



NORGE

(12) **UTLEGNINGSSKRIFT**

(19) NO

(11) **171741**

(13) B

(51) Int Cl⁵ E 21 B 47/00

Styret for det industrielle rettsvern

(21) Søknadsnr	891392	(86) Int. inng. dag og	
(22) Inng. dag	03.04.89	søknadsnummer	
(24) Løpedag	03.04.89	(85) Videreføringsdag	
(41) Alm. tilgj.	06.10.89	(30) Prioritet	05.04.88, GB, 8807889
(44) Utlegningsdato	18.01.93		

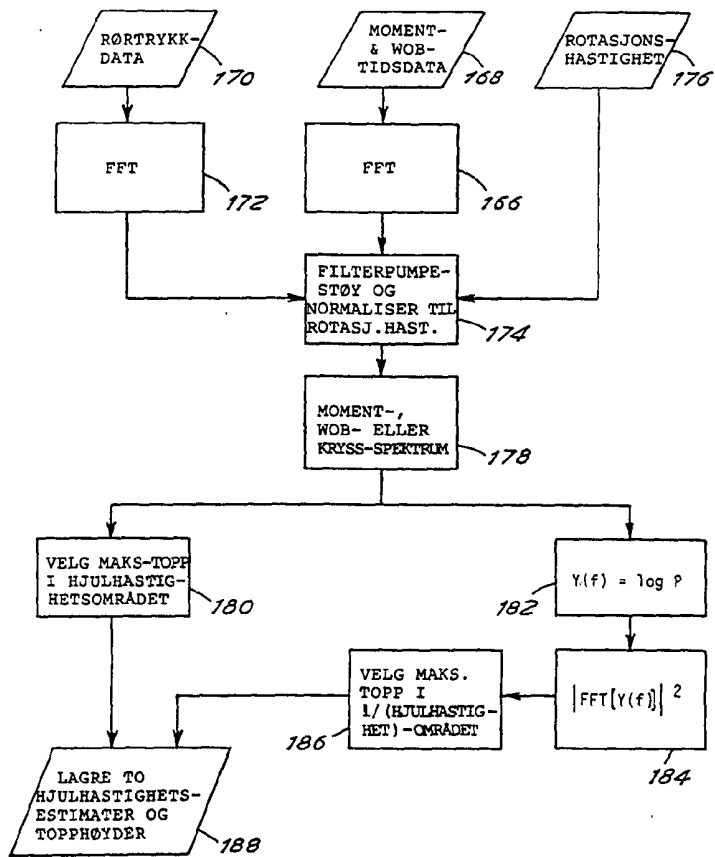
(71) Patentsøker	Forex Neptune SA, 50 Avenue Jean Jaures, F-92120 Montrouge, FR
(72) Oppfinner	Stuart Jardine, Cambridge, England, GB
(74) Fullmektig	Bryn & Aarflot AS, Oslo

(54) Benevnelse **Frengangsmåte for bestemmelse av slitasje på en borekrone**

(56) Anførte publikasjoner Ingen

(57) Sammendrag Fremgangsmåte for å bestemme slitasjen på en flerhjuls borekrone. Vibrasjoner som genereres av den arbeidende borekrone blir detektert og omformet til et tids-oscillerende signal fra hvilket et frekvensspektrum blir utledet. Periodisiteten for frekvensspekteret blir trukket ut. Rotasjonshastigheten for minst ett hjul bestemmes fra periodisiteten, og slitasjetilstanden for borekronen blir utledet fra den nevnte hjulrotasjonshastighet. De oscillerende signaler representerer variasjonen i amplitude for de vertikale og torsjonale krefter som påtrykkes borekronen.

For å trekke ut periodisiteten blir et sett harmoniske i frekvensspekteret gitt prominens ved å beregne cepsteret for frekvensspekteret eller ved å oppnå et harmonisk-forsterket spektrum. Den fundamentale frekvens i settet av harmoniske blir bestemt, og hjul-rotasjonshastigheten blir utledet fra den nevnte fundamentale frekvens.



Oppfinnelsen angår bestemmelse av slitasjen på en borkrone som blir brukt på den nedre ende av en borestreng for å bore en hydrokarbon- eller geotermisk brønn. Oppfinnelsen angår spesielt en fremgangsmåte for å bestemme slitasjen på borkronen ved å detektere og analysere vibrasjoner som genereres av borkronen under boring.

Når man borer et borehull i jorden, enten for leting etter hydrokarboner eller for geotermiske formål, blir en borestreng bestående av borerør, vektrør og en borkrone rotert fra overflaten for å bore brønnhullet. Rullemeiselkroner blir ofte brukt. De har kjegleformede stålennetninger kalt pigghjul som er fri til å dreie seg når kronen roterer. De fleste rullemeiselkroner har tre pigghjul, skjønt noen har to og noen har fire. Hvert hjul har skjæreelementer som er rekke av tenner rundt omkretsen på hvert hjul. Skjæreelementene er enten ståltenner som er maskinert som en del av hjulet eller tenner av sintret wolframkarbid som blir presset inn i hull som er boret i hjul-overflatene. Geometrien til en krone, og mer spesielt dens pigghjul, er slik at når kronen blir rotert, roterer hjulene, og tennene har en kombinert rulle- og graveaksjon som borer formasjonen i kontakt med borkronene. Etterhvert som boringen fortsetter, vil tennene slites. Unntagelsesvis kan de også brette. Lagene i borkronen er også utsatt for slitasje.

Tidsrommet en borkrone kan bli brukt før den blir utslitt avhenger av et antall faktorer, så som hardheten og sammensetningen av stenformasjonen, og borestreng-vekten som operatøren plasserer på borkronen. Borkronen bør skiftes ut når dens gjennomtrengningstakt har avtatt til et uakseptabelt nivå eller når moment-verdiene for å rotere borestrengen overskrider en akseptabel grense. Borkronen kan også skiftes ut i tilfelle en tann knekker eller et hjul-lager feiler. For å unngå kostnadene ved å hente opp tapte hjul fra brønnen eller å unngå boring med en utslitt borkrone, har borene en tendens til å trekke ut borestrengen etter en viss boreperiode, skjønt borkronen fremdeles virker tilfredsstillende. Å trekke opp borestrengen og sette den ut igjen med en ny borkrone er en tidskrevende og kostbar operasjon. For å maksimalisere boreoperasjonen, vil det være en betydelig fordel å oppnå informasjon angående tann-slitasje og

hjul- eller tannfeil. Med slik informasjon kunne hver borkrone bli utnyttet hele sitt brukbare liv.

Mens tennene biter mot steinen, den ene etter den andre, genererer de støy eller vibrasjoner med frekvenskomponenter som er bestemt av vekten med hvilken tennene suksessivt angriper steinen. Forskjellige fremgangsmåter har allerede vært foreslått for å bestemme borkronens tilstand ved å registrere å analysere vibrasjoner som genereres av borkronen.

I GB 2,179,736 A foreslår man å oppnå frekvensspekteret for vibrasjonssignalet ved å behandle det gjennom en Fourier-transform. Frekvensspekteret har vært funnet å omfatte forskjellige betydningsfulle toppe som angår forskjellige tannrekker i kronen. Toppfrekvensene har en tendens til å øke etterhvert som tennene slites, på grunn av at en midlere rotasjonshastighet av en skjærer (normalisert i forhold til kronehastigheten) har en tendens til å øke. Skifting av toppfrekvenser gir derfor nyttig informasjon om slitasje, og derfor om hvor vidt det er på tide å trekke ut borestrengen. Videre, plutselige endringer i formen av frekvensspekteret indikerer plutselige hendelser på borkronen, for eksempel tap av en tann. Dette kan føre til det oppstår nye toppe når en ubrutt tann blir tvunget til å ta over arbeidet som tidligere ble utført av den brukne tannen. Tap av frekvenstopper indikerer at et hjul har festet seg eller er tilstoppet av bløt stein. Suksessen ved denne fremgangsmåten er imidlertid begrenset til tilfeller hvor det er mulig å følge med posisjonen for spesielle spektrumtopper.

Ifølge en annen fremgangsmåte, beskrevet i GB 1,330,191, er slitasjen på en borkrone bestemt ved å velge minst et frekvensbånd i vibrasjonsspekteret og ved å måle gjennomsnittsamplituden for signalet i frekvensbåndet. I en utførelse velger man et frekvensbånd som er sentrert på den andre harmoniske av frekvensen med maksimum amplitude, og man velger et annet bånd som er sentrert på frekvensen mellom den andre og tredje harmoniske. Forholdet mellom de gjennomsnittlige amplituder av vibrasjoner i disse båndene blir beregnet, et forhold på mer enn to viser at verktøyet er nytt, og et forhold på omkring en viser at det er slitt.

Gjen-utgitt US patent 28,436 angår en fremgangsmåte for å bestemme krone-skade ved å overvåke på overflaten, rotasjon-momentet på borestrengen for karakteristiske svingninger, hvor svingningene har en frekvens som ikke er mer enn to ganger og ikke mindre enn en halv gang den forventede frekvens for torsjons-svingninger av borestrengen. I tillegg har de overvåkte svingninger en amplitude som overskrider amplituden til noen svingninger som genereres ved rotasjon av en uskadet krone.

US patent 2,985,829 angår en fremgangsmåte for å bestemme krone-rotasjonshastigheten ved å detektere å tolke vibrasjoner på overflaten. Ved å demodulere og filtrere vibrasjonssignalene, kan man eliminere frekvenskomponenter (og derfor harmoniske) som er forskjellige fra kronefrekvensen. I tillegg er det beskrevne system basert på den feilaktige antagelse at det er et fast forhold mellom hastigheten av en borkrone og de tilhørende pigghjul.

De ovenfor beskrevne teknikker har ikke gitt helt tilfredsstillende resultater. Det er derfor et behov for å detektere arbeidsforholdene for en borkrone, slitasjen av dens tenner eller brekking av et hjullager eller en tann.

