

Kontrol og opretning af koblinger offshore

45720



Indholdsfortegnelse

Indholdsfortegnelse.....	2
Vedligehold af maskiner	3
Opretning af maskinanlæg.....	8
Tilstandsmåling	22
Afbalancering	26

Vedligehold af maskiner

Moderne maskiner arbejder i dag ved høje omløbstal og ofte i kontinuerlig drift. Dette sammenholdt med en drastisk designmæssig reduktion af de anvendte materialer i maskinens konstruktion har medført betydelige krav til opretnings- nøjagtigheden af hensyn til levetiden for lejer, akseltætninger, koblinger og maskindele.

Der bør ikke være nogen tvivl om at en perfekt opretning, forøger levetiden for vitale dele i anlægget og reducere de vibrationer, der altid er tilstede.

Undersøgelser har vist, at opretningsfejl forårsager mere end 50 % af de fejl, der opstår ved koblede maskiner.

Der er muligt at afhjælpe disse forhold ved en hensigtsmæssig opretning af anlægget.

Det værktøj der i dag er det mest nøjagtige til opretning af koblede maskiner, er det laser og computerbaserede udstyr.

Ved brug af dette værktøj opnås udover en væsentlig besparelse i tidsforbrug, en kvalitetsmæssig opretning, der langt overgår de traditionelle anvendte metoder.

Motorer skal altid rettes nøjagtigt op, og i særlig høj grad gælder dette ved direkte koblinger. Det er en udbredt misforståelse at fleksible koblinger ikke stiller særlige krav til opretningsnøjagtigheden.

Ved overføring af store effekter "låses" den fleksible kobling og bliver lige så stiv som en fikseret kobling.

En dårlig opretning forårsager lejefejl, vibrationer, forøget energiforbrug og i værste fald brud på akseltappen.

Så snart man opdager lejefejl eller vibrationer, skal opretningen kontrolleres.

Optimal drift - hvordan

Tag hensyn til at fremme selve levetiden på maskinelementer, det klares først ved at anvende flexible koblinger og derefter rafinerede værktøjer til analyse og opretning.

Koblinger skal kunne få sine sliddele udskiftet uden at dit udstyr skal flyttes. Dermed menes at man ikke skal til at genjusterer nav på akslerne og genopretning af udstyret skal heller ikke være nødvendig såfremt man "bare" skal have skiftet tætning eller et leje.

Flexible koblinger

En kobling skal kunne klare de 2 maskiners relative dynamiske forskydning i alle 3 rum koordinater og derudover have en stor ekstra-kapacitet for under drift at give en minimal reaktions kraft fra sig til det roterende udstyr.

Kan koblingen flex tvistes under dynamisk vridning tillægges den 4. dimension og den spare slag og spidsbelastning på dit udstyr.

Husk derfor at benytte koblinger som kan vrides (elastisk-snoning = torsionsvridning), det giver nemlig bløde start og chok og generelt vil vibrationer og pulser ikke forplantes i og mellem maskinerne.

Test din kobling:

En enkel test koblingstest klares simpelt ved at tage koblingen i hånden vælg en størrelse som er beregnet til en drift på 100-130 Nm. eller ca. det samme som 15 – 20kW ved 1500 O/min.

Du skal nu med dine 2 hænder kunne parallelforskyde din koblingen ca. ½ - 1,5 mm., og give en vinkeltwist på 2-4 grader, og du skal også kunne sammenpresse eller trække koblingen aksialt min. et par millimeter.

Kan du ikke det er det ensbetydende med at du får alt for store reaktions kraft i dit udstyr under drift.

Vinkelforskydning, vinklen mellem de 2 aksler bør være 180 grader, men er det normalt ikke.

Ovenstående test på 2-4 grader er altid let at klare, men tænk på at under drift vil din kobling være udsat for komprimering og derfor kan den være svært at vinkel flekse faktisk sker dette ofte bare som en friktionsgnidning mellem støbejern og hårdt gummi (kræver energi).

Hyppige årsager til slidtage

- 1) Vibrationer fra akselkoblinger eller slidt udstyr forårsager altid et stort slidtage på de mekaniske tætninger.
Husk derfor at afbalancere koblingen eller køb en der er produceret til gode klasser som f.eks. ISO G = 6,3.
- 2) Reaktionskraften fra en kobling er faktisk utroligt stor prøv selv at bøje en $\varnothing 20$ aksel bare 2/10 dele ned, og tænk så på at denne kraft og udbøjning sker 2 gange for hver omdrejning.
Det medfører dårligt leje liv, høje driftstemperaturer som igen giver dårlige smøre forhold og også store vibrationer og støj.
- 3) Kraftbesparelser kan faktisk opnås med helt op til 15% på en god laseropretning men set med realistiske øjne regn 3% til 10%.
- 4) Torsions fleksibilitet giver en roligere drift og støddæmpning, en urolig ”gang” i en maskine viderebringes ikke til den anden.

Termisk ekspansion:

Er den målte ændring i akslens centerlinie afstand til fundament fra kold til varm driftstilstand.

En maskine som er 100mm. høj fra fod til centerlinie, vokser $0,012\text{mm}/+10^\circ \text{C}$.

Værktøjer

En lejeanalyse system er nødvendig for check af lejer og system, og man forbedrer driften ved brug af et Laser Instrument

Opretningsfejl findes også let med et laser termometer spotmeter

Opretningsfejl

Klo type koblinger kan ikke kompensere for fejlrepareringer, det er kun dæks type koblinger i polyurethan som klarer så store forskydninger.

Derfor listes her de almindeligste fejl som skyldes fejlreparering el. dårlig koblingskompensation, alle må undgås for optimal drift :

1. Akselkoblingslidtage / gnidning.
2. Dårligt koblingsdesign & vægt.
3. Lejeslidtage & Havarier.
4. Aksel udmatning.
5. Metode og/eller fejl i beregning.
6. Akselbøjning og for lille diameter.
7. Akseltætningslækage.
8. Ikke egnet tætningsprincip.
9. Lækage af smøremiddel.
10. Gearslidtage & interne brud.
11. Fundament skader.
12. Gab mellem fundament og maskine også kaldet en "Løs Fod".
13. Opretning i kun kold tilstand, - så tag forbehold for termisk ekspansion i udstyret.
14. For høje ankerbolte m.m.
15. For svagt fundament design.
16. Dårligt udført opretnings arbejde.

Opretningstolerancer:

Tolerancerne som i dag benyttes er oftest: "dem vi altid har benyttet". Men opretningstolerancer skal tage hensyn til de kræfter som den udvalgte kobling giver, og her er det ekstremt vigtigt ikke at benytte producentens maksimale opgivelser, hvilket i øvrigt for de fleste "elastiske" klokoblinger "underligt" nok altid kun er opgivet til 0,1 mm.

Vigtigst:

Tænk på at et forholdsvis hårdt og kompakt elastisk element der komprimeres til maksimal grænse giver utrolig radial kraft fra sig, som under drift giver meget store og ødelæggende amplitude spændinger.

Andre vigtige faktorer er:

- Udstyr og koblingsdesign,
- Afstand til radial lejer,
- Afstand mellem koblingsnav,
- Afstand mellem akseltappe,
- Termiske ændring i opretningen osv.
- Tolerancerne er indbygget i koblinger

Parallelforskydning:

Husk at ikke mange koblinger klarer parallelforskydning og derfor skal disse tolerancer oftest være bedre end vinkelforskydningens. Mange tager fejl heri, parallelfejl er værst netop fordi koblingerne ikke kan klare disse særligt godt.

Opretning af maskinanlæg.

Kraftoverførsel via en kobling mellem to maskiner kræver kendskab til flere faktorer for anlægget.

Udover koblingens korrekte dimensionering og anvendelsesområde, stilles der krav til opretningen af akslernes centerlinier på de to anlæg der skal arbejde sammen.

Selv ved flexible koblinger er der erfaringsmæssigt store fordele ved en så nøjagtig opretning som muligt.

Den flexible kobling er i sig selv konstruktionsmæssigt designet til kraftoverførsel ved visse skævheder i opretningen, men dette sker ofte på bekostning af et øget vibrationsniveau eller destruktive belastninger af lejerne, akseltætninger og andre maskinelementer i anlægget.

Undersøgelser har vist, at over 50% af de fejl der opstår i koblede anlæg, kan tilbageføres til forkert eller uhensigtsmæssig opretning.

Denne høje fejlprocent er i sig selv tankevækkende.

Der investeres millionbeløb i anlæg og produktionsudstyr, hvorimod en seriøs opretning har lav prioritet. Dette skyldes ukendskab til emnet, utilstrækkelig uddannelse af personale og fejlagtig anvendelse af måleudstyr.

Mange anlæg er konstruktionsmæssigt født med et dårligt fundament, hvilket kommer til udtryk i manglende stivhed overfor de kraftpåvirkninger, der opstår under drift. Resultatet ses ofte som slitage og ødelæggelse af koblingsdele og lejer.

Med en rimelig viden om opretning, kendskab til anlæggets fysiske opførsel under drift og et pålideligt måleværktøj, vil der kunne spares betydelige beløb på vedligeholdelseskontoen.

Dette kommer til udtryk ved forøget tilgængelighed og driftssikkerhed for anlægget, samt levetidsforlængelse af vitale dele.

Opretning af maskiner

Der er i tidens løb brugt mange forskellige udtryk om opretning af maskiner.

Det engelske ord "Shaft Alignment" betyder på dansk:

At bringe to aksler på samme centerlinie.

I det efterfølgende vil vi bruge ordet opretning.

Den mest almindelige målemetode er anvendelse af måleure.

Her bruges ord som:

Parallel forskydning og vinkelafvigelse, gab, radial og aksial måling.

Her vil vi bruge parallel forskydning og vinkelafvigelse.

Ved parallelforskydning forstås en ren parallelforskydning af akslernes centerlinier i forhold til hinanden, målt hhv. horisontalt og vertikalt.

