjøres av en kamaksling.

Hver sylinder 4 kommuniserer med en tilførselsledning 10 via en innløpsventil 12, og med et utløpsrør 14 via en utløpsven-
 15 til 16. Utløpsrøret 14 er koplet til en strupning 18 via en rørforbindelse 20.

Stempelpumpen 1 er videre forsynt med en vinkelgiver 22 som er innrettet til å kunne måle veivakslingens 8 rotasjonsvin-
 20 kel. En nærhetsbryter 24 er innrettet til å kunne avgi signal når veivakslingens 8 befinner seg i en bestemt rotasjonsvin-
 kel, og en trykkmåler 26 er koplet nedstrøms i forhold til pumpen 1. De respektive givere 22, 24, 26 er koplet til et ikke vist signalbehandlingsanlegg via ikke viste ledere.

Stempelpumpen 1 er av i og for seg kjent utførelse. I pumpen
 25 1 i eksemplet nedenfor har stemplet 6 en slaglengde som er 0.3048 m (12 in), stemplets 6 diameter er 0.1524 m (6 in), pumpehastigheten er 60 omdreininger per minutt, leverings-
 trykket er 300 bar, fluidets kompressibilitet er $4.3 \cdot 10^{-10}$
 1/Pa, dødvolum (gjenværende volum mellom stempel og tilhøren-
 30 de ventiler ved endt pumpe slag) er 144% av slagvolumet, og volumet før strupingen 18 i rørene 14, 20 er 0.146 m³. Det er

ikke installert gassdemper.

For å forenkle simuleringen nedenfor er det antatt at ventillene 12 og 16 er ideelle, det vil si uten lekkasje eller forsinkelse, og at pumpen 1 roterer med konstant hastighet. Det tas således bare med årsaker som beskrevet under punktene 2 og 5 i beskrivelsens generelle del.

Resultatet av simuleringen er vist i fig. 2 til 5. Den heltrukne kurve 30 i fig. 2 viser den teoretiske strømningsrate ut av pumpen 1 i prosent av gjennomsnittlig strømningsrate som en funksjon av veivakslingens 8 vinkelposisjon i grader.

For å illustrere effekten av fluidkompresjon er det i fig. 2 inkludert en stiplet kurve 32 som representerer strømningsraten ut fra pumpen 1 dersom fluidet var inkompressibelt eller dersom det ikke var noe trykk i utløpsrøret 14. Differansen mellom kurvene 30 og 32 viser manglende strømning mens fluidet komprimeres (punkt 5). Variasjonene i kurve 32 skyldes alene stemplenes variable hastighet (punkt 2) og de skarpe knekkpunktene er overganger hvor antall stempler i pumpefase endres, fra ett til to eller omvendt.

I fig. 3 viser kurven 34 utløpstrykket fra pumpen 1 i prosent av gjennomsnittlig trykk som funksjon av veivakslingens 8 rotasjonsvinkel under en omdreining. Kurven 34 fremkommer når det er et fast volum mellom pumpen 1 og strupingen 18.

I fig. 4 viser kurven 36 lavfrekvensdelen av strømningsrate-spekteret, dvs normalisert amplitude $|\hat{Q}_k|/\bar{q}$ som en funksjon av den normaliserte frekvens k . Grunnet symmetri er det bare komponenter ved harmoniske frekvenser som er multipler av tre ganger den fundamentale pumpefrekvens.

I fig. 5 viser kurven 38 det tilsvarende spektrum av normaliserte trykkamplituder ($|P_k|/\bar{p}$) avledet fra det simulerte støyprofil som er vist i fig 3. Størrelsen ved de høyere harmoniske frekvenser faller raskere enn det tilsvarende strømningsratespektrum, noe som illustrerer lavpass-filtereffekten i volumet mellom pumpen 1 og strupingen 18.

I den følgende algoritme for pumpestøyfiltrering er det tatt utgangspunkt i en modellbasert metode. Det vil si at en betydelig andel av pumpestøyen er modellert teoretisk fra kjennskap til pumpens 1 karakteristikk og rørforbindelsens 20 geometri. Den øvrige støy, som er avviket mellom målt og teoretisk støy, er behandlet i en adaptiv empirisk modell. Dess bedre den teoretiske modell er, dess mindre omfattende trenger den empiriske modell å være. Dette gjelder iallefall så lenge pumpen arbeider normalt og uten lekkasjer.