Den foreliggende oppfinnelse foreslår følgende en fremgangsmåte for å bestemme slitasjen av en flerhjuls borkrone festet på den nedre enden av en borestreng for å bore et hull i jorden, der vibrasjoner som genereres av en arbeidende borkrone blir detektert og omformet til et tids oscillerende signal fra hvilket et frekvensspektrum blir utledet, periodisiteten av frekvensspekteret blir trukket ut, rotasjonshastigheten for minst ett hjul blir bestemt fra det nevnte periodisitet, og slitasjetilstanden for borkronene blir utledet fra den nevnte rotasjonstakt. Frekvensspekteret blir med fordel normalisert i forhold til borkronens rotasjonshastighet. Det oscillerende signal representerer variasjonen i amplitude for vertikale og torsjonale krefter som påtrykkes borkronen. Frekvensen eller frekvensene som genereres av pumpen som pumper boreslam inn i borestrengen blir med fordel detektert og fjernet fra frekvensspekteret. For det formål blir boreslam-trykkvariasjonene detektert og omformet til et trykksignal fra hvilket et frekvensspektrum blir utledet. Frekvensen eller frekvensene som gene-

rerer av pumpen blir identifisert, og frekvensspekteret til vibrasjonssignalet blir filtrert for å fjerne den nevnte frekvens eller frekvenser.

Ifølge en utførelse, er området for mulige hjul-rotasjonshastigheter bestemt i forhold til kronens rotasjonshastighet, toppverdien av høyeste amplitude i frekvensspekteret blir identifisert innenfor det nevnte område, og hjul-rotasjonshastigheten blir bestemt fra den nevnte toppverdi i det spekteret.

Ifølge en videre utførelse, blir et sett harmoniske i frekvensspekteret gitt prominens ved å bestemme grunnfrekvensen i settet av harmoniske og hjul-rotasjonshastigheten blir utledet fra den nevnte grunnfrekvens. Cepstrum av frekvensspekteret kan nå beregnes, toppverdien av maksimums-amplituden valgt fra cepstrum og hjul-rotasjonshastigheten utledet fra posisjonen fra den nevnte topp i cepstrum, alternativt kan komprimerte spektra bli oppnådd ved å komprimere frekvensaksen for frekvensspekteret ved tallverdier, de komprimerte spektra multiplisert sammen for å oppnå et harmonisk-forsterket spektrum, grunnfrekvensen for det nevnte harmonisk-forsterkede spektrum blir bestemt, og hjul-rotasjonshastigheten utledet fra den nevnte grunnfrekvens.

Oppfinnelsen skal i det følgende beskrives nærmere under henvisning til tegningene, hvor:

- Fig. 1 viser skjematisk det utstyr som brukes ved overflaten på en borerigg for å detektere og tolke vibrasjoner som genereres av borkronen nede i borehullet.
- Fig. 2 viser et oppriss av utstyret som brukes i laboratoriet for å detektere og måle vibrasjoner generert av en borkrone som borer i en stenprøve.
- Fig. 3 er et kart som viser den vertikale kraft på en 19-tanns rekke som en funksjon av vinkel for hjul nr. 3 i en borkrone for et nytt og et delvis slitt hjul.
- Fig. 4 viser effekt-spektrene normalisert til hjul-rotasjonshastigheten funnet fra dataene på figur 3.
- Fig. 5 viser effekt-spektrene på vekten på en borkrone på en ny og en slitt krone.
- Fig. 6 er et flytdiagram for slitasje-diagnostikk og sett på hjulhastighet.

- Fig. 7 er cepstra utledet fra effektspektrene vist på figur 5.
- Fig. 8 viser en sammenligning mellom opprinnelige (figur 8) og harmonisk forsterkede (figur 8b) spektra oppnådd fra boremaskinen på figur 2 med en slitt borkrone.
- Fig. 9 er et kart som viser den virkelige hjulhastighet målt med boremaskinen vist på figur 2, for forskjellige slitasjetilstander.

Figur 1 er et skjematisk riss av utstyret som kan brukes til å måle vibrasjoner på en oljeboringsrigg. Boretårnet som er vist på figur 1 omfatter en mast 10 som står på boredekket 12 og er utstyrt med et løftesystem 14 på hvilket er opphengt en borestreng 16 som ved sin nedre ende bærer en borkrone 18 for å bore en brønn 20. Løftesystemet 14 omfatter en kronblokk (ikke brukt) festet til toppen på masten 10, og en vertikal mobil blokk 22 til hvilken er festet en krok 24. Borestrengen 16 kan henges fra kroken 24 via et innsprøytingshode 26 forbundet ved en fleksibel slange 28 med en boreslamspumpe som gjør det mulig å sirkulere boreslam inn i brønnen 20 fra en slamtank. Borestrengen 16 omfatter et drivrør 30, og er utformet av rørene 32 som er forbundet ende til ende ved sammenskruing. Borestrengen roteres ved hjelp av det roterende bor 34. Vibrasjonssignalet som genereres av borkronen 18 kan bli detektert enten på overflaten eller nede i borehullet. Når deteksjonene er utført på overflaten, omfatter utstyret en moment-måler 36 festet mellom det roterende bordet 34 og drivrørsføringen 38. Momentmåleren 36 måler torsjonskraften eller dreiemomentet (TOR), tilført borestrengen 16. Det omfatter en antenne 40 for å overføre dreiemoment-signalet til en mottagerantenne 42 i et data-oppsamlings og behandlingssystem 44. Dreiemoment-måleren 36 er fortrinnsvis av en type som er beskrevet i US patent 4,471,663. Den vertikale kraften som er påtrykt borestrengen eller weight on bit (WOB), blir målt ved to belastningsspinner 46 og 48 som fester innsprøytingshodet 26 til kroken 50, og som selv henger på kroken 24. Belastningsspinnene omfatter strekkålere som er forbundet gjennom en elektrisk kabel 52 med en koblingsboks 54 som selv er forbundet med data-samlings og behandlingsenheten 44 via en kabel 56. Disse belastningsspinnene og dreiemomentmåleren er kom-

mersielt tilgjengelige. Akselerometeret kunne også bli brukt i tillegg til dreiemoment-måler og belastningspinner, for å måle akselerasjoner på dreiemoment-måleren og innsprøytningshodet.

Når vibrasjonssignalene blir detektert nede i borehullet, for eksempel i en måling under drilling-operasjon (MWB) er en sub 58 plassert nede i hullet på toppen av borkronen 18 i MWD-verktøyet. Suben 58 omfatter sensorer for å måle dreiemoment og vekt påtrykt borkronen 18. En sånn sub er for eksempel beskrevet i US patent nr. 4,359,898, og blir brukt kommersielt av firmaet Anadrill av Sugar Land, Texas.

Figur 2 viser en skjematisk representasjon av en boremaskin som brukes i laboratoriet for å måle vibrasjoner indusert av en borkrone 60 som borer i en stenprøve 62. Boremaskinen omfatter en ramme 64 med en base 68. På denne maskinen roterer stenprøven 62 istendenfor borkronen 60 som er festet mot rotasjon. Borkronen 60 kan bevege seg vertikalt, og en variabel vekt på borkronen kan påtrykkes. Borkronen er festet til en borkrone-sub 70 via en belastningscelle 72. Suben 70 kan bevege seg i forhold til maskinens ramme 64, men kan ikke rotere. Den omfatter lageret 74 som kan gli inn i to diametralt motsatte føringer 76. Borkrone-suben, og dermed borkronen, beveger seg vertikalt med en drivende del 78 forbundet med suben 70. Den drivende delen 78 er festet til en side av stampelet 80 som beveger seg i en stempelsylinder 82. På den andre side av stampelet 80 blir det påtrykt et variabelt trykk med oljeinnsprøyting gjennom et rør 84 forbundet med en pumpe (ikke vist). En trykkmåler 86 indikerer oljetrykket som påtrykkes stampelet 80. Vekten på kronen eller vertikal kraft påtrykt borkronen på stenprøvens overflate bestemmes i belastningscellen 72 ved strekkmålere. Signalene som utsendes fra belastningscellene blir sendt til data-oppsamlings- og behandlingssystemet 88, for eksempel systemet GenRad modell 2515, med en elektrisk kabel 90. Stenprøven 62 er festet til en plattform 92 som blir rotert av en elektrisk motor 94 koplet til plattformen 92 ved en aksel 96. Rotasjonshastigheten for stenprøven blir målt, og tilsvarende signal blir sendt til data-oppsamlings og behandlingssystemet 88 ved en kabel 98. Dreiemomentet som sendes til borkronen 60 ved rotering av stenprøven 62 blir detektert av en

strekkmåler 100 festet på toppen av borkrone-suben 70. Dreiemoment-signalet blir sendt til systemet 88 ved en elektrisk kabel 102. Boremaskinen omfatter også en nærhetsdetektor 104 festet til en ende av armen 106, mens den andre ende av armen er festet til maskinrammen i 108. Nærhets-detektoren 104 detekterer stillingen til hjulet 110 i borkronen. Signalet som representerer vinkelstillingen til hjulet 110 blir sendt til systemet 88 via en kabel 112. To andre nærhetsdetektorer (ikke vist) detekterer vinkelstillingen til de to andre hjulene i kronen.

En instrumentert trehjuls krone som er spesialbygd kan også bli bygd istedenfor en kommersiell krone. Tannrekkene på ett av hjulene er mekanisk utkoplet og strekkmålere er plassert på borkronen for å detektere vibrasjoner som genereres av den utvendige tannrekke på hjulet. Strekkmålerne ble forbundet med data-oppsamlings- og behandlingssystemet 88.

For en god forståelse av oppfinnelsen, er det nyttig å gi nedenfor noen indikasjoner om Fourier-transform for en periodisk funksjon og dens frekvensspektrum, og mer spesielt dens effekt-spektrum.

Hvilken som helst periodisk funksjon $y(t)$ med periode T kan bli ekspandert til en tids-Fourierrekke (i kompleks form):

$$y(t) = (1/T) \cdot \text{Sigma} [C_n \exp(iw_n t)] \quad (1)$$

"Sigma" representerer summen fra $n = \text{uendelig}$ til $n = +\text{uendelig}$. Parameteren w_n er vinkelfrekvensene $w_n = 2n \cdot \text{Pi} / T$ hvor Pi er lik 3,14159, w er den fundamentale vinkelfrekvens og w_n fra $n = 2$ representerer dens harmoniske. c_n er Fourier-koeffisientene, som man får fra integralet fra $t = -T/2$ til $t = +T/2$ av uttrykket $y(t) \exp(-iw_n t) dt$.