De målte værdier er som regel relateret til koblingen.

Ved koblingen angives også den vinkel de to akslers centerlinier danner med hinanden, dog udtrykt som et tal i 1/100 mm.

Det der måles er udtryk for hvor meget koblingen åbner eller gaber hhv. i horisontal- og i vertikalplan.

De målte koblingsværdier sammenholdt med koblingstolerancerne er et mål for opretningskvaliteten.

Oplysninger om koblingstype samt omdrejningstal er vigtige oplysninger for fastlæggelse af koblingstolerancerne.

Den målemetode der langt overgår måleure, søgerblade m.m. i målenøjagtighed og tidsbesparelse er et laseropretningsudstyr.

Montering.

Koblingshalvparterne skal monteres korrekt og oprettes nøjagtig før opstart.

Ved montagen skal man være opmærksom på, at længdemålet overholdes, som anført under de enkelte koblingers dimensioner, for at sikre koblingens aksielle bevægelsesmulighed.

Opretningen kan foretages ved hjælp af en skydelære og en stållineal placeret på koblingens udvendige diameter.

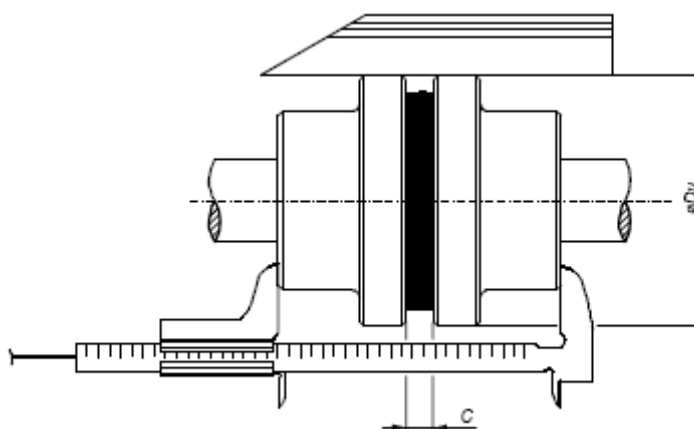


Fig. 1

Tolerancegraden for koblinger henvises til kataloger.

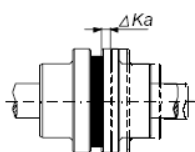
Opretningen foretages i to planer, med en indbyrdes drejning på 90°.

Koblingerne kan udligne enten en radial- eller en vinkelforskydning.

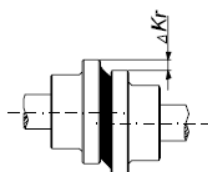
De tilladelige forskydninger og vejledende værdier for omdrejninger og driftsfaktorer findes ligeledes i kataloger. Højere omdrejningstal og en mindre driftsfaktor kræver en bedre opretning.

En omhyggelig og nøjagtig opretning vil altid forøge koblingens levetid.

Axial misalignment



Radial misalignment



Angular misalignment

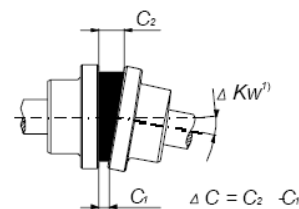


Fig. 2

Retteskinnen er god til bestemmelse af det parallelle spillerum, såfremt koblingsflangerne har samme diameter.

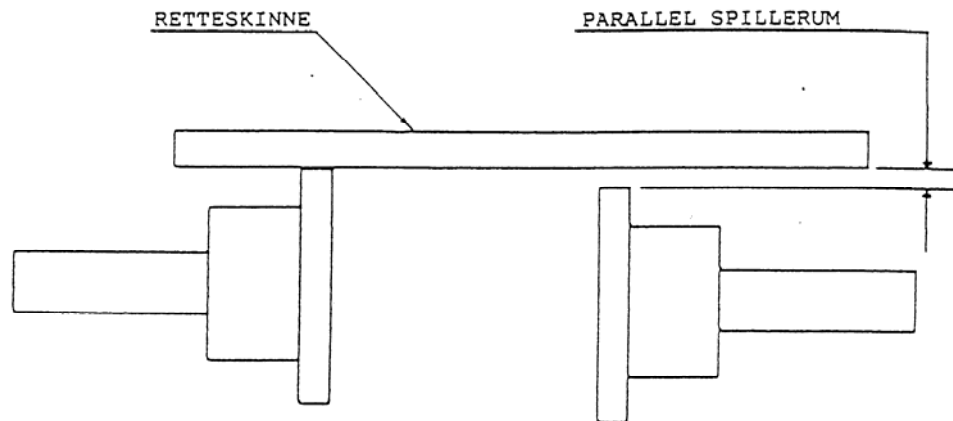


Fig. 3

Hvis akslerne har samme diameter kan retteskinnen anvendes før montage af koblingsflangerne.

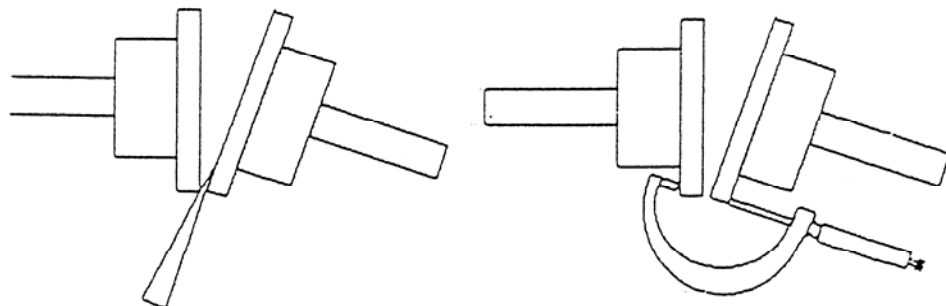


Fig. 4

Hvis flangerne er tæt sammen kan man anvende et søgerblad eller en mikrometerskrue (evt. en skydelære).

Ved stor afstand mellem flangerne kan man anvende indvendige mikrometerspærmål eller almindelig spærmål og mikrometerskrue.

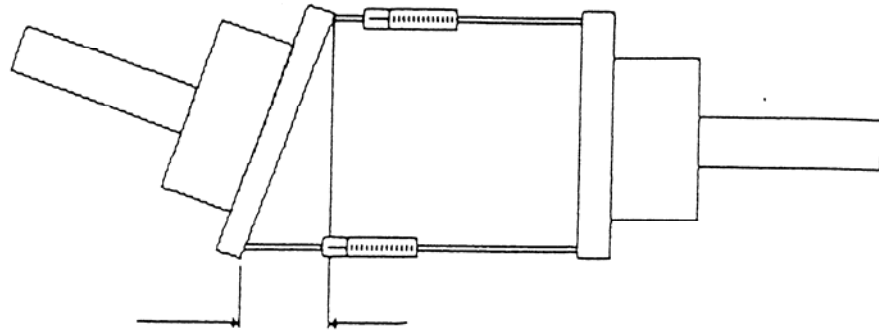


Fig. 5

Hvis flangerne er tæt sammen kan man måle på bagsiden med et måleur

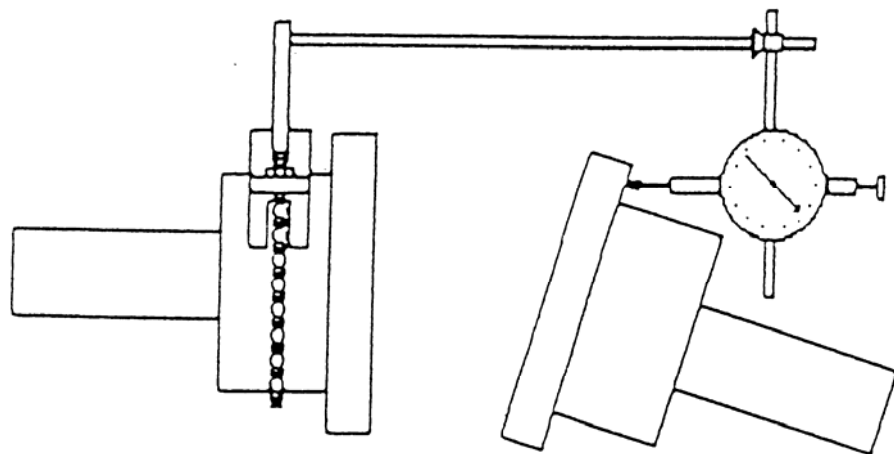


Fig. 6

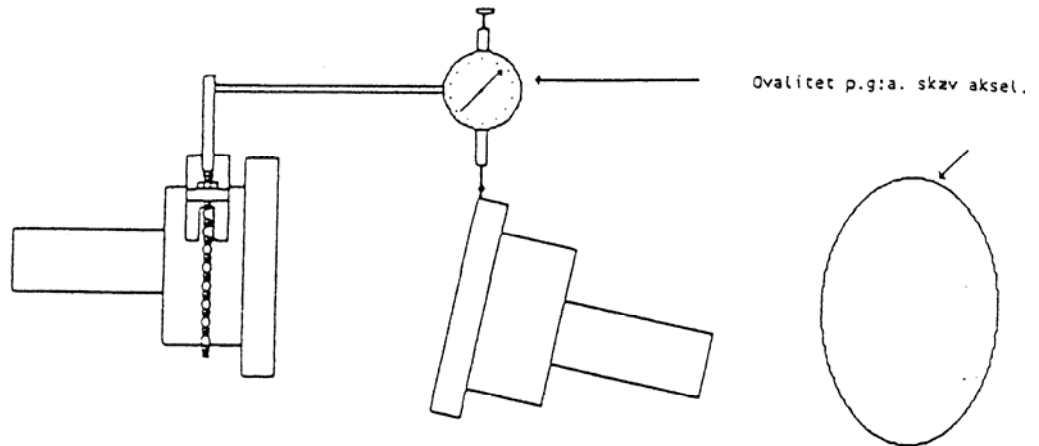


Fig. 7

Kontrol af flangers rundhed.