Algoritmen omfatter to hoveddeler, hver med en del trinn som beskrives i det følgende.

I) Filtrering ved bruk av pumpestøymodellen:

Trinnene a) til f) nedenfor må gjennomgås for hver ny måling av trykk og vinkelposisjon av pumpen 1, og dersom det er flere pumper for hver av pumpene j , og for hver harmoniske frekvens k fra 1 opp til et maksimalt heltall slik at $k_j \geq 2\pi f_{\max} / \bar{\omega}_j$. Målefrekvensen må i praksis være minst 2.5 ganger høyere enn $f_{\max}$, som er telemetrisignalets høyeste frekvens.

a) Beregn teoretisk strømningskomponent $\hat{Q}_k$ basert på målt veivakselvinkel θ_j , midlere pumpehastighet $\bar{\omega}_j$, midlere (felles) utløpstrykk $\bar{p}$, og kunnskap om pumpens 1 egenskaper og ytelse.

- b) Beregn empirisk del av modellen basert på glattede parametere $\bar{C}_{jk}$, og på de hastighets- og trykkavhengige faktorer F_{jk} :

$$\tilde{Q}_{jk} = F_{jk} \bar{C}_{jk}$$

- 5 c) Beregn summen av teoretiske og empiriske støykomponenter

$$Q_{jk} = \hat{Q}_{jk} + \tilde{Q}_{jk}$$

- d) Anvend den beregnede trykktransferfunksjon H_{jk} for å estimere de korresponderende komplekse trykkkomponenter:

$$P_{jk} = H_{jk} Q_{jk}$$

- 10 e) Beregn det partielle støytrykket fra hver av pumpene j

$$p_j = \sum_{k=1}^{k_j} \operatorname{Re} \{ P_{jk} e^{i(k\theta_j)} \}$$

- f) Subtraher alle individuelle støytrykk for hver av de roterende pumpene fra det ubehandlede trykksignal, p , fra trykkmåleren 26 for å finne det resulterende pumpestøyfiltrerte telemetrisignal:

15

$$p_F = p - \sum_j p_j$$

II) Oppdater pumpestøymodellen:

Trinnene g) til h) nedenfor må gjennomgås med samme frekvens som punktene over, mens trinnene i) til o) gjennomgås for

20 hver komplette rotasjon av pumpe nummer j .

- g) Beregn ufullstendig filtrert trykksignal ved å kansellere støytrykkskorreksjonen fra pumpe j .

$$p_{F-j} = p_F + p_j = p - \sum_{m(\neq j)} p_m$$

- h) Oppdater komplekse Fourierintegraler fra den dynamiske delen av de ufullstendig filtrerte trykksignaler

$$P_{jk} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\theta_j} (p_{F-j} - \bar{p}) e^{i(k\theta_j)} d\theta_j$$

- i) Beregn komplekse normaliserte strømningskomponenter ved å dividere de ulike trykk-komponenter med den på forhånd kjente transferfunksjonen:

$$Q_{jk} = \frac{P_{jk}}{H_{jk}}$$

- j) Beregn forventede strømningsvariasjonskomponenter $\hat{Q}_{jk}$ basert på måling av gjennomsnittlig hastighet og utløpstrykk, samt kunnskap om stemplenes aktuelle hastighet, fluidets kompressibilitet og ventilytelse.

- k) Subtraher disse modellbaserte komponenter fra den målte trykkvariasjon for å gi reststrømningskomponentene:

$$\tilde{Q}_{jk} = Q_{jk} - \hat{Q}_{jk}$$

- l) Divider reststrømningskomponentene med de passende normaliseringsfunksjonene $F_{jk}(\bar{p}, \bar{\omega}_j)$, valgt slik at de resulterende komplekse parametere er tilnærmet uavhengige av trykk og pumpe-rate:

$$C_{jk} = \frac{\tilde{Q}_{jk}}{F_{jk}}$$

- m) Bruk et passende lavpassfilter (glattefilter) for å redusere effekten av tilfeldige og ikke-periodiske trykkvariasjoner:

$$\bar{C}_{jk} = LP\{C_{jk}\}$$

- 5 Disse parametere representerer den adaptive empiriske delen av støymodellen.