For å finne frekvensspekteret som ville bli generert ved tidsserien (1), tar man Fourier-transformene ledd for ledd. For det n 'te ledd får man det følgende transformpar:

$$\exp(iw_n t) \longleftrightarrow 2\text{Pi} \cdot \text{delta} (w - w_n)$$

hvor $\text{delta}(w - w_n)$ er delta- eller Dirac-funksjonen som er forskjellig fra null bare når $w = w_n$.

Fourier-transformasjonen av (1), $F(w)$, er gitt da ved:

$$F(w) = (2\text{Pi}/T) \cdot \text{Sigma} [c_n \text{delta}(w - w_n)] \quad (2)$$

Hvilket som helst periodisk signal $y(t)$ kan derfor bli representert ved en diskret spektrum-fourier-transformasjon $F(w)$ bestående av impulser avveiet ved fourier-koeffisientene c_n ved de harmoniske w_n av det periodiske signal. Uttrykt ved frekvensspekteret oppnådd fra et borkrone-vibrasjonssignal, så som WOB eller TOR-signal, kan variasjonen i bidraget fra individuelle tenner og tann-mellomrom på ett eller flere hjul bidra til flere av de harmoniske fra hjul-rotasjonshastighet. Det spesielle tilfellet med like tann-bidrag innenfor en spesiell tannrekke bevirker at en tannrekke harmonisk produserer et stort bidrag til vibrasjonssignalet.

Det er beleiligg, istedenfor å bruke fourier-transformasjonen $F(w)$ å vurdere effektspekteret P av signalet, definert ved:

$$P = [F(w) \cdot F(w)^*] / T_0$$

$F(w)^*$ er den konjugerte funksjon av $F(w)$. Uttrykt på en annen måte, P er kvadratet av modulen av $F(w)$ dividert med akvisisjons-tidsintervallet T_0 .

For å oppnå et kronespektrum $F(w)$ som er uavhengig av kronens rotasjonshastighet, normaliseres spekteret ved å justere frekvensinkrementet $(f_n - f_{n-1})$ slik at topp-posisjonene er ekvivalente med de som oppnås ved en krone-omdreining pr. sekund eller en hertz.

Matematisk:

$$F_{\text{Norm}} = F(w \cdot f_{\text{bit}})$$

hvor kronefrekvensen $f_{\text{bit}} = w_{\text{bit}} / 2\pi$. Anvendt på ligningene (2), blir det derfor produsert topper ved $w = w_n / f_{\text{bit}}$. Den "normaliserte frekvens" er dimensjonsløs og representerer det spektrum som man oppnår med en krone-rotasjonshastighet på en omdreining pr. sekund (1 Hz). Dette sikrer at hjul-hastighetsberegningene er uavhengig av krone-rotasjonshastigheten.

For å illustrere det viktige trekk som er observert i vibrasjons-signaturen målt ovenfor en arbeidende borkrone, er det nyttig å vurdere den vertikale kraft på borkronen (WOB) som virker på en enkelt tannrekke i en trehjuls borkrone som vist på figur 3. Dette representerer bidraget til WOB-vibrasjonssignalet fra en nitten-tannsrekke på bare ett hjul, målt ved bruk av boremaskinene som er vist på figur 2 og den instrumenterte trehjuls borkronen. Figurene 3 viser WOB målt i kN som en funksjon

av vinkelen for den instrumenterte hjul 110 målt av en aksel-koder som er en del av den instrumenterte kronen for en ny krone T0 (figur 3A) og en delvis slitt krone T3 (figur 3b) over to hjul-omdreininger. Gjennomsnittet av dette resultatet blir tatt over femten datasett. Det er vanlig i boreindustrien å angi slitasjetilstanden for en krone med bokstaven "T" fulgt av et tall fra 0 til 8 for å angi lengden av tennene målt i åttendedeler: T0, T3 og T8 indikerer for eksempel null-slitasje (T0), en 3/8 slitt krone (T3) og en utslitt krone T(8). Det fremgår fra figurene 3a og 3b at WO-dataene gjentar seg for hver hjul-omdreining. Det er 19 topper pr. hjulomdreining på figur 3a, det er tilsvarende en tann (det undersøkte hjulet tar 19 tenner) for en slitt krone bidrar imidlertid ikke alle tennene til signalet som vist på figur 3b: det er en endring i WOB-fordelingen, som forårsaker en reduksjon i antallet "effektive" tenner som bidrar vesentlig til WOB-signalet. De periodiske bidrag er forskjellige i figur 3a og 3b.

Figurene 4a og 4b er effekt-spektra $P(i \text{ kN}^2)$ av de tids-domene data som ble brukt til å generere henholdsvis figur 3a og 3b. Som vist tidligere er effekt-spektra uttrykt i frekvensdomenet. Dataene blir samlet som en funksjon av hjulvinkelen, slik at frekvensaksen f på figur 4 er effektivt normalisert til hjul-rotasjonshastigheten. Hjulfrekvensen er derfor lik 1, og en topp ved for eksempel 10 Hz representerer et bidrag ved ti ganger hjulhastigheten. Det dominerende bidrag til figur 4a er en topp 114 som er tannrekke-frekvensen ved 19 ganger hjul-frekvensen. Dette var ventet, siden hjulrekken som ble undersøkt hadde 19 ender jevnt fordelt. Figur 4b viser imidlertid, ved den høyere slitasjetilstand T3, er mange topper produsert ved en lavere frekvens enn frekvensen til topp 114 hvis amplitude har avtatt vesentlig. Man forstår, når man sammenligner figur 4a og figur 4b at fremgangsmåten som er foreslått i den kjente teknikk, bestående i å overvåke amplituden til vibrasjonssignalet i ett eller flere frekvensbånd eller bestående av å detektere skift av en topp eller topper i frekvensspekteret, er vanskelig å utføre i praksis. På figur 4b tilsvarer toppen 116 den fundamentale hjulfrekvens ($n = 1$),

mens de andre dominerende topper tilsvarer til de harmoniske ($n = 2, 3, 4 \dots 19$) av hjulfrekvensen.

De harmoniske oppstår på grunn av den ujevne tann-fordeling vist på figur 3b. Disse toppene er et generelt trekk ved spektra som er oppnådd fra et gjentakende signal. Figur 4a er et spesielt tilfelle hvor tannrekke-harmoniske (topp 114) er den dominerende fourier-komponent på grunn av forholdsvis jevnt tannbidrag. Denne dominerende komponent forsvinner, som illustrert på figur 4b, når borkronen slites.

Dataene for en enkelt tannrekke som beskrevet overfor er en nyttig illustrasjon av naturen til den totale krone-signatur som blir detektert over en arbeidende krone.

Kronefrekvens-signaturer detektert på boremaskinen på figur 2 skal nå beskrives for en ny og en utslitt trehjuls krone under henvisning til effekt-spektra vist på henholdsvis figur 5a og figur 5b.

Figur 5a viser et typisk effektspektrum P oppnådd fra WOB-variasjoner målt over en ny borkrone som borer i kalksten. Spekteret er oppnådd fra data som er registrert over 16 krone-omdreininger. Når man arbeider med hele krone-signaturer, er det i alminnelighet nødvendig at den spektrale posisjon for den krone-relaterte signatur er uavhengig av kronens rotasjons-hastighet. Effekt-spektrene er derfor normalisert til krone-rotasjons-frekvensen som beskrevet ovenfor. Topper som er plassert ved hjul-hastighetene og deres harmoniske er indikert med kryss for hjul 1, med streket linje for hjul 2 og med prikket linje for hjul 3. Disse spektrale topper oppstår fra de kompliserte (men periodiske) effektvariasjoner generert av skjære-hjulene. Rotasjonshastigheten for hvert hjul, (forskjellig fra et hjul til et annet), blir målt med nærhetsdetektorer 104. Fra disse målingene ble posisjonen for hver hjulfrekvens bestemt og normalisert til krone-rotasjonshastigheten for å identifisere dem på figur 5. De tilsvarer toppene 118 og 120 for henholdsvis hjul 3 og hjul 2 på figur 5a. Det er ingen topper som tilsvarer rotasjonshastigheten for hjul 1. Toppene 122 til 130 tilsvarer harmoniske for topp 118 og toppene 132 til 142 tilsvarer harmoniske av topp 120. Harmoniske av hjul 1-frekvensen er indikert ved toppene 144 og 146.

På figur 5b, for en krone som er slitt til P7, bidrar hjul 1 vesentlig til effekt-spekteret ved toppene 150 til 162. Hjul 3 bidrar ikke mer, og hjul 2 bidrar bare med toppen 164. Det er bemerket, at når hjulene slites har deres rotasjonshastighet en tendens til å være den samme. Igjen, det er åpenbart fra figur 5 at fremgangsmåten ifølge tidligere kjent teknikk kunne være meget vanskelig å utføre. Figur 5 viser at de periodiske trekkene ofte blir forsterket ved slitasjeprosessen, og denne karakteristikk er med fordel brukt, ifølge den foreliggende oppfinnelse, i de algoritmene som er beskrevet nedenfor for å bestemme hjul-hastigheten uten å identifisere tannrekkefrekvensene. Selv for det nykrone-spektrum som er vist på figur 5a, vil ikke-tannrekke harmoniske oppstå fra vekselvirkningen mellom tannrekke, ujevn piggfordeling og variasjon i piggenes geometri. Alle disse effektene hjelper i å bestemme hjul-hastigheten (og dermed slitasjen) ved å legge vekt på sett av harmoniske ifølge den foreliggende oppfinnelse.

Ved bestemmelse av pigghjul-hastighetene, tar man i betraktning det faktum at området for mulig krone-normalisert pigghjul-hastighet er kjent for normale boroperasjoner (med hjul som har korrekt funksjonerende lagre, men med en hvilken som helst slitasje-tilstand): Hjul-hastighetene er typisk mellom 0,9 og 1,8 ganger kronehastigheten. I tillegg benytter man i noen grad gjennomsnittet av resultatene for å sikre en gyldig beregning av T-verdi, spesielt når slitasjen går langsomt i forhold til den nødvendige behandlingstid. Dessuten skal flest mulig hjul identifiseres.