Ved fejlmåling kontrolleres om det er flangerne eller aksler der ikke løber.

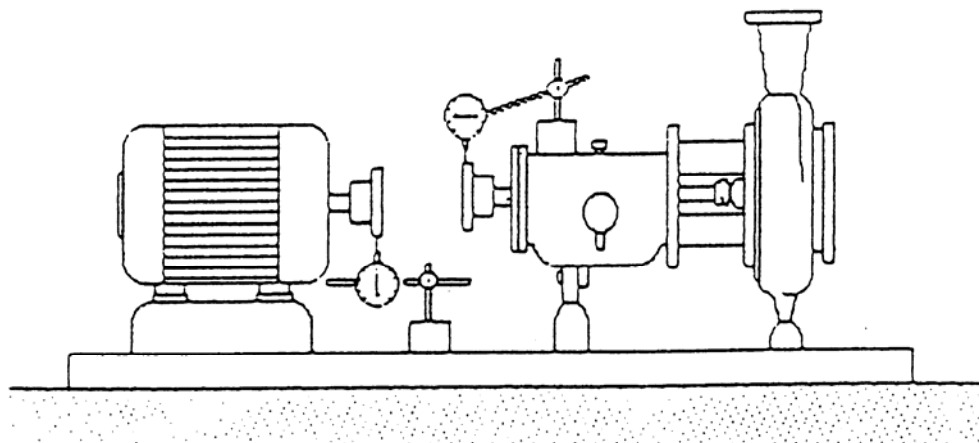


Fig. 8

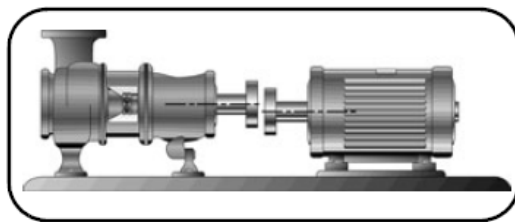
Laser opretning

Korrekt opretning af maskinaksler er meget vigtig for at undgå lejevavarier, materialetræthed i akslen, tætningsproblemer og vibrationer. Desuden mindskes risikoen for overophedning og øget energiforbrug. Med akselopretningsinstrumentet, bliver opretningen af to enheder på roterende maskiner nem og præcis, så akslerne kommer på linie.

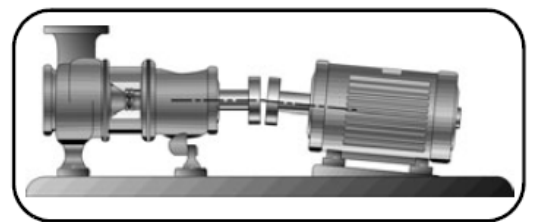
Funktionsprincip

Systemet anvender to måleenheder, som begge er forsynet med en laserdiode og en positionsdetektor. Når akslerne drejes 180°, vil en parallelforsætning eller vinkelforsætning bevirke, at de to stråler afviger i forhold til deres oprindelige indbyrdes position.

Målingerne fra de to positionsdetektorer indsættes automatisk i logikkredsløbet i displayenheden, som nu beregner akslernes forsætning og anbefaler den korrigerende opretning på maskinens fødder.



Parallelforskydning



Vinkelforskydning

Fig. 9

Efter en enkel måleprocedure viser værktøjet straks akselforsætningen og de nødvendige korrigerende justeringer af maskinens fødder. Da beregningerne foregår i realtid, kan opretningen følges direkte.

Maskinopsætning

Under opretningen betegner vi den maskindiel, der skal oprettes, som "den bevægelige maskine". Den anden del betegnes som "den stationære maskine".

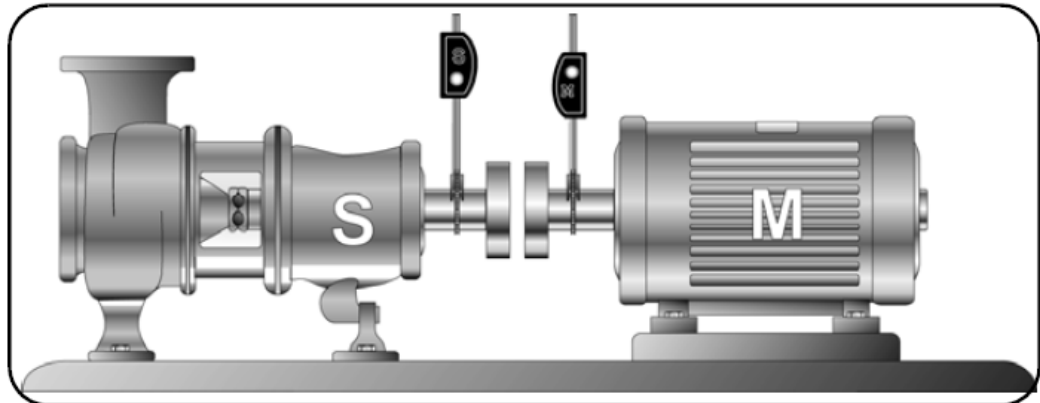


Fig. 10

Målepositioner

For at definere og forklare de forskellige målepositioner under opretningen kan vi bruge sammenligningen med et ur set bag fra den bevægelige maskine. Hvis måleenhederne er i lodret position, defineres positionen som klokken 12, mens positionen 90° til venstre eller højre angives med klokken 9 og klokken 3.

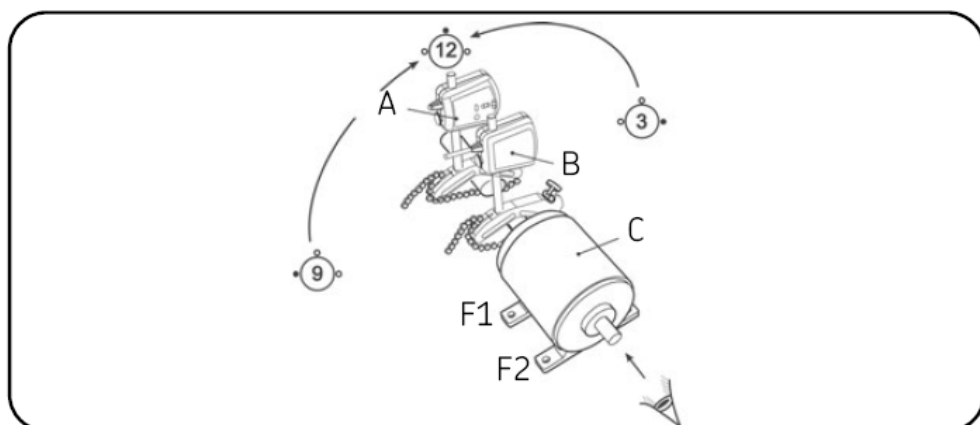


Fig. 11

A	Stationær
B	Bevægelig
C	Roterende

Før opretning påbegyndes

Enhver opretning bør planlægges.

Udover er egnet måleudstyr bør det fornødne værktøj til udførelsen af opgaven være til stede.

Dette gælder løftegrej, underlagsblik, og stilleskruer" for en sidevejs flytning mm.

Det er vigtigt at have oplysninger om de tolerancer anlægget skal oprettes indenfor.

Dette er principielt koblingsværdierne.

Kendskab til anlæggets opførelse fra kold til driftsvarm tilstand skal klarlægges.

Inden flytningen påbegyndes foretages en visuel inspektion af anlægget og forholdene omkring dette.

Checkliste:

- løse fundamentbolte
- løse underlag
- rustangreb underlag
- løse- eller overklippede styrestifter
- revner i fundament
- ophængsbeslag, bæringer, tilsluttede rør
- termiske udvidelses muligheder
- flangesamlinger, løse bolte, utætheder
- fundament fri for væske. (vand, m.m.)