- n) Dersom to eller flere pumper 1 roterer virkelig synkront, kan delstøymodellene for disse pumper ikke finnes individuelt. Fordi bare ett sett av parametere kan oppdateres, må enten modellparameterne for alle unntatt en
10 av de synkront roterende pumper fryses, eller flere må settes like.

- o) Nullstill Fourierintegralene representert ved trykkkomponentene P_{jk}

- 15 Når det gjelder de teoretiske strømningskomponenten under punkt a) kan de beregnes enten ved interpolasjon av tabulerte verdier som er beregnet på forhånd for ulike kombinasjoner av pumpehastighet og trykk, eller ved å anvende en dynamisk Fourieranalyse basert på en sanntids-simulering av den øyeblikkelige forventede strømningsraten.
20

- Det er ikke helt nødvendig at trykksignalene er delvis filtret når de anvendes i Fourieranalysen, men dette er fordelaktig fordi det gjør analysen mindre følsom for koplinger mellom pumper som roterer asynkront, men med tilnærmet lik
25 hastighet. Fjerning av det midlere utløpstrykk $\bar{p}$, se punkt "h", er heller ikke helt nødvendig, men det bidrar til å øke nøyaktigheten av Fourierintegralene når en endelig oppløsning av veivakslingens 8 vinkelposisjon gjør det vanskelig å integrere over nøyaktig en omdreining

Ved den nevnte fremgangsmåte for å bestemme og oppdatere individuelle pumpestøymodeller kan oppdatering foretas tilnærmet kontinuerlig, eller mer presist: for hver ny pumpeomdreining, også under transmisjon av telemetrisignal, og mens
 5 pumpehastigheten varierer. Med oppdatering menes her at modellparametre oppdateres. Dette må ikke forveksles med den mye hyppigere beregning og dynamiske bruken av støymodellen som gjøres på grunnlag av endring i vinkelposisjon, rotasjonshastighet og utløpstrykk.

10 Det er avgjørende at filteret er basert på en nøyaktig måling av veivakslingens 8 rotasjonsvinkel og ikke til tid eller til en unøyaktig beregnet veivakslingsvinkel. Årsaken til dette er at pumpehastigheten aldri er helt konstant, men varierer noe grunnet lastvariasjoner. Slike variasjoner kan være har-
 15 moniske og ha sin årsak for eksempel i ventilfeil, eller de kan være ikke-harmoniske, for eksempel som et resultat av endring i belastningen av en nedihulls motor.

Det beskrevne filter kan anses som et adaptivt og ekstremt skarpt båndstopp filter som fjerner pumpestøyen ved pumpens 1
 20 harmoniske frekvenser, men praktisk talt ingenting annet. Bruken av veivakslingens 8 rotasjonsvinkel som fundamental variabel medfører at filterets frekvenser endres tilnærmet øyeblikkelig når pumpens hastighet endres. Dersom hastigheten varierer periodisk inneholder det tidsbaserte frekvensspek-
 25 ret harmoniske frekvenser med sidebånd. Et vinkelbasert støyfilter vil fjerne ikke bare de hovedharmoniske frekvenser, men også deres sidebånd.

Følgende algoritme representerer et lite tillegg til oppgaven med pumpestøyfiltrering, men vil kunne gi stor nytteverdi som
 30 diagnoseverktøy.

Trinnene A) til C) utføres med samme frekvens som de første punktene i det ovenfor beskrevne støyfilteret, mens de siste

punktene bare trenger utføres ved hver fullført omdreining av pumpen.

A) Finn teoretisk vinkelbasert strømningsfunksjon

$$\hat{q}_j = \sum_{k=1}^{k_j} \text{Re} \left\{ \hat{Q}_{j,k} e^{i(k\theta_j)} \right\}$$

5 (Hvis de modellbaserte strømningskomponentene $\hat{Q}_{j,k}$ er funnet fra Fourieranalyse av en vinkelposisjonsbasert strømningsfunksjon, $\hat{q}_j(\theta_j)$, kan denne med fordel anvendes i stedet for Fourierrekken over).