En teknikk ifølge den foreliggende oppfinnelse for å behandle data som styrker den periodiske natur av pigghjul-signaturer for å bestemme slitasjetilstanden er illustrert på figur 6 i form av et flytdiagram. Data blir behandlet med dataoppsamlings- og behandlingssystemet 88 (figur 2) eller 44 (figur 1). Dette systemet kunne være en vanlig datamaskin som er i stand til å utføre de oppdrag som er vist på flytdiagrammet. Effekt-spektra blir generert ved bruk av en hurtig fourier-transformasjon (FFT)-rutine (166, fra moment (TOR)- og vekt på kronene (WOB)-data (168) slampumpevirkningene blir kansellert ved å eliminere fra krone-spektrene frekvensen eller frekvensene til

de vibrasjoner som blir generert av pumpen. For det formål blir data som representerer rørtrykket (i rør 28 på figur 1) registrert (170), og effektspekteret blir beregnet ved å bruke en FFT (172). WOB- og TOR-spektrene blir normalisert til krone-rotasjonshastigheten (174) ved bruk av hastighetskalibrering (176). Det spektrum P som skal analyseres kan bestå av enten den individuelle TOR- eller WOB-kanal eller det kryss-spektrum som legger vekt på felles-trekk til begge signalene (178). For å utnytte den periodiske natur av hjul-signaturene for å identifisere hjul-hastigheten, skal fortrinnsvis en to-dels diagnostikk anvendes på det normaliserte spektrum:

(a) den sterkeste topp blir identifisert (180) innenfor det kjente hjulrotasjons-hastighetsområde (0,9 til 1,8 normalisert hertz). Den spektrale posisjon for denne toppen blir tatt som repetisjonsfrekvensen for en dominant hjulsignatur, og er derfor et direkte mål for hjul-rotasjonshastigheten. Når den sterkeste topp ikke kan identifiseres, blir imidlertid bare den følgende part (b) utført.

(b) for å måle de dominante harmoniske mellomrom i effektspekteret for å trekke ut periodisiteten som blir produsert av hjul-signaturene, blir en "effekt-cepstrum"-analyse anvendt på dataene. Et cepstrum blir generert ved å beregne logaritmen $Y(f)$ for effektspekteret $P(182)$ og ved å beregne (184) effektspekteret for $Y(f)$. Beregningen av cepstra er indikert i publikasjonen "Proceedings of Symposium Time Series Analysis", Wiley, sidene 209 til 243, 1963, av B. T. Bogert m.fl. Logaritmen har den effekt at den gjør cepstrum-utgangen mindre følsom for amplitudene til de forskjellige harmoniske. Denne effekten blir additiv i cepstret på grunn av den additive egenskap av logaritmen. Igjen er kunnskapen om normalisert hjul-hastighetsområde inkludert (186) ved å velge stillingen for toppen av maksimum amplitude bare innenfor området for invers hjulhastighet. Denne topp-posisjon er et estimat av de dominante harmoniske mellomrom i spekteret, og skulle således være et mål for hjul-hastighet.

De to hjulhastighets-estimatene blir så lagret (188). Det neste vibrasjonssignalet tilsvarende det neste data-oppsamlingsperiode blir så behandlet på samme måte for å generere suksessive

verdier tilsvarende en tidsperiode under hvilken slitasjetilstanden ikke er vesentlig endret. Gjennomsnittet av disse verdiene er så tatt for å generere en middelvei for hjulrotasjonshastigheten som blir sendt til overflaten i tilfelle en MVD-operasjon. Middelveien blir lagret eller vist ved overflaten for å kunne overvåke variasjonen av hjulrotasjonshastigheter under boreprosessen.

Todelt diagnostikken tillater et middel for datareduksjon der bare data hvor utgangene stemmer overens innenfor rimelige grenser blir akseptert. På denne måten blir seksjoner av data som ikke viser sterk harmonisk hjulrotasjonshastighet forkastet. I praksis ble det funnet at nesten alle de oppsamlede data kunne bli brukt i hjulrotasjons-hastighets-estimatet med bare minimal utjevning for å forkaste verdier med høye avvik fra middelveiene. Begge delene av diagnostikken ble derfor opprettholdt for å gi uavhengige hjulhastighets-estimer og mulighetene for å oppnå mer enn en hjulrotasjons-hastighet. Dette er illustrert på figurene 7a og 7b som viser cepstrene C utledet fra effektspektrene på figur 5. Cepstrene er gitt en funksjon av $1/f$, det inverse av den krone-normaliserte frekvens.

Figur 7a (tilsvarende slitasjetilstand T_0) viser to distinkte topper 190 og 192 innenfor hjulfrekvensområdet som tilsvarende de periodiske virkninger fra de to hjulene 2 og 3 som bidrar til spekteret på figur 5a. Figur 7b (tilsvarende slitasjetilstand T_7) viser bare en dominant topp 194 tilsvarende en periodisitet på spekteret på figur 6b. Denne situasjonen har lett for å oppstå når bare ett hjul (hjul 1) gir et sterkt periodisk bidrag under data-oppsamlingen eller hvor alle hjulrotasjonshastighetene er like.

Den dominante topp 192 på figur 7a er fra hjul 2, og er ikke fra hjul 3 som genererer den sterkeste topp i hjulhastighetsområdet på figur 5a, siden hjul 1 genererer den sterkeste harmoniske effekt, spektrum, og cepstrum-resultatene gir derfor hjulrotasjonshastigheter fra forskjellige hjul i dette tilfellet.

Diagnostikk-utgangene for disse dataene kan bli oppsummert som følger, og siden dataene blir oppnådd på laboratorie-

boremaskinen på figur 2, kan de bli sammenlignet med virkelige hjulhastigheter som målt ved bruk av nærhetstransduserne 104.

- For slitasjetilstand T0

Spektrumsdiagnostikk (figur 5a) = 1,23

Cepstrum-diagnostikk (figur 7a) = 0,98

Virkelige hjulhastigheter = 0,98, 1,21, 1,09.

- For slitasjetilstand T7

Spektrum-diagnostikk (figur 5b) = 1,58

Cepstrum-diagnostikk (figur 7b) = 1,64

Virkelige hjulhastigheter = 1,57, 1,43, 1,54.

For den nye kronen (T0) detekterer de to diagnostikkene forskjellige hjul, som vist tidligere. I tilfellet med den slitte borkronen, stemmer de to diagnostikkene overens innenfor en spektral oppløsning på 0,0625 normalisert Hz. I begge tilfellene stemmer de to diagnostikk-utgangene med en eller flere hjulhastigheter, og hjulhastighets-økningen på omkring 40 % mellom de to slitasje-grensene er lett detektert.

Cepstrum-teknikken er på ingen måte den eneste muligheten for å oppnå hjulhastighets-informasjon fra spektralestimatet. En hvilken som helst annen fremgangsmåte som er følsom for det globale spektral-bidrag av spesielle hjul, og som måler den dominante periodisitet i spekteret, kan bli brukt.

En slik teknikk er å ikke bare normalisere spekteret til krone-rotasjonstakten, men også å oppnå versjoner av det opprinnelige spektrum som er normalisert til heltalls multipler av krone-rotasjonen. Dette krever bare kompresjon av frekvensaksen med heltallsverdier (1, 2, 3 o.s.v.) og de komprimerte spektra blir så multiplisert sammen. For et kontinuerlig krone-normalisert spektrum hvor $P(w)$, kan det forsterkede spektrum $E(w)$ bli uttrykt matematisk som: $E(w) = \text{produktet av } P(kw)$, fra $k = 1$ til $k = K$, hvor K er antallet komprimerte spektra multiplisert sammen.

Harmoniske av den fundamentale hjulfrekvens passer sammen for å forsterke den fundamentale topp. Dette er vist på figur 8 for det opprinnelige ($K = 1$) spektrum, oppnådd fra en slitt krone (figur 8a) og det harmonisk forsterkede spektrum $E(w)$ ($K=4$) vist på figur 8b. Topper som ikke er harmonisk beslektet forsterkes ikke konstruktivt, og resultatet er en klar forbedring

i signal/støy-forholdet for den harmonisk beslektede komponent. Denne forsterkningsteknikk er for eksempel beskrevet i publikasjonen "Proc. Symp. Computer Processing in Communications", sidene 779 til 798, april 1969. Denne teknikken kan ha regnemessige fordeler over cepstrum-teknikken, spesielt hvis "K", den interessante harmoniske orden, er liten. I flytdiagrammet på figur 6, hvor denne teknikken er brukt, er cepstrum-bestemmelsen indikert ved henvisningene 182 og 184 erstattet med beregningen av det forsterkede spektrum $E(w)$. Toppen med maksimum-amplitude (henvisning 186) er så valgt innenfor området av mulige hjulrotasjonshastigheter, og gjennomsnittet er tatt (over omkring 20 dataprøver).

Med diskrete spektra, er det åpenbart ikke lenger noen en til en sammenheng i antallet punkter pr. frekvensenhet mellom de komprimerte spektra (siden frekvensaksen er komprimert ved en faktor på 2, 3, ..., k, ...K). Det er derfor nødvendig å rette dette før man multipliserer enten ved å summere opp de nødvendige antall punkter i de komprimerte spektra, eller ved å interpolere i de mindre komprimerte versjoner.

Den optimale behandlingsteknikk som skal brukes for å forsterke den periodiske informasjon i spekteret avhenger i stor grad av typen av feltdata og tilgjengelig behandlingsutstyr.

Figur 9 viser virkelig hjul-hastighet som en funksjon av slitasjetilstand T for de tre pigghjulene i en trehjuls-borkrone. De virkelige hjulhastigheter blir målt ved hjelp av nærhetsdetektorer i laboratorie-bormaskinen. Dette tallet viser klart at hjulhastigheten øker jevnt når hjulene slites fra T0 til T8. Denne variasjonen i hjulhastighetene gir derfor en indikasjon av slitasjetilstanden for borkronen.

De eksperimentelle data som er gitt tidligere angår WOB-målinger. Oppfinnelsen gjelder imidlertid også TOR-målinger. Fremgangsmåten som er beskrevet ovenfor gjør bruk av fouriertransformasjoner for å oppnå frekvens-spektra. Andre metoder kunne imidlertid også bli brukt for dette formål, for eksempel metoden som er kjent som "Maksimum entropi spektral-estimering".