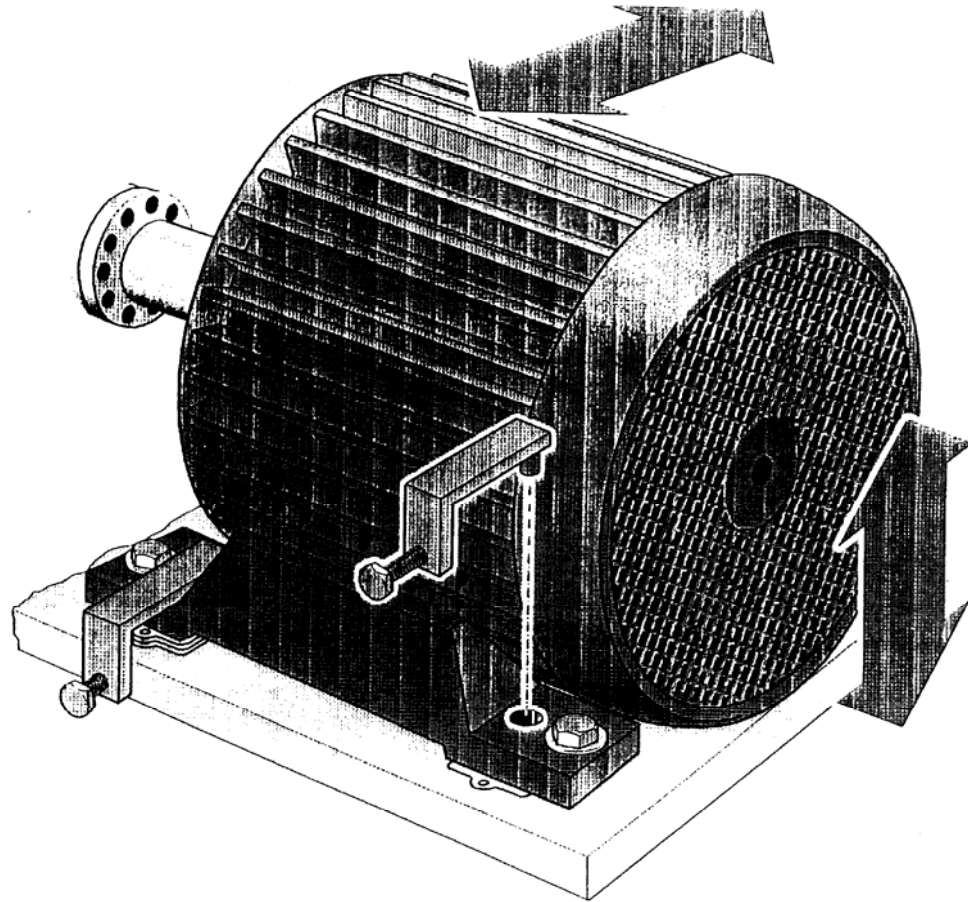


Fig. 12

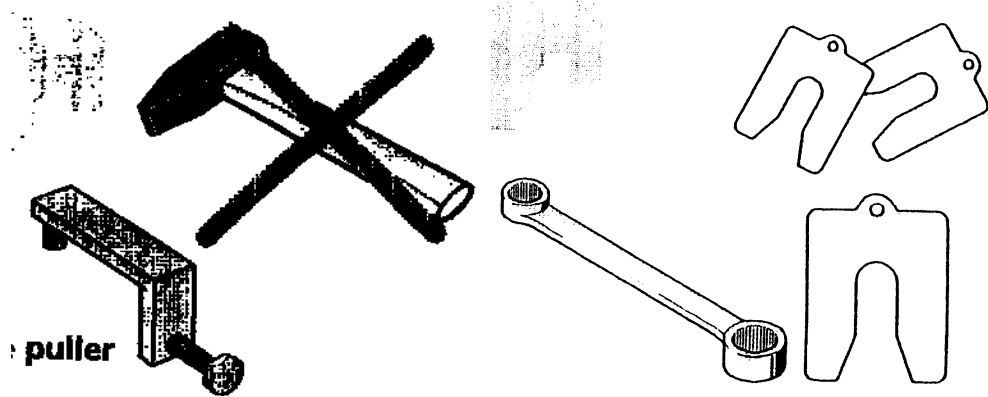


Fig. 13

Fig. 14 viser en kuffert med shims (underlæg) i forskellige dimensioner

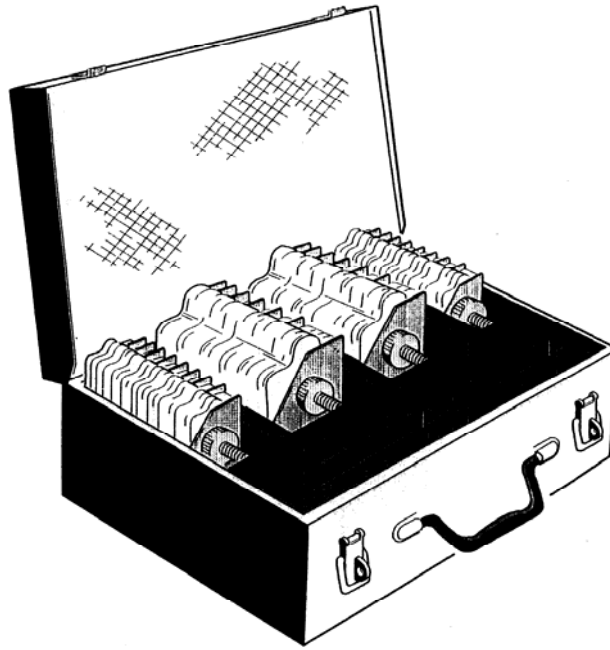
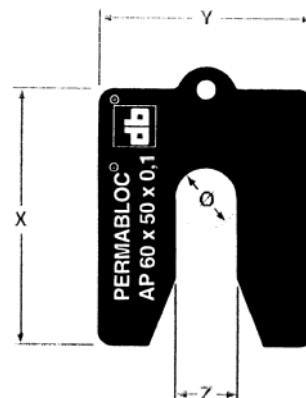


Fig. 14



Size	X	Y	Z	Ø
A	60	50	15	M12
B	80	70	22	M18
C	100	80	32	M27
D	130	105	44	M36

Fig.15

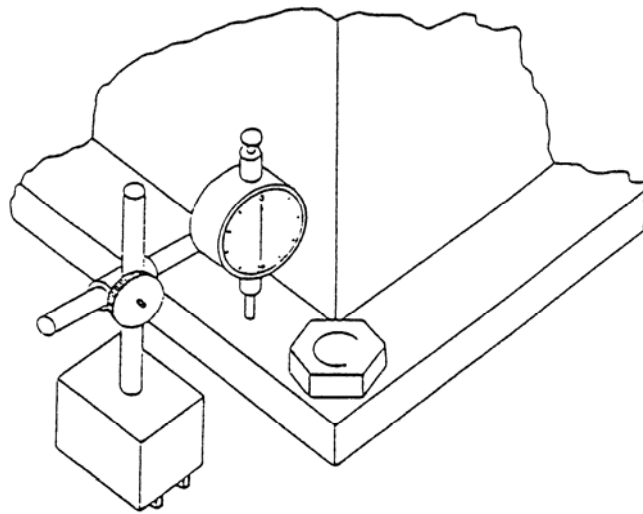


Fig. 16

Kontrol med måleur af blødt fundament.

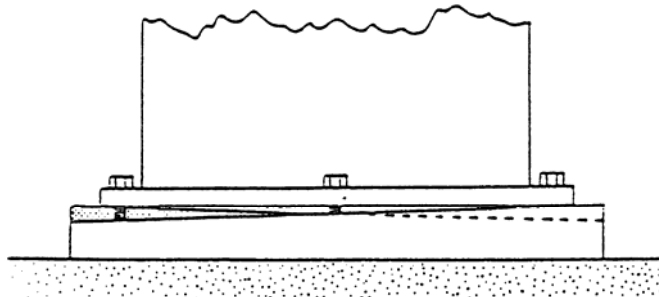


Fig. 17

Typiske fundaments fejl

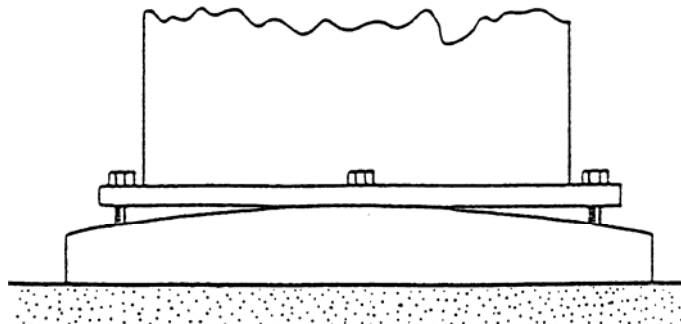


Fig. 18

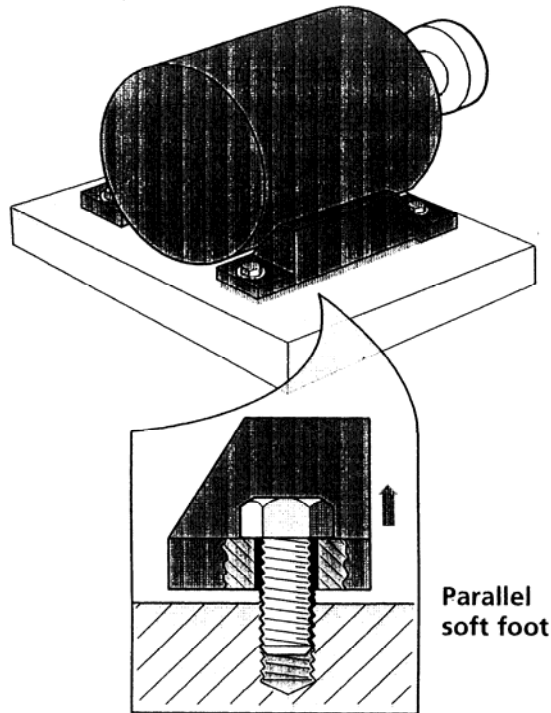


Fig. 19

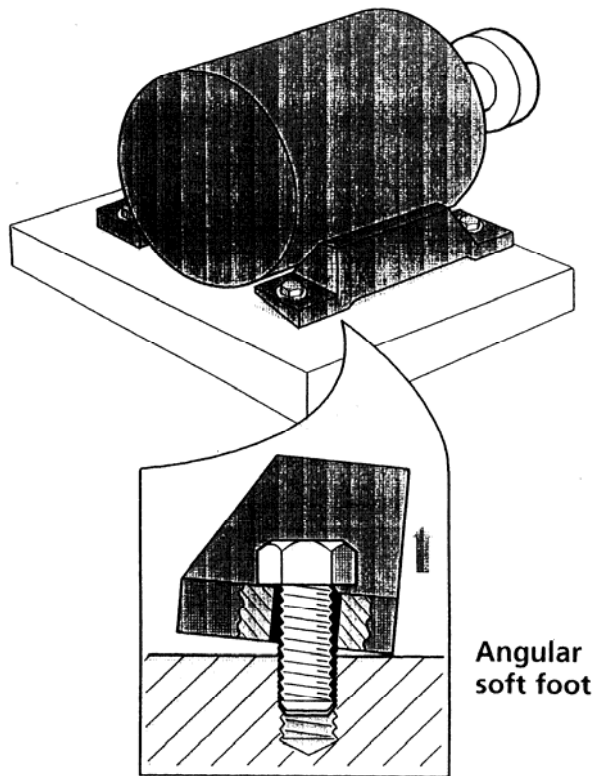
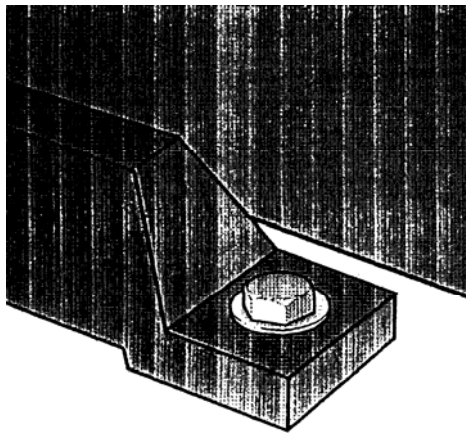
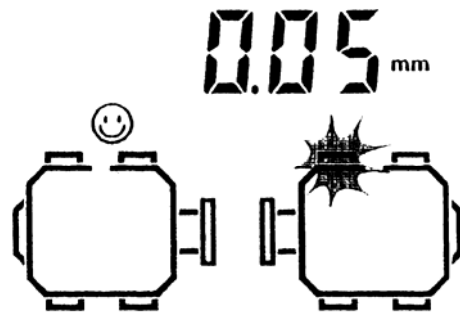
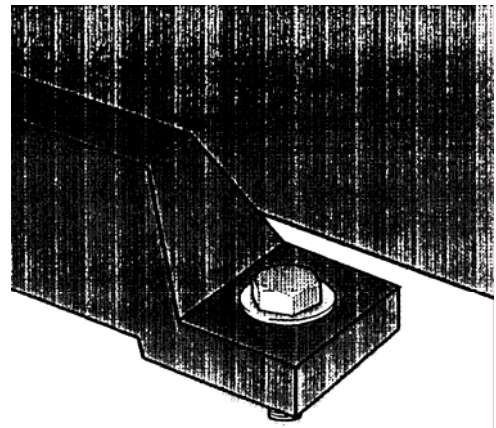