B) Finn tilsvarende empirisk strømningsfunksjon

10
$$\tilde{q}_j = \sum_{k=1}^{k_j} \text{Re} \left\{ \tilde{Q}_{j,k} e^{i(k\theta_j)} \right\}$$

Denne funksjonen representere avviket fra forventet eller normal pumpefunksjon.

C) Lagre sammenhørende verdier for vinkel θ_j og reelle normaliserte strømningsrater $\hat{q}_j/\bar{q}_j$ og $\tilde{q}_j/\bar{q}_j$ for senere
15 visualisering.

D) Oppdater det grafiske bildet som viser $(1+\hat{q}_j/\bar{q}_j)$ og $(1+\tilde{q}_j/\bar{q}_j)$ som funksjoner av pumpevinkelen θ_j , lignende grafen som er vist i figur 2.

E) Visualiser også amplitude-spektrene av de normaliserte strømningsfunksjonene $\hat{Q}_{j,k}/\bar{q}_j$ og $\tilde{Q}_{j,k}/\bar{q}_j$ som funksjon av
20 normalisert frekvens k , lignende grafen som er vist i figur 4.

Informasjonen i de vinkel- og frekvensbaserte grafene vil i noen grad komplettere hverandre. I amplitudespekteret er

det en fordel å anvende logaritmisk skala på y-aksen for tydeligere å kunne visualisere endringer idet komponentene normalt er svært små. Det gjelder alle komponenter hvor k ikke er et multiplum av antall stempler i pumpen. Allerede ved små lekkasjer vil disse komponentene øke relativt mye i størrelse. Amplituden av laveste komponent, $\tilde{Q}_j/\bar{q}_j$ er spesielt egnet til indikere begynnende lekkasje, mens fasen $\arg(Q_j)$ vil kunne gi informasjon om lokalisering av lekkasjen.

Ved større lekkasjer er den vinkelbaserte grafen av $1+\tilde{q}_j/\bar{q}_j$ et bedre verktøy for å kunne lokalisere lekkasje eller feil.

P a t e n t k r a v

1. Fremgangsmåte for å filtrere ut trykkpuls-støy generert fra en eller flere stempelpumper (1) ved brønntelemetri, hvor hver pumpe (1) er koplet til et felles nedstrøms røranlegg (18, 20) og hvor utløpstrykket måles ved hjelp av en trykkfølsom måler (26), k a r a k t e r i s e r t v e d at den (de) øyeblikkelige vinkelposisjon (er) av pumpens (es) (1) veivaksling eller drivkam måles samtidig med utløpstrykket og anvendes som fundamentale variable i en adaptiv matematisk støymodell, idet den adaptive matematiske støymodell omfatter en teoretisk og en empirisk del, hvor den teoretiske del representerer forventede strømrates- og trykk-variasjoner som for hver ny trykkmåling beregnes på grunnlag av tilhørende målte vinkelposisjoner og kunnskap om stempelhastigheter, ventilkarakteristikker, fluidets kompressibilitet og geometrien i nedstrøms røranlegg, og hvor den empiriske del, som beskriver avvik mellom målt og forventet støy, beregnes like ofte som den teoretiske del, men representeres ved modellparametre som oppdateres periodisk.
2. Fremgangsmåte i henhold til krav 2, k a r a k t e r i s e r t v e d at den adaptive matematiske støymodell periodisk oppdateres ved at en generalisert Fourieranalyse anvender pumpeakslingenes vinkelposisjoner som fundamentale uavhengige variable i Fourierintegralene og transferfunksjoner som beskriver hvordan trykkamplitude og -fase varierer som funksjoner av frekvensen til gitte pumpegenererte strømningsratevariasjoner.
3. Fremgangsmåte i henhold til krav 2, k a r a k t e r i s e r t v e d at modellparametrene i den empiriske adaptive matematiske støymodell oppdateres periodisk, f.eks. ved hver fullført omdreining, også mens pumpehastigheten

endres og når telemetrisignaler er til stede i det målte felles utløpstrykket.