P a t e n t k r a v

1. Fremgangsmåte for å bestemme slitasjetilstand for en flerhjuls borkrone festet til den nedre ende av en borestreng for å bore et hull i jorden, ifølge hvilken vibrasjoner generert av den arbeidende borkrone blir detektert og omformet til et tids-oscillerende signal fra hvilket et frekvensspektrum blir utledet, k a r a k t e r i s e r t v e d at man trekker ut periodisiteten av frekvensspekteret, og fra periodisiteten bestemme rotasjonshastigheten av minst ett hjul og utleder slitasjetilstanden fra borkronen fra den nevnte hjulhastighet.
2. Fremgangsmåte ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t v e d at den videre omfatter det trinn at man normaliserer frekvensspekteret i forhold til krone-rotasjonshastigheten.
3. Fremgangsmåte ifølge krav 1 eller krav 2, k a r a k t e r i s e r t v e d at det nevnte oscillerende signal representerer variasjonen i amplitude av den vertikale eller torsjonale kraft som påtrykkes borkronen.
4. Fremgangsmåte ifølge krav 3, k a r a k t e r i s e r t v e d at den videre omfatter trinn for å føle variasjonen i de vertikale og torsjonale krefter som påtrykkes borkronen for å produsere to oscillerende signaler og generere frekvens-spektra for de to signalene og å kombinere spektrene slik at man produserer et kryss-spektrum.
5. Fremgangsmåte ifølge ett av kravene 1 til 4, k a r a k t e r i s e r t v e d at det videre omfatter det trinn at man fjerner fra frekvensspekteret frekvensen eller frekvensene som genereres av pumpen som pumper boreslam inn i borestrengen.
6. Fremgangsmåte ifølge krav 5, k a r a k t e r i s e r t v e d at variasjoner i boreslamtrykket blir detektert og omformet til et trykksignal fra hvilket

et frekvensspektrum blir utledet, der frekvensen eller frekvensene generert av pumpen blir identifisert, og frekvensspekteret av det oscillerende vibrasjons-signal blir filtrert for å fjerne de nevnte frekvenser.

7. Fremgangsmåte ifølge ett av kravene 1 til 6, karakterisert ved at frekvensspekteret er effekt-spekteret.

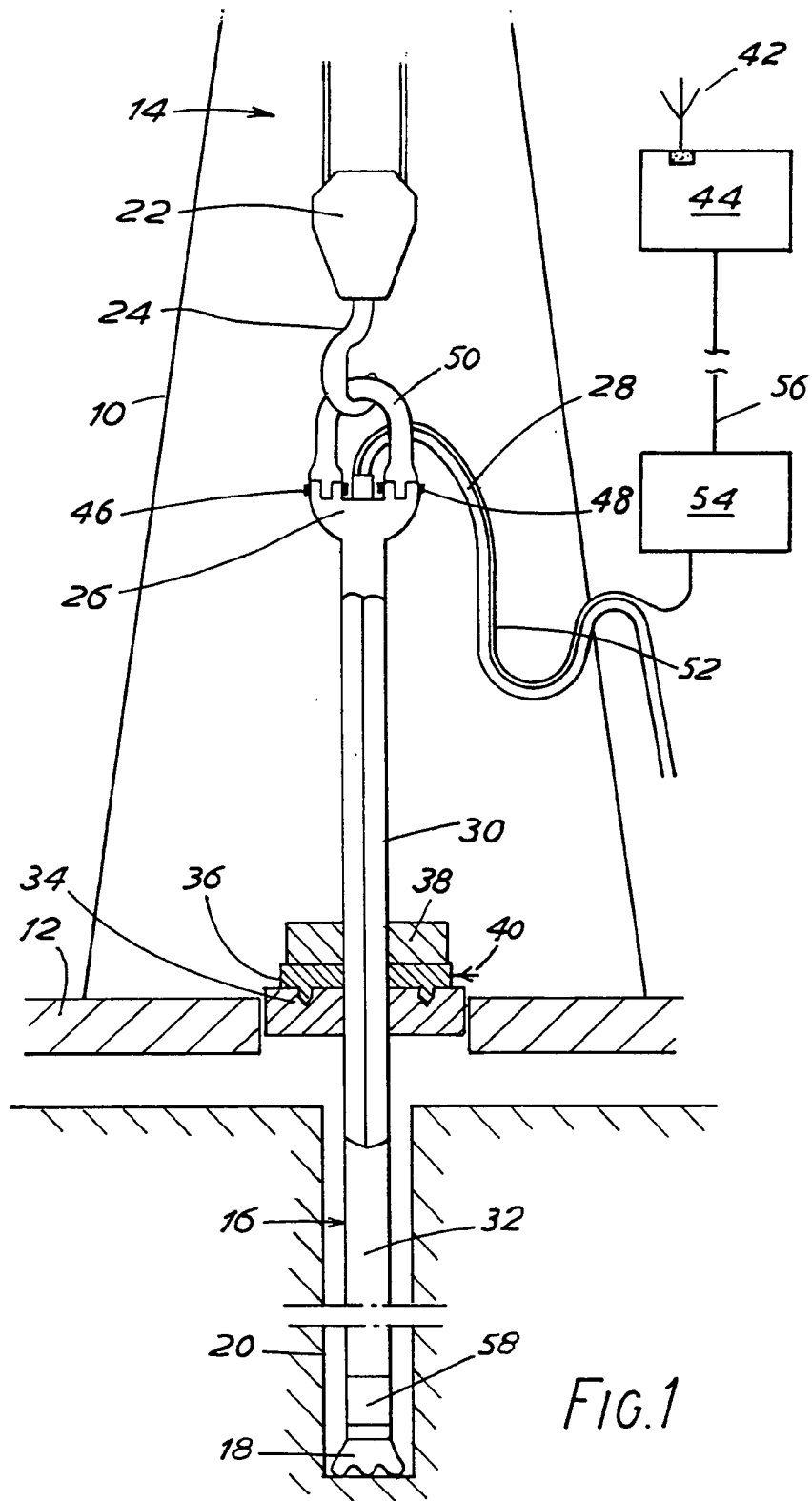
8. Fremgangsmåte ifølge ett av kravene 2 til 7, karakterisert ved at det videre omfatter trinn for å bestemme området for mulige hjul-rotasjonshastigheter i forhold til krone-rotasjonshastigheten, identifisering av toppen med høyest amplitude i frekvensspekteret innenfor nevnte område, og bestemmelse av hjul-rotasjonshastigheten fra den nevnte topp-posisjon i spekteret.

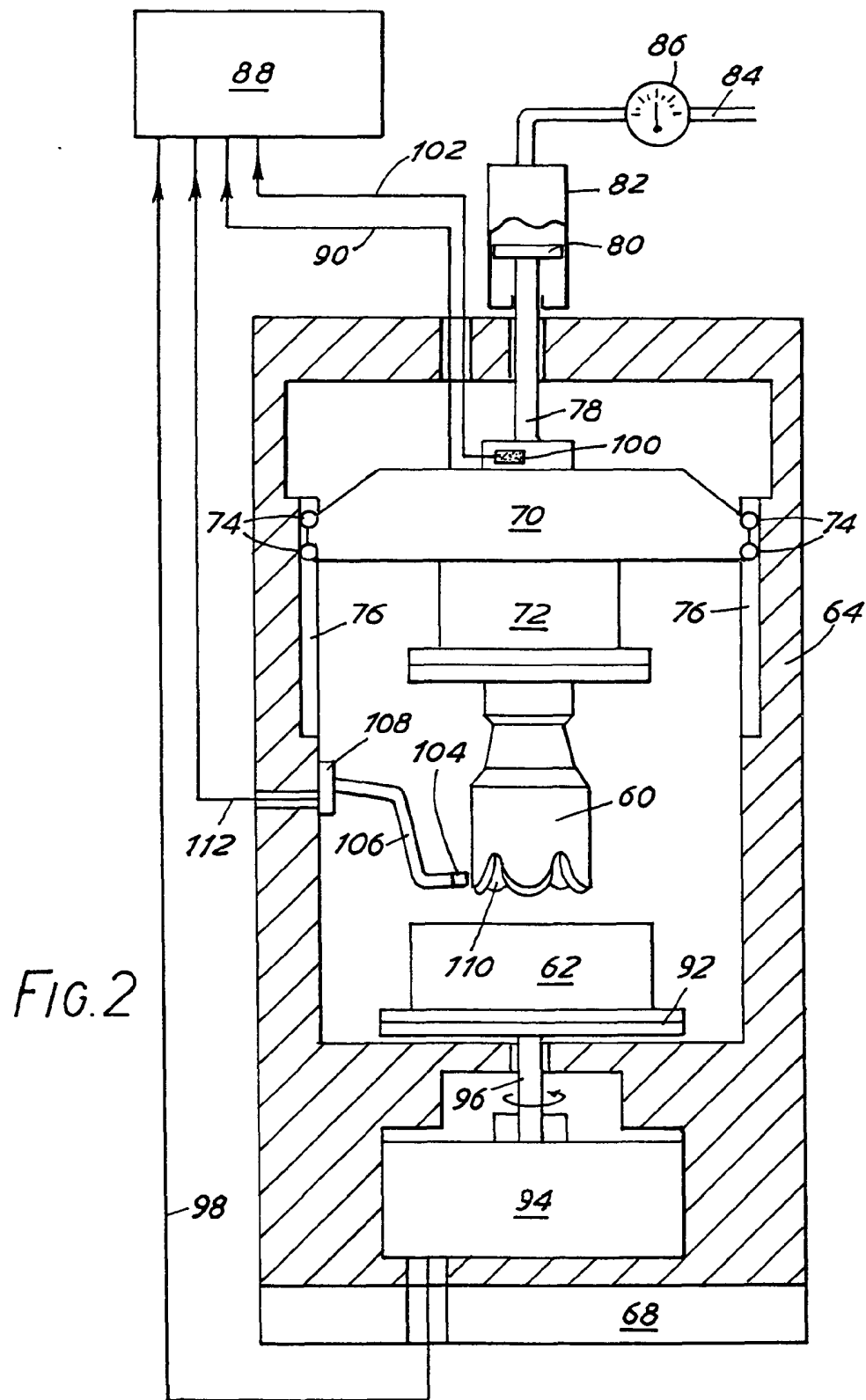
9. Fremgangsmåte ifølge ett av kravene 2 til 7, karakterisert ved at det videre omfatter trinn for å gi prominens til et sett harmoniske i frekvensspekteret ved å bestemme fundamentalfrekvensen i settet av harmoniske og ved å utlede hjul-rotasjonshastigheten fra den nevnte fundamentalfrekvens.