Fig. 20

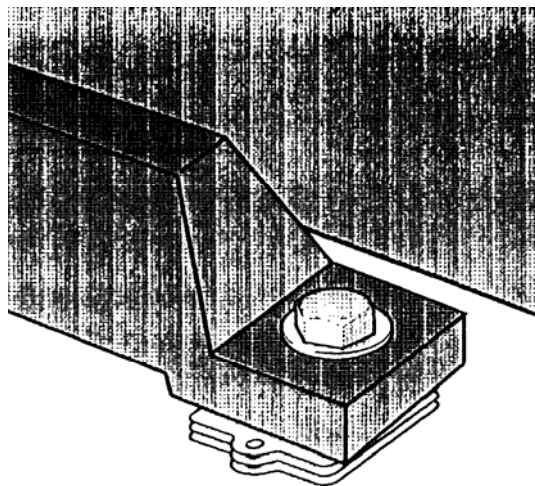
Før opretningsjob måles fødder for skævhed



Begynd med bolte ved fod



Løsne bolte ved fod



Korriger med shims

Fig. 21

Tilstandsmåling

Lejer

Rulningslejer, dvs. kugle- og rullelejer, er driftssikre, billige og nemme at vedligeholde. De er også de eneste lejetyper, der anvendes i små og middelstore trefasede motorer. De har dog en omdrejningstal afhængig øvre størrelsesgrænse.

Hvor denne grænse går, afhænger blandt andet af lejetype, størrelse, belastning, smøringsmåde og smøremiddel.

I meget store motorer benyttes derfor til glidelejer. Selv når rulningslejer kan anvendes i det øvre størrelsesområde, forekommer det, at man foretrækker glidelejer.

Lejelevetid

Den nominelle levetid for rulningslejer i motorer er normalt 25.000 til 100.000 timer L 10 ifølge ISO R 281. Den kortere tid gælder for små motorer og den længere for store.

Den nominelle levetid, forstås det antal driftstimer ved et givet omdrejningstal, som lejet kan rotere for tegn på udmattelse ses på ringene eller rullelegemerne.

Med ISO's definition L 10 forstås den levetid, som 90 % af et større antal lejer af samme type forventes at opnå eller overskride. Halvdelen af lejerne opnår til og med mere end fem gange så stor levetid.

Dette betyder reelt at hovedparten af alle maskinens lejer overlever maskinens levetid, under forudsætning af korrekt opretning.

Den brøkdelen af lejer som havarere kan skyldes:

Større belastning end beregnet.

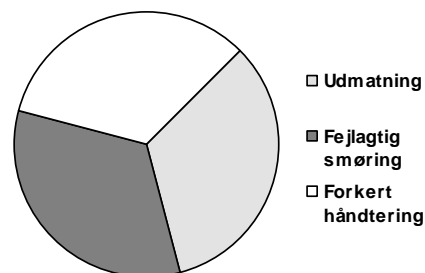
Smørefejl.

Ineffektiv eller forkert tætning.

Forurening.

Forkert håndtering af lejet.

Fejlagtig demontering og montering.



Detektering af lejefejl

Stetoskop



Fig. 22

Hver maskine har sin egen karakteristiske lyd. Enhver ændring i denne rytme kan være en tidlig advarsel om kommende problemer. Det kan imidlertid være svært at opdage og spore årsagen til en unormal lyd. Kommer den fra lejerne, tandhjulene, vandpumpen eller et helt andet sted fra.

Stetoskopet gør brugeren i stand til at opspore symptomerne, før de bliver til et problem.

Føleren presses let mod den maskindiel, der ønskes kontrolleret.

Man kan vurdere maskinens tilstand enten ud fra egen erfaring og bedømmelse eller ved at sammenligne med et referencesignal.

Da der her er tale om en subjektiv vurdering kræver dette instrument at brugeren kender det normale og fejlfrie støjbillede for den målte anlægskomponent.

Stød puls måling

Lejestøj kan nemt findes ved brug af “Chok Pulse Method” (SPM), også kaldet Stød Puls Metoden til evaluering af lejetilstanden.

Stødpulser opstår ved metal-metal kontakt i defekte lejer det vil sige ved utilstrækkelig smøring eller kraftig forurening.



Fig. 23

Disse stødpulser resulterer i specifikke frekvenser og niveauer. To forskellige "tæppe-værdier" måles og bruges til bedømmelse af lejetilstanden. Ved en lejedefekt under udvikling vil afstanden i mellem de to værdier øges.

"Tæppe-værdien" er et udtryk for lejets grundstøj og findes i alle lejer også nye.

"Tæppe-værdien" måles i dB (decibel). Værdien giver vigtige informationer om lejets smøring, montagefejl og hvordan lejet er belastet.

"Tæppe-værdien" er direkte relateret til tykkelsen af smørefilmen ved de rullende elementer.

Maksimalværdien er den støj der ligger uden for lejets grundstøj.

Ved leje defekt vil der dannes enkle kraftige stødpulser af en høj værdi hver gang ujævnheden overrulles.

De største stødpuls værdier der forekommer ved lejemåling kaldes for maksimum værdien.

Maksimumværdien bruges til at bedømme og overvåge lejetilstand og den skade der er opstået

Ved at følge disse værdier (trendanalyse), kan et tidligt varsel om forestående lejedefekter forudsiges.

Vejledende opretningsværdier

I følgende tabel er anvist opretningsværdier ved forskellige omdrejningshastigheder for henholdsvis en acceptabel og fin opretning.

Der skal tilstræbes at oprette efter den mindste værdi, dog vil en fuldstændig opretning med nul-afvigelse ikke være realistisk på grund af normal forekommen lejeslør.



Vejledende opretningsværdier målt ved koblingen			
	Omdr./min	Acceptabel	Fint
Korte fleksible koblinger  Offset - værdier (Radial måling)	750	0,18 mm	0,09 mm
	1 000	0,07 mm	0,07 mm
	1 500	0,05 mm	0,05 mm
	3 000	0,03 mm	0,03 mm
	6 000	0,01 mm	0,01 mm
Gab pr. 100 mm Koblingsdiameter  (Aksial måling)	750	0,14 mm	0,07 mm
	1 000	0,09 mm	0,05 mm
	1 500	0,06 mm	0,03 mm
	3 000	0,03 mm	0,02 mm
	6 000	0,02 mm	0,01 mm
Soft foot (alle)		0,06 mm	

Fig. 24

Afbalancering

Generelt.

Gennem tiderne er der lavet mange undersøgelser med det formål at finde årsagerne til, at roterende maskiner havarerer. Disse undersøgelser viser med temmelig stor tydelighed, at dårlig balancetilstand er den største synder, dette endda så groft, at over 50% af havarierne tilskrives ubalance. Set i historisk perspektiv, så viser tallene en stigende tendens, hvilket især skyldes større omdrejningstal pr. min. samt større ydelser pr. masseenhed.

Undersøgelserne er næsten alle udført ved havarier. Man ville givetvis finde samme tendenser, hvis man undersøgte slitage og energitab.

Når nu ubalance er årsag til så mange havarier, er det naturligvis vigtig, at vi får målemetoder, ved hvis hjælp vi kan konstatere om fejl skyldes ubalance eller noget andet, samt at vi råder over værktøjer, som kan bruges til at minimere ubalancerne. Optager man et smalbåndet vibrationspektrum på en roterende maskine, er det en let sag at identificere en ubalances vibrationskomponent. Denne komponent viser sig på maskinens rotationsfrekvens, se formel.

En maskine som kører med 2400 o/min, vil have en ubalancekomponent på 40 Hz.

Vibrationsfrekvens

$$t = n \div 60$$

Komponentens amplitude er proportional med ubalancens størrelse. Amplituden afhænger imidlertid også af maskinens konstruktion og montering, det er derfor ikke muligt at omsætte vibrationsspektrets oplysninger direkte til en angivelse af ubalancen i f.eks. g. mm.

På fig. 25 ses et frekvensspektrum for en blæser, der over et gear og en kobling trækkes af en elektromotor.

