

**DETECTIE EN DIAGNOSE VAN LAGERDEFECTEN
AAN MEDIUM-SPEED DIESELMOTOREN**

K.O. Broekhaus

Tekstboek

**Documentatienr. T.U.D: E.V. 1627
K.I.M: WER-92-168**

**Ingenieursopdracht T.U. Delft
Juni 1992**

**Faculteit der Werktuigbouwkunde en
Maritieme Techniek
Vakgroep Proces en Energie
Sectie Maritieme Dieselmotoren**

*Het voordeel van de computer is dat je
snel veel berekeningen kan uitvoeren.
Het nadeel van de computer is dat je
zov eel berekeningen kan uitvoeren.*

Dankbetuiging

Ik wil de volgende personen bedanken voor hun waardevolle bijdragen aan dit werk:

- Prof. dr. ir. E. van den Pol, die het onderwerp voor deze afstudeeropdracht heeft aangedragen;

verbonden aan de Technische Universiteit Delft en het Koninklijk instituut voor de Marine te Den Helder.

- Ir. C.A.J. Tromp, voor de intensieve begeleiding, sturing en de wetenschappelijke benadering;

- G.A.M. Witsiers en A.H. Nijenhuis, voor de modificatie van de proefmotor en de ondersteuning bij de metingen;

- Th.O.H. Popma, voor de meettechnische ondersteuning