10. Fremgangsmåte ifølge krav 9, karakterisert ved at et cepstrum av frekvensspekteret blir beregnet, at toppen med maksimum amplitude blir utvalgt fra cepsteret og hjulrotasjonshastigheten blir utledet fra posisjonen fra den nevnte topp i cepsteret.

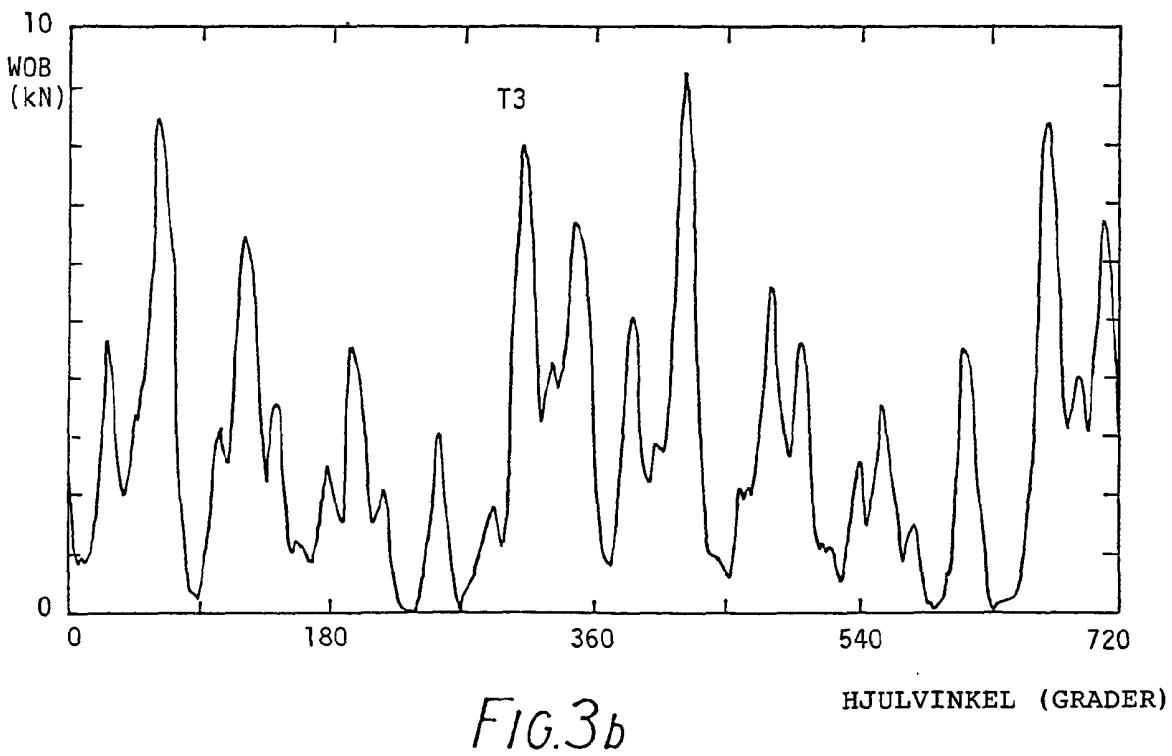
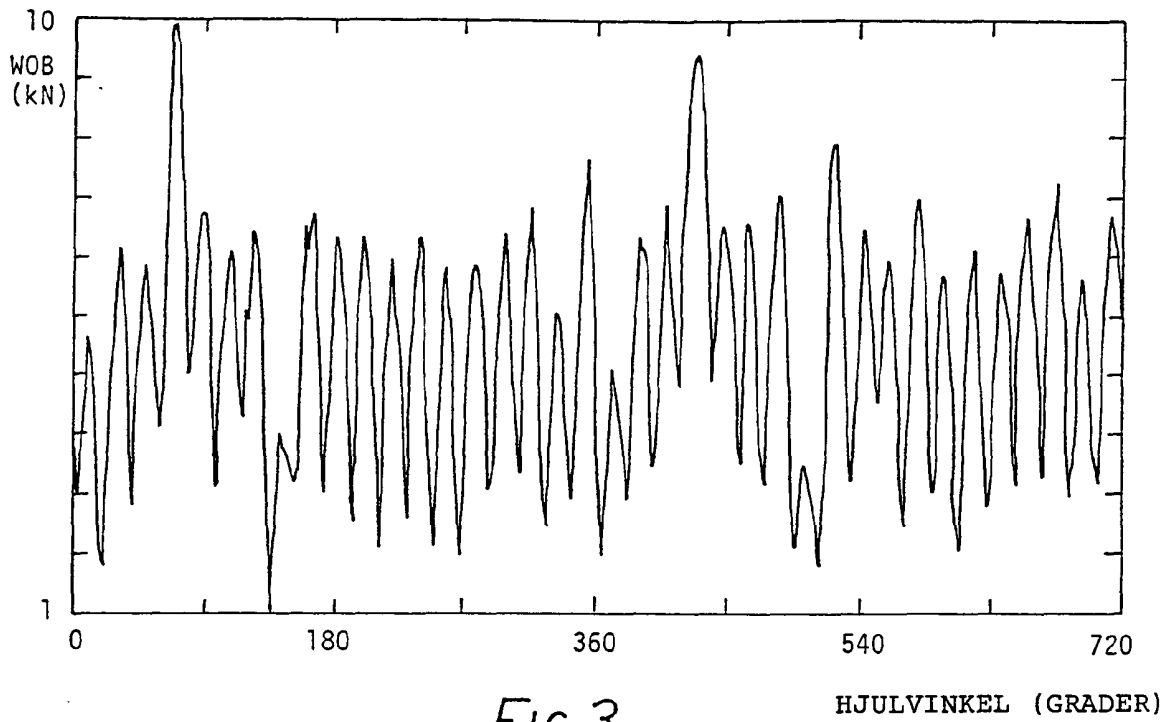
11. Fremgangsmåte ifølge krav 9, karakterisert ved at komprimerte spektra blir oppnådd ved å komprimere frekvensaksen i frekvensspekteret ved heltallverdier, ved å multiplisere de komprimerte spektra sammen for å oppnå et harmonisk forsterket spektrum, ved å bestemme den fundamentale frekvens i det nevnte harmonisk forsterkede spektrum og ved å utlede hjulrotasjonshastigheten fra den nevnte fundamentale frekvens.

12. Fremgangsmåte ifølge krav 8 og ifølge krav 9 - 11,
k a r a k t e r i s e r t v e d at den videre omfatter
trinnene og sammenligne verdiene av hjul-rotasjons-hastigheter
bestemt i henhold til krav 8 og i henhold til ett av kravene 9
til 11.