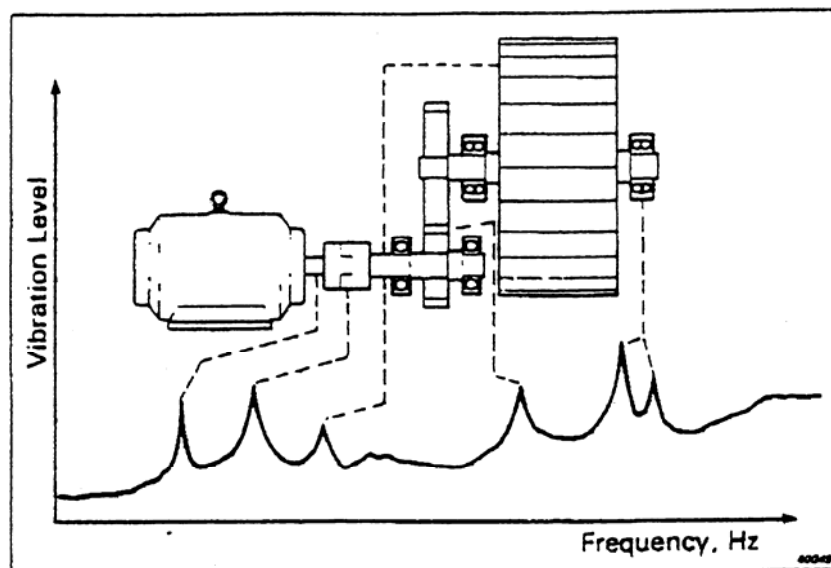


Fig. 25

På fig. 25 ses det tydeligt, at komponenten, stammende fra blæserhjulet er den mindst fremtrædende, hvorfor forsøg på at nedbringe denne ved hjælp af afbalancering ikke vil give nogen særlig effekt på det samlede vibrationsniveau.

Det kan dog undertiden ske, at man ved tilstandskontrol af en maskine har konstateret, at den fundamentale (vibrationsniveauet ved omdrejningshastigheden) for en roterende maskindel er steget voldsomt i niveau, som en indikation for at delen er kommet ud af balance.

Selv om denne vibrationskomponent ikke dominerer billedet, kan afbalancering i sådanne tilfælde nytte, idet det vil resultere i færre vibrationer (og dermed færre kræfter) på selve rotoren og dermed medvirke til at forlænge levetiden.

I det viste tilfælde vil opretning af akslen, ændring af kabling m.m. have størst virkning, ligeledes synes det bagerste leje at have behov for en udskiftning.

Statisk contra moment ubalance.

Vi vil nu se lidt på, hvad der egentlig er årsagen til ubalancen på roterende maskiner, samt se lidt på de kræfter man kommer ud for.

En ”overvægt” på blot 10g. en afstand af 1m. fra omdrejningsaksen giver ved 3000 o/min. en centripetalkraft:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60} \right]^2 \cong 1000N$$

Hæves omdrejninger il det dobbelte, så fås:

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot \left[\frac{2 \cdot \pi \cdot 6000}{60} \right]^2 \cong 4000N$$

Af disse to eksempler ses tydeligt, at kræfterne stiger betydeligt med omdrejningstallet. Som formlen viser, varierer kræfterne med omdrejningstallet i anden potens og med radius i første potens.

Man skelner ofte mellem statisk og moment ubalance. Ved ren statisk ubalance går resultanten af samtlige centripetalkræfter fra ubalancerede masser gennem legemets tyngdepunkt, se fig. 26.

Dette betyder, at hvis man har mulighed for at anbringe afbalanceringsmasser i et snit gående gennem dette tyngdepunkt, så kan man fortage en fuldstændig afbalancering ved at finde de rette masser.

I praksis vil det ofte være en temmelig vanskelig opgave, med mindre rotorerne er skiveformede. Hvilket betyder, at forholdet mellem diameteren og tykkelsen er større end 10.

Ved sådanne rotorere kan man almindeligvis opnå tilfredsstillende resultater ved at anbringe afbalanceringsmasserne på den ene side af skiven.

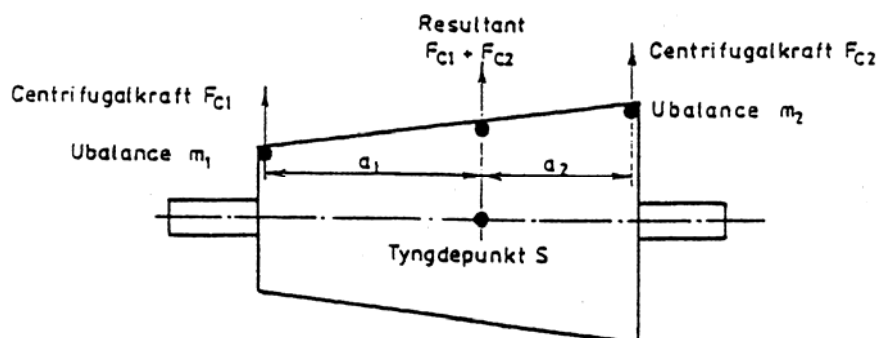


Fig. 26

Anbringes rotoren på et par vandrette knivvanger, vil den statiske ubalance bewirke, at rotoren pendler frem og tilbage indtil den stopper med overvægten rettet lodret nedad.

Den statiske ubalance giver sig altså til kende ved stilstand, deraf betegnelsen statisk.

Betingelsen for ren statisk ubalance er, at:

$$F_{c1} \cdot a_1 = F_{c2} \cdot a_2$$

Hvis man ikke har ren statisk ubalance, så vil rotoren "rokke" i lejerne, når den roterer.

Ved momentubalance (også benævnt med ren dynamisk ubalance) er fordelingen af momenterne således, at de statiske momenter danner to lige store og modsat rettede momenter, se fig. 27.

Under stilstand vil momenterne, som stammer fra ubalance, derfor udligne hinanden, men så snart rotoren begynder at dreje, så vil centrifugalkræfterne fremkalde vekslende tryk i lejerne.

Momentubalance giver sig derfor kun til kende, når rotoren drejer.

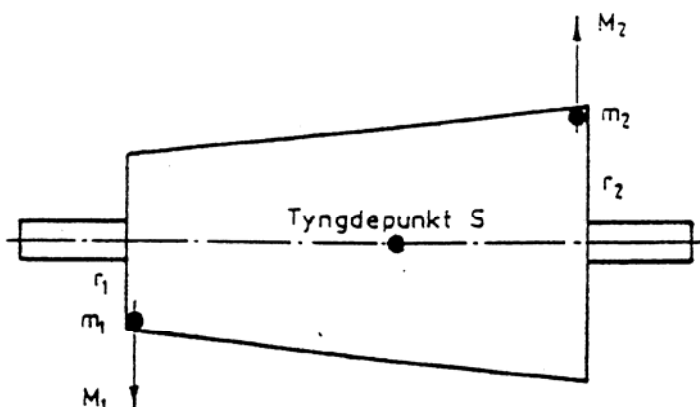


Fig. 27

Betingelserne for momentubalance er, at:

$$M_1 = M_2 \Leftrightarrow m_1 \cdot r_1 = m_2 \cdot r_2$$

I praksis ser man næsten altid en kombination af statisk og moment ubalance, dette kaldes i daglig tale for dynamisk ubalance.

På fabrikkerne bliver de roterende dele ofte afbalanceret i specielt indrettede maskiner ved et omdrejningstal, der svarer til det nominelle. Hvis det drejer sig om store blæsere eller lignende, foregår prøverne ofte i specielt indrettede vacuumkamre for at begrænse effekt forbruget.

Tiloversbleven ubalance.

Inden den egentlige afbalancering påbegyndes, må man overveje, med hvilken nøjagtighed det vil være rimeligt at foretage afbalanceringen.

Til dette brug kan forskellige standarder være et godt udgangspunkt, ikke mindst fordi brugen af disse sikrer, at såvel operatør, som kunden ved, hvad der helt konkret skal opnås.

Den hyppigst anvendte standard indenfor dette område er ISO 1940-1, som omhandler afbalancering af stive rotorere.

Herved forstås rotorere, som kører med driftshastigheder, der ligger mindst 50% under det første kritiske omløbstal. I ISO 1940 finder man bl.a. et afsnit, der er benævnt rotorklassifikation.

Dette anvendes til at bestemme den balanceringsgrad, som bør opnås for en given maskintype. Graden kan naturligvis afviges efter aftale i såvel op som nedadgående retning. Klassifikationen er foretaget med en skalering, hvor man springer med faktor 2,5 fra den ene klassifikationsgrad til den næste, se fig. 28.

Grad	Rotoreksempel
630	Store langsomt arbejdende fire takt maskiners krumtapbevægelser.
250	Hurtige fire cylindrede dieselmaskiners krumtapbevægelser.
100	Hurtige seks eller flere cylindrede dieselmaskiners krumtapbevægelse
40	Vognhjul. Krumtapbevægelser på maskiner i køretøjer
16	Generel for ikke kritiske drivakslar og rotorere
6,3	Blæser og ventilatorer. El-motorers og generatorers drevdele
2,5	Turbine rotorere. Små el-motorers drevdele.
1	Slibemaskiners drevdele
0,4	Høj præcisions maskinrotorer. Gyroskoper

Fig. 28

Udover foranstående rotorklassifikation indeholder ISO 1940-1 også et nomogram til bestemmelse af tilladelig tiloversbleven specifik ubalance, også benævnt tilladelig restubalance, se fig. 29.

Fremgangsmåden er følgende:

Man finder først den grad som en maskine tilhører, jfr. fig. 28. Derefter finder man ud i af hvilke omdrejninger, man skal køre ved

Herefter går man fra omdrejninger op til balanceringsgrad og derfra vandret ud til aflæsning af restubalancen på venstre skala. Denne restubalance opgives i g. mm/kg.

Derefter ganges restubalancen med massen af de roterende dele. Dette giver os en restubalance, som måles i g. mm. Endelig skal vi vide, hvor afbalanceringsvægtene påsættes eller fjernes. Antallet af mm. herfra og til omdrejningscentrum skal til sidst divideres op i restubalancen.

Herved får vi endelig en restubalance i g.