4. Fremgangsmåte i henhold til krav 2, k a r a k t e r i -
s e r t v e d at de to delene av støymodellen, represen-
5 tert ved komplekse Fourierrekker av strømningskoeffisien-
ter for hver pumpe, transformeres til funksjoner som viser
teoretiske og empiriske strømningsrater som funksjon av
pumpenes vinkelposisjon, og som således kan anvendes som
diagnoseverktøy til f.eks. å kunne kvantifisere og lokali-
10 sere lekkasjer i ventiler eller stempler.
5. Fremgangsmåte i henhold til krav 2, k a r a k t e r i -
s e r t v e d at de to delene av støymodellen, represen-
tert ved komplekse Fourierrekker av strømningskoeffisien-
ter for hver pumpe, transformeres til spektra som viser
15 teoretiske og empiriske strømningsrater som funksjon av
normaliserte pumpefrekvenser, og som således kan brukes
som diagnoseverktøy til f.eks. å kunne kvantifisere og lo-
kalisere lekkasjer i ventiler eller stempler.

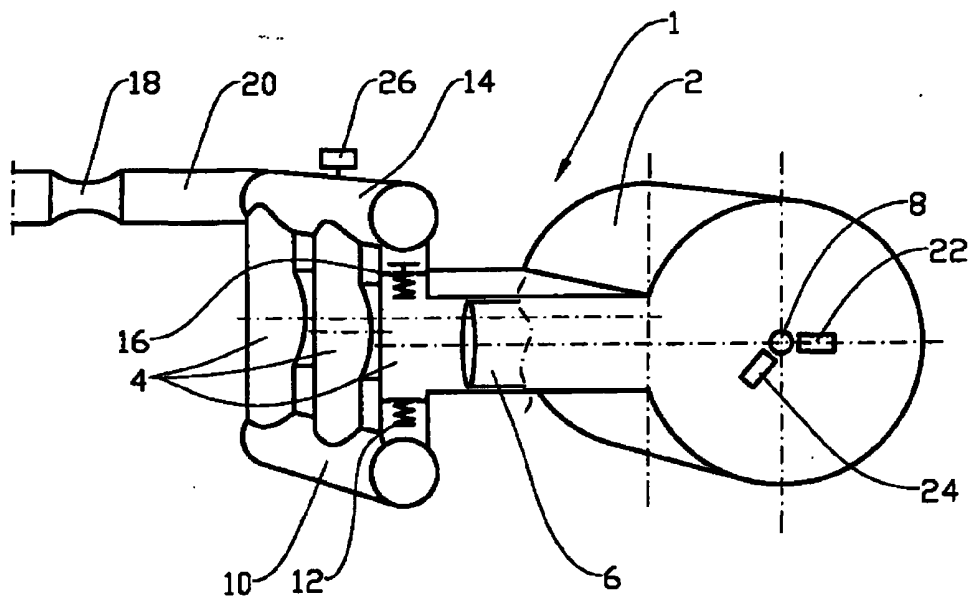


Fig. 1

2/3

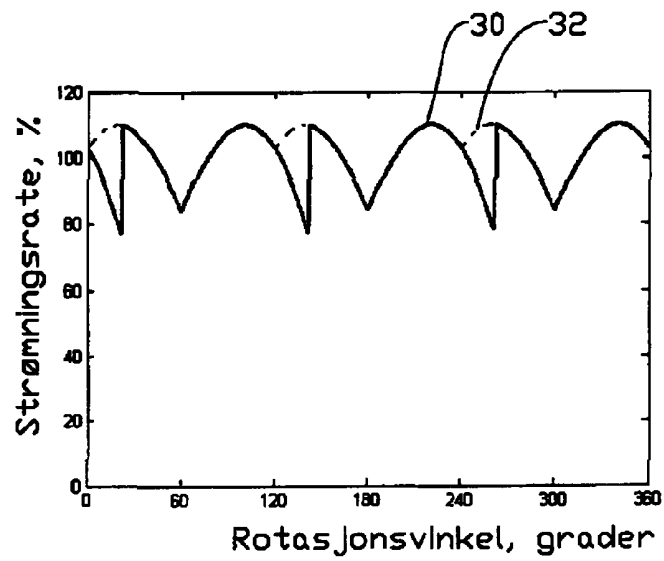


Fig. 2

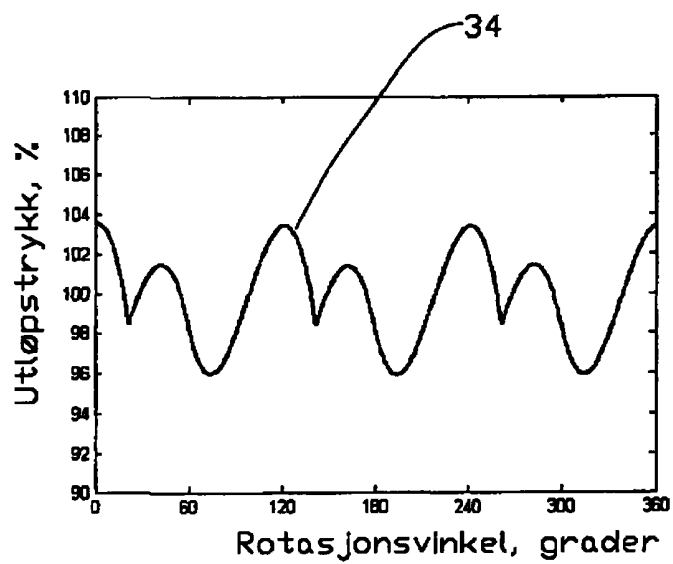


Fig. 3

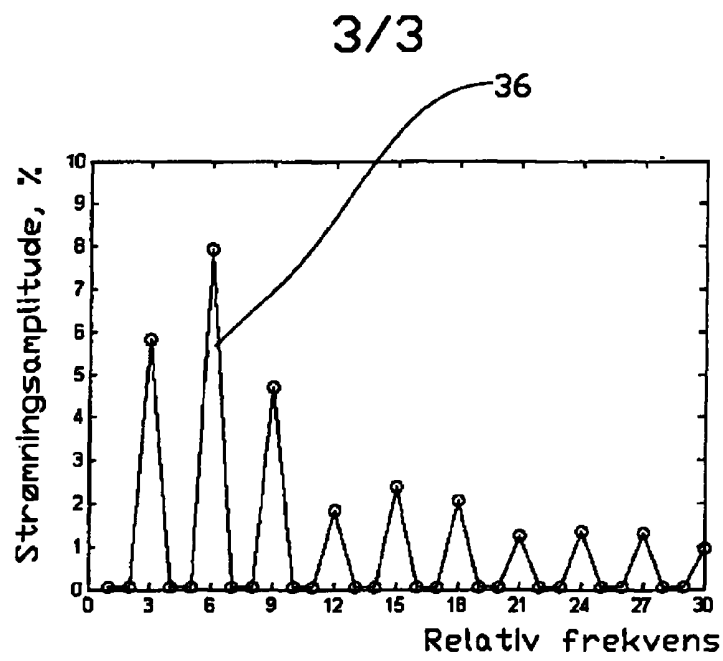


Fig. 4

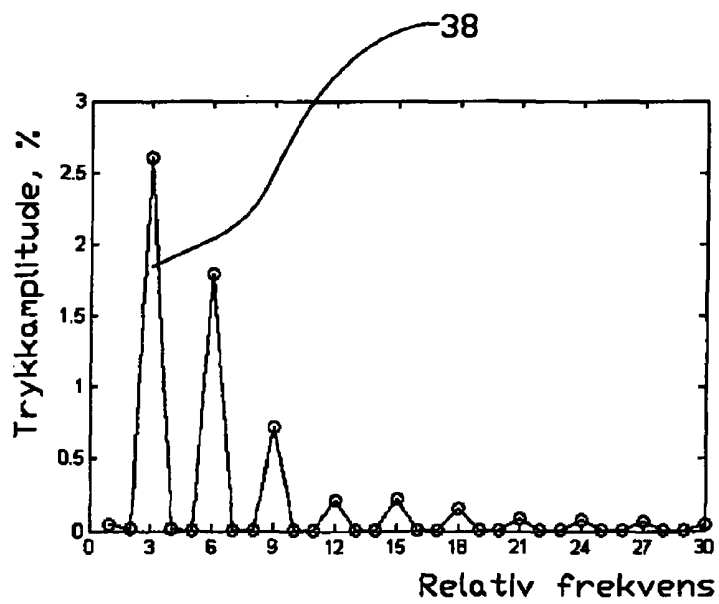


Fig. 5