171741



171741

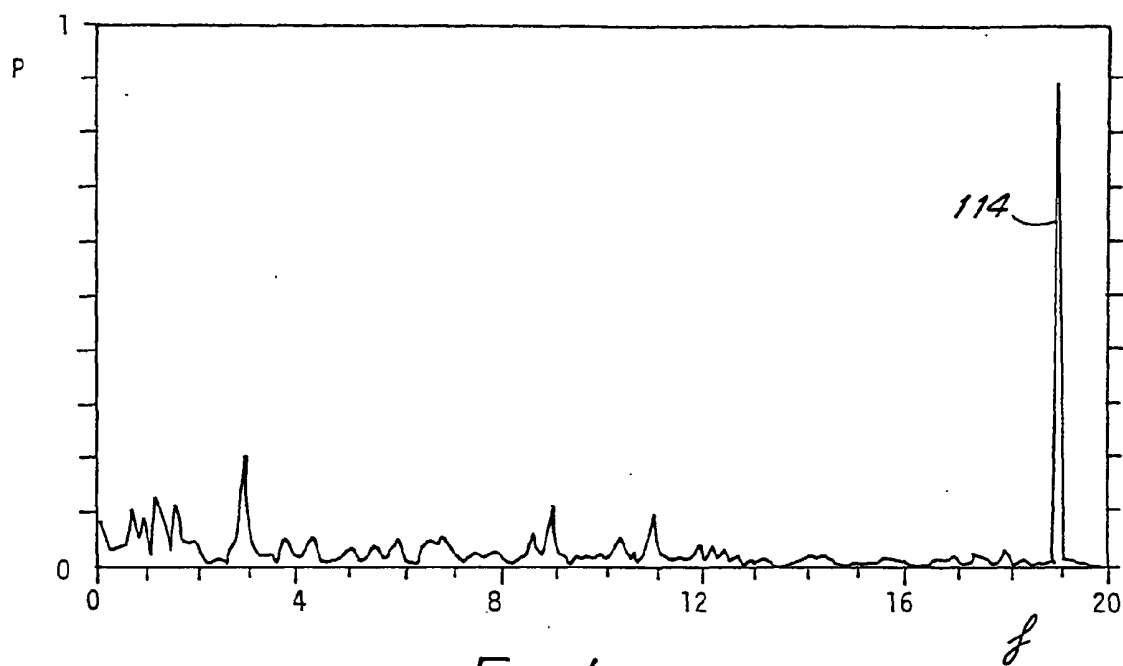


FIG. 4a

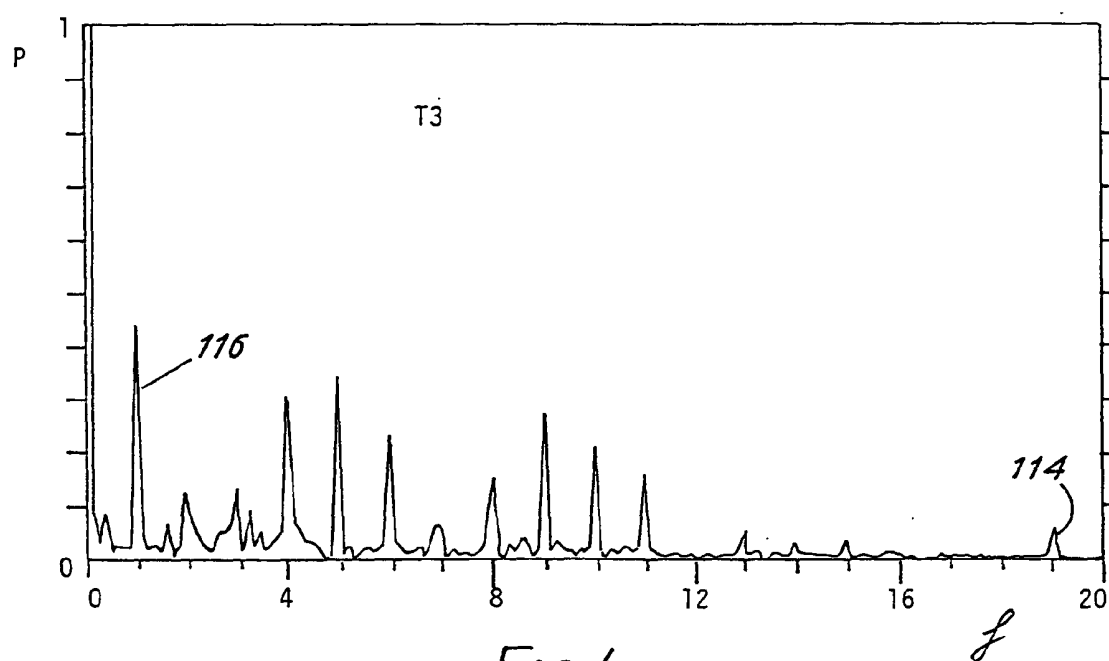


FIG. 4b

171741

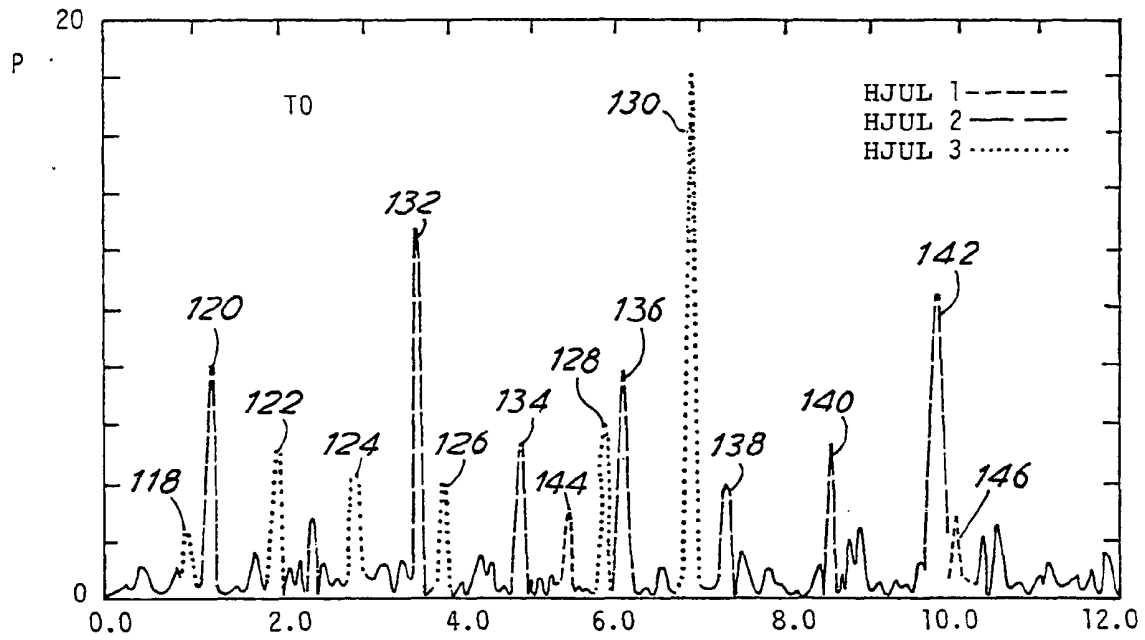


FIG.5a

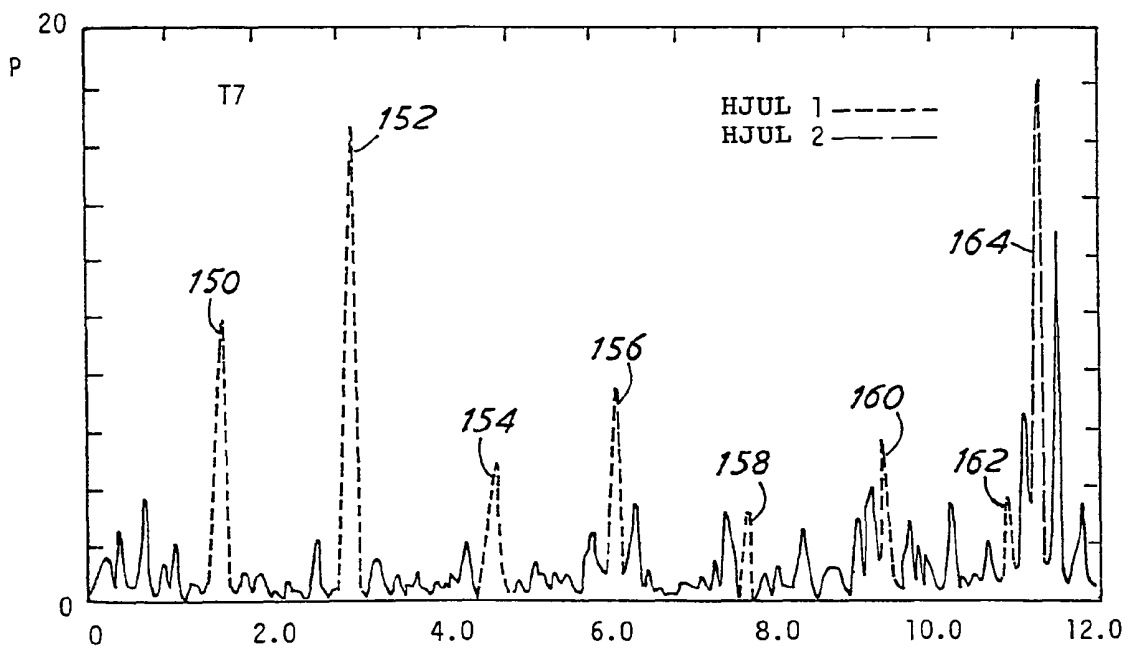


FIG.5b

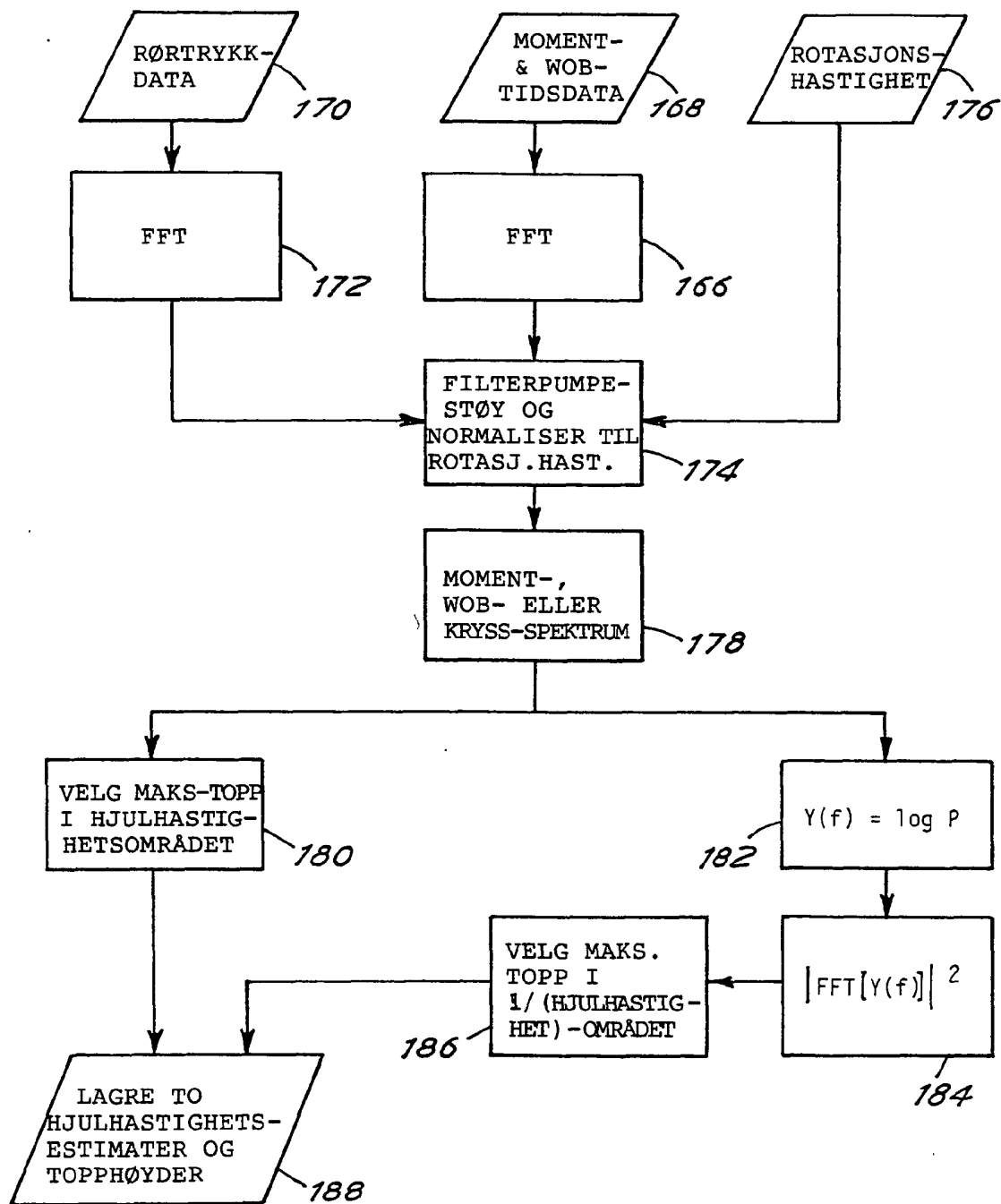