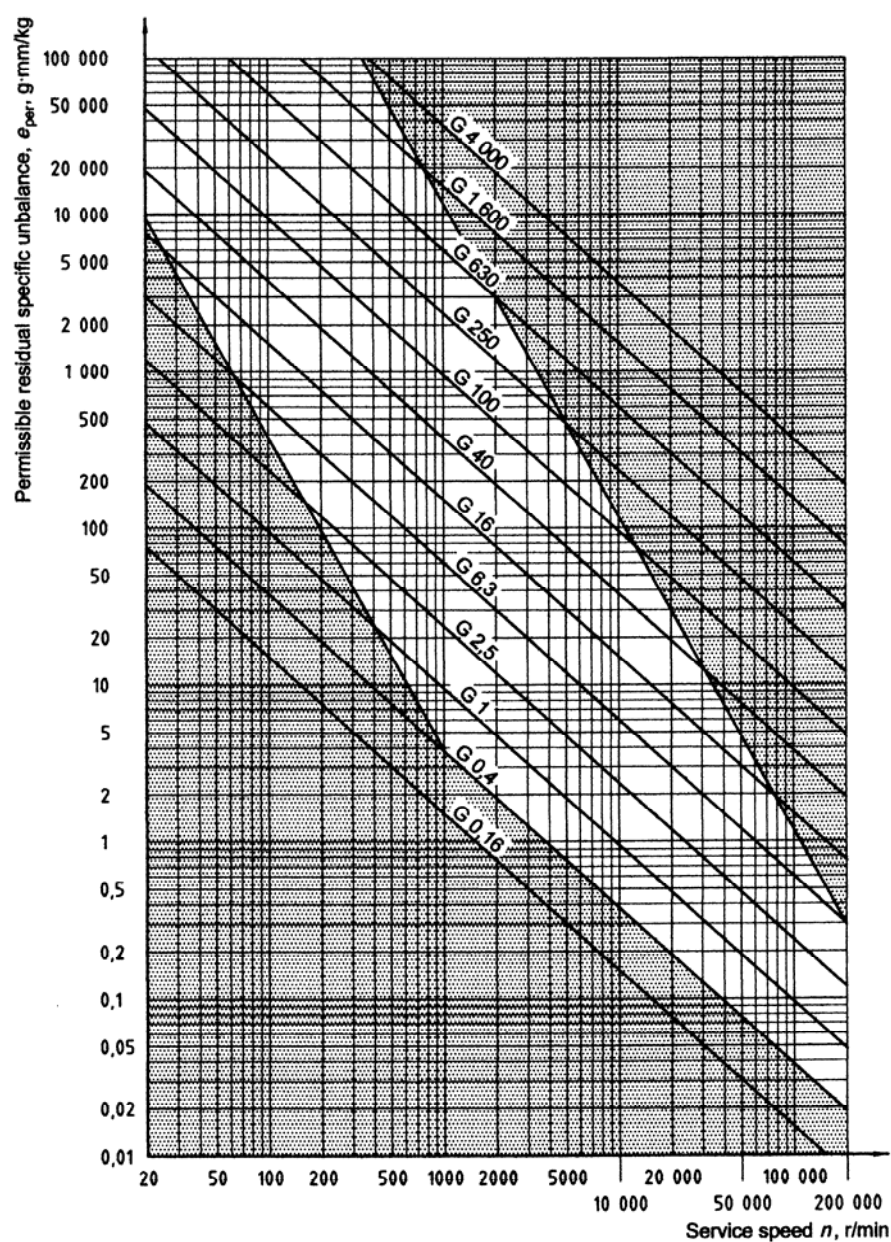


Fig.29

Ovenstående tydeliggøres ved følgende eksempel:

En blæser på 50kg., og som normalt kører ved et omdrejningstal på 3000 o/min (50 Hz), skal afbalanceres efter at en vibrationsanalyse har påvist, at "problemet" er ubalance (kraftig forøgelse af vibrationerne på selve omdrejningshastigheden i radial retning). Radius til den rille, hvori afbalanceringsvægtene skal påsættes, er 200mm.

På fig. 5 kan vi se at blæseren hører til en afbalanceringsgrad på 6,3 og på nomogrammet i fig. 6 kan vi aflæse, at restubalancen er 20g.mm/kg.

Ganger, vi dette tal med blæserens masse, så får vi en restubalance \varnothing 1000 g. mm.

Denne værdi kan vi til sidst dividere med 200 og får herved en restubalance på 5 g, som er henført til afbalanceringsrillen med radius 200 mm.

Den tilladelige restubalance, der findes på ovennævnte måde, gælder for den samlede rotor. Er det en symmetrisk rotor, så betyder dette, at bidraget til hvert leje ikke må blive større end halvdelen af den samlede rest ubalance til hver.

Hvis vi har et tilfælde med ikke symmetriske rotor, så gælder reglen, at de enkelte restubalancer i hver ende findes på en sådan måde, at momenterne, der fremkaldes af restubalancerne til rotorens tyngdepunkt, skal være lige store.

Se eksempler i ISO 1940-1

Instrumentering.

Det udstyr, som i dag anvendes til afbalancering på stedet, ligner hinanden til forveksling, hvad indholdet angår.

Det er klart, at der er afvigelser, såvel med hensyn til specifikationer, som med hensyn til anvendelighed, men fælles for alt det moderne udstyr er, at de betjener sig af følgende dele.

En trigger transducer:	skal give en impuls pr. omdrejning.
En vibrationstransducer:	skal give et elektrisk signal, der er proportional med vibrationen.
En vibrationsmeter:	skal måle amplitudens størrelse,
Et filter:	anvendes til at rense signalet med.
En faseenhed:	anvendes til positionsbestemmelse.

Til trigger transducer kan man anvende flere forskellige typer, som f.eks.:

Stroboskop.
Magnet.
Lys.

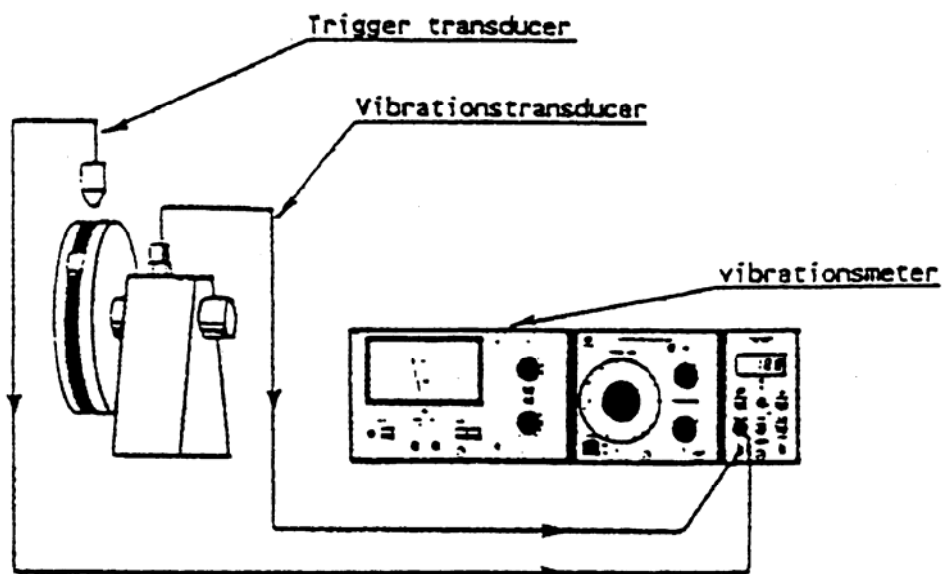


Fig. 30

Filtrene kan opdeles i to hovedtyper, og det er:

Variabelt båndpasfilter.
Følgefilter (Trackingfilter).

I det følgende tales om variabelt båndpasfilter, idet funktionen af de to typer filtre er ens, medens brugen (indstillingerne) afviger en del.

Brugen af filtre til afbalancering er begrundet i, at den eneste del af spektret, som er af interesse, når ubalance er konstateret, er rotationsfrekvensen (dvs. om-løbstatlet).

Ved at anvende et filter "dæmpes" alle andre dele af spektret bort, og man opnår et bedre signal/støj forhold. Man kan sige, at man løfter amplituden ved rotationshastigheden ud af evt. støj.

Den egentlige fremgangsmåde for måling består nu i at notere sig sammenhørende værdier af amplitude og fase for de signaler, som er til stede.

Når vi imidlertid møder en maskine, som ikke tidligere har været afbalanceret i egne lejer, så er en kørsel med maskinen ikke tilstrækkelig til, at vi kan foretage en afbalancering. Vi kender jo ikke maskinkonstruktionens reaktion på en given ændring, og vi kender i øvrigt heller ikke placeringen af en evt. konstruktionsmasse.

For at få hold på disse ubekendte størrelser, så må vi tilføre systemet (de roterende dele) en kendt prøvemasse, som placeres på et givet sted. Størrelsen af denne prøvemasse findes ved en kombination af erfaring og forsøg.

Som ledetråd kan man bruge en masse, der er mellem 5 og 10 gange den tilladelige rest ubalance. Vinkelændringen bør være mindst 25° . Hvis dette ikke er tilfældet, så bør prøvemassen flyttes.

Derefter måles denne masses indflydelse (hermed menes både amplitude og fasevinkel).

For toplans afbalanceringer betyder dette, at det er nødvendigt at starte og stoppe maskinen i alt 3 gange efter følgende fremgangsmåde:

Måling i begge planer af oprindelig tilstand.

Måling i begge planer med prøvemasse anbragt i plan 1.

Måling i begge planer med prøvemasse anbragt i plan 2.