FIG.6

171741

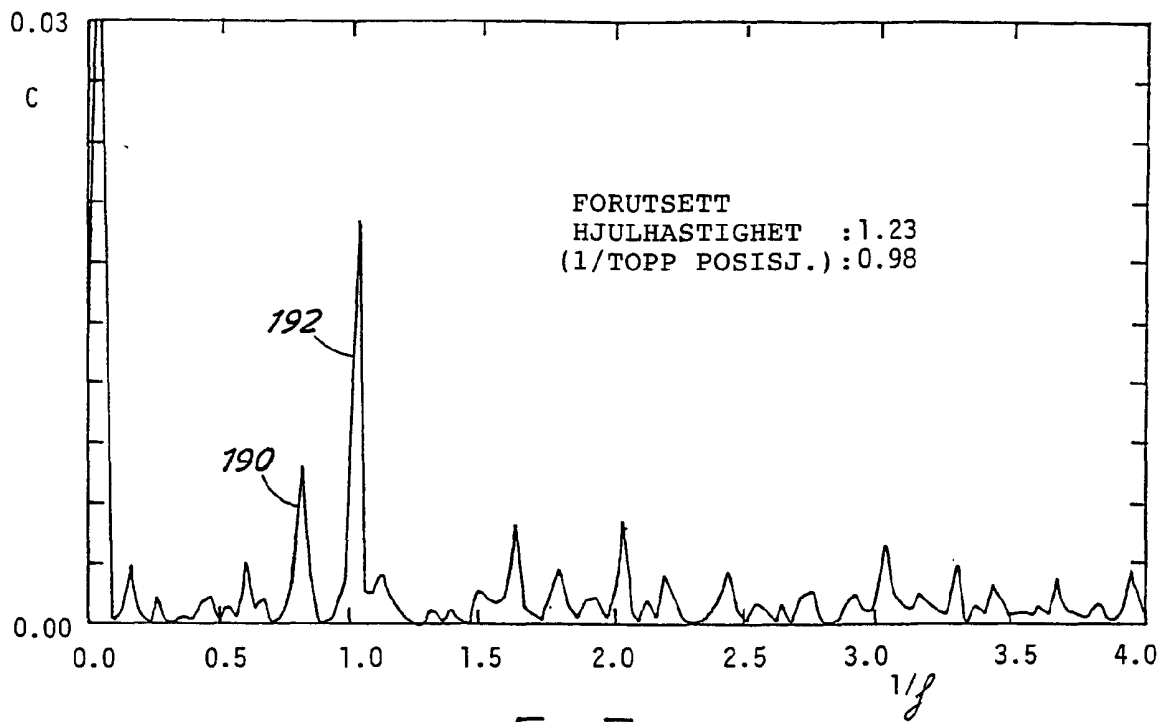


FIG. 7a

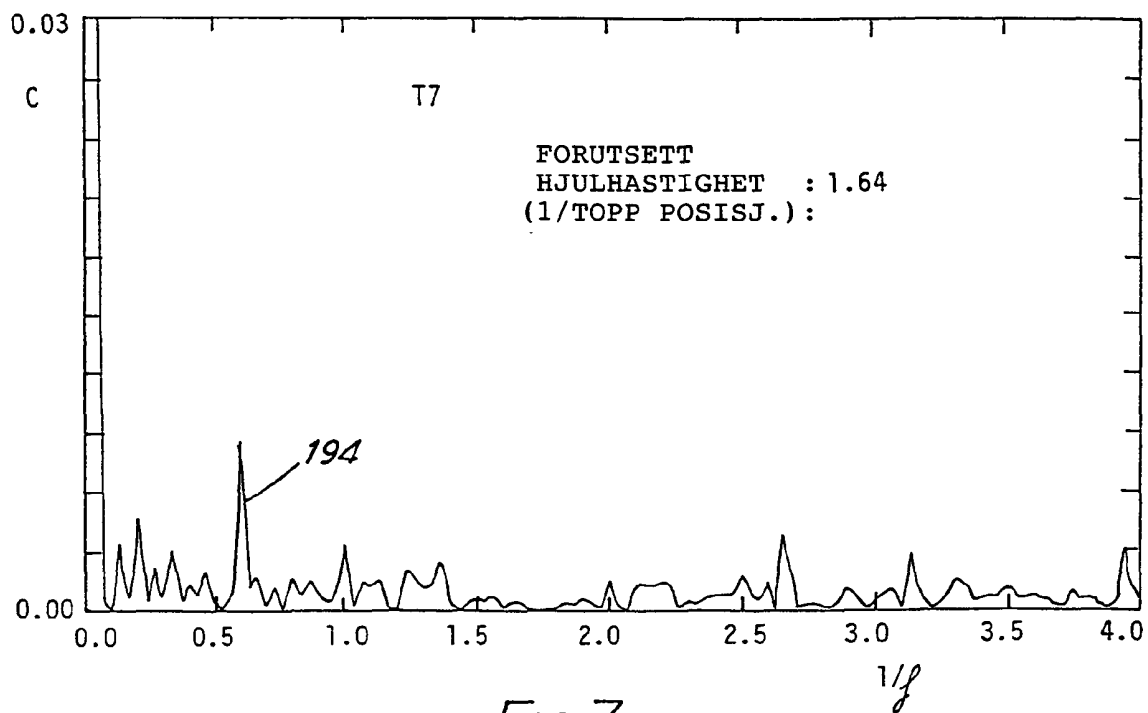


FIG. 7b

171741

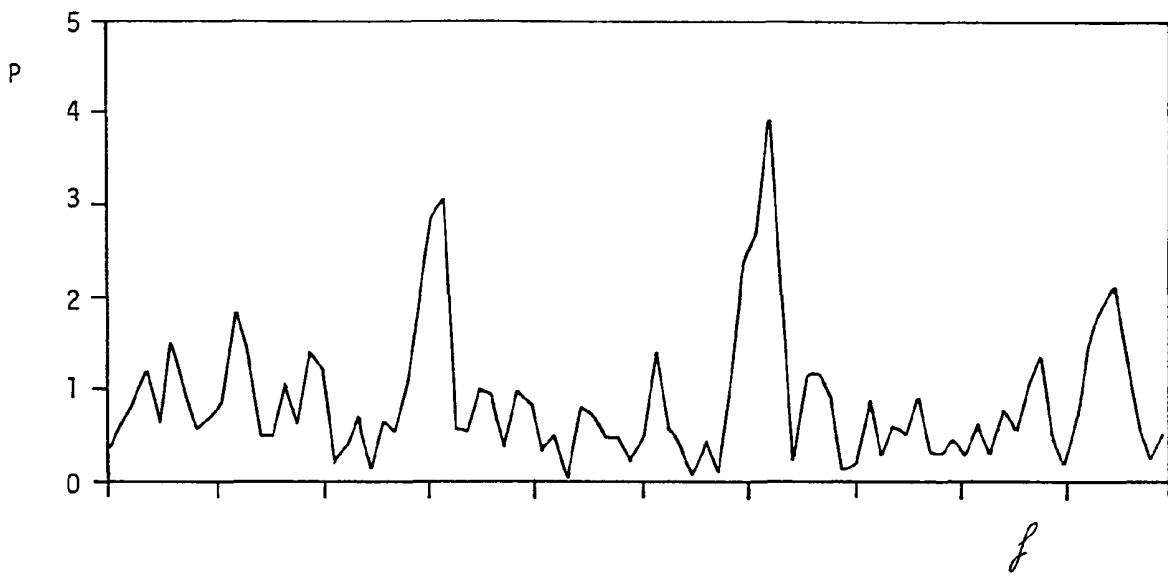


FIG. 8a

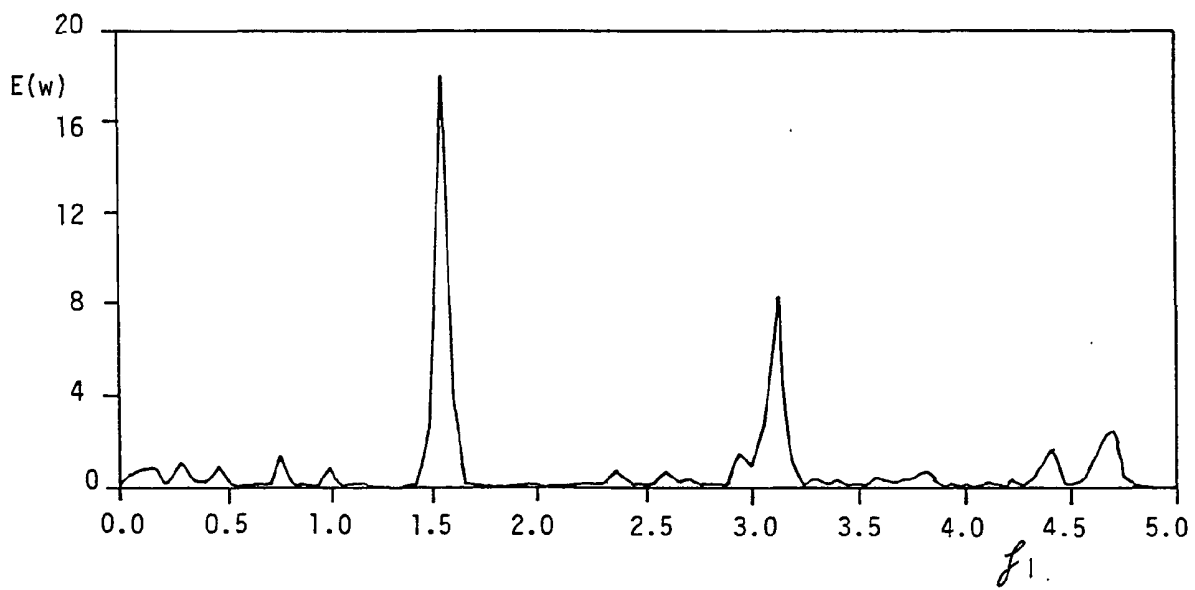


FIG. 8b

171741