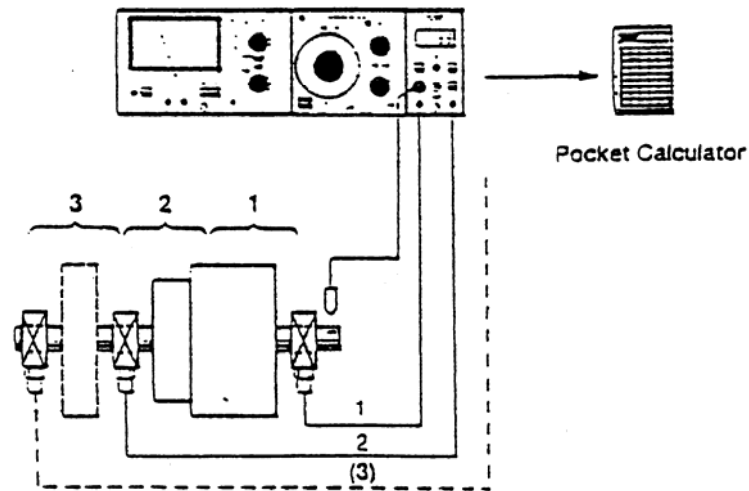


Fig.31

Fig. 31, viser princip for måling ved toplans afbalancering med en lommeregner til at udregne korrektionsmasserne samt deres placeringer.

Når de egentlige målinger er foretaget, så står blot tilbage at beregne de korrekte masser, som skal anvendes samt deres respektive placeringer. Til denne opgave er kravet til instrumentering ikke stort.

Det er muligt ved omhu, tålmodighed og anvendelse af vinkelmåler, lineal, blyant og papir at bestemme de søgte størrelser.

Vi vil i det følgende prøve dette ved et plans afbalancering.

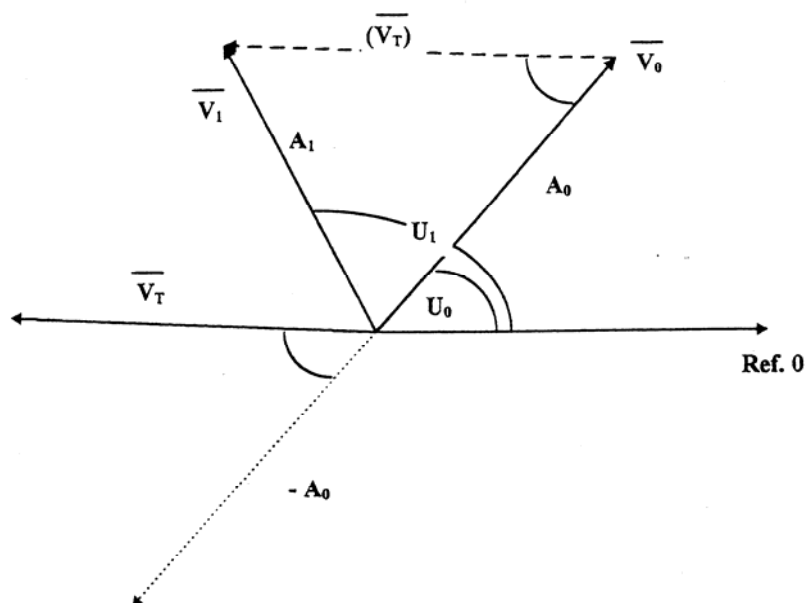
Vektorløsning.

Fig. 32

Fremgangsmåde:

På et vilkårligt sted afsætter man en referencelinie. Fra denne linie afsættes fasevinklen samt amplituden fra første måling (A_0 og U_0), dette viser os begyndelsesubalancen ved vektoren \bar{V}_0 . Vi monterer derefter en prøvemasse og foretager endnu en måling. Dette nye sæt sammenhørende værdier afsættes på lignende måde, hvorved vi får vektoren \bar{V}_1 . Vektordifferensen mellem \bar{V}_1 og \bar{V}_0 , giver os den vektor \bar{V}_T , der svarer til prøvemassen. Vi parallelforskyder nu denne vektor til at have udgangspunkt fra samme punkt som referencelinien.

Vi kan nu finde den vinkel som afbalanceringsmassen skal placeres i ved udmåling mellem vektoren \bar{V}_T og A_0 . Størrelsen af afbalanceringsmassen kan findes ved forholdstalsregning i følge nedenstående:

$$\frac{V_T}{m_p} = \frac{A_0}{m_0} \Leftrightarrow m_0 = \frac{A_0 \cdot m_p}{V_T}$$

Denne geometriske fremgangsmåde er imidlertid temmelig tidskrævende når der er tale om afbalancering i mere end et plan.

I så tilfælde er det derfor en stor lettelse at anvende en programmerbar lomme-regner og et program, som er i stand til at udføre de matrixberegninger, som er grundlaget.

Nyere transportabelt udstyr er ofte udstyret med regneenhed i den samme enhed, som opsamler fasevinkel og amplitude. Samme udstyr er ofte forsynet med andre faciliteter så som automatisk udregning af egnet prøvemasse og lagring af data fra den ene afbalancering til den anden for samme maskine.

Desuden er der almindeligvis en mulighed for at beregne en splitting af udregnet afbalanceringsmasse. Dette vil ofte være påkrævet, når vi taler om forud bestemte huller eller maskindele til at anbringe masserne i.

Det er naturligvis tilfældet ved f.eks. pumpevinger o. lign. Vi kan jo ikke så godt få masserne til at hænge frit svævende i luften mellem to pumpevinger.

Husk: At positiv omløbsretning ved disse beregninger er med rotorens omløbsretning.

Bestemmelse af tiloversbleven ubalance.

Ønsker man at bestemme den tiloversblevne restubalance, så kan det gøres på nedenstående måde:

Del rotoren op i lige store buestykker, f.eks. hver på 45° . Monter derefter en og samme prøvemasse af kendt størrelse (f.eks. 50 g. mm.) på skift i hver af delepunkterne. For hver montering køres rotoren op i omdrejninger og vi måler amplituden.

Disse amplitudeværdier afsættes som ordinatorer i et koordinatsystem, hvor absissen er inddelt i grader svarende til en hel omgang, se fig. 33.

Når alle målinger er taget, så tegner vi en graf gennem koordinatpunkterne.

Vi beregner middelværdien af alle amplitudeværdierne, i eksemplet på fig. 33 er dette 10.

Vi afsætter en ekstra ordinatakse, der også starter fra koordinatsystemets begyndelse og har en akselængde der svarer til prøvemassen (på fig. 33 skal 50 g. mm. svare til amplitudeværdi 10). Alle akser er lineære.

Max., punktet på kurven tegnes derefter ud til restubalance akser, i eksemplet rammer vi 60 g. mm. Det vil med andre ord sige, at restubalancen er 10 g. mm. (60 - 50 g. mm.).

Og placeringen for restubalancen kan måles på abscisseaksen til at ligge ca. 265° fra første placering af prøvemassen.

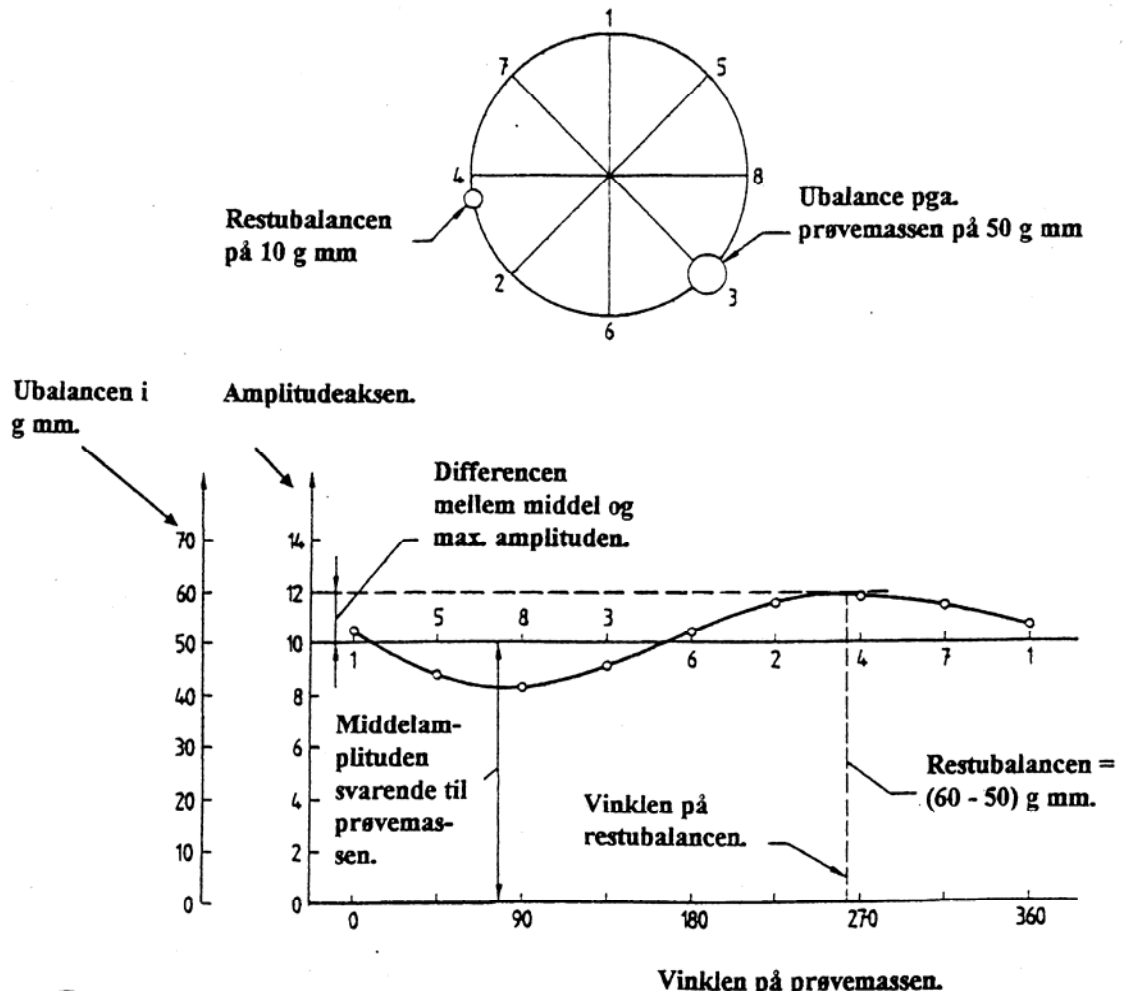


Fig. 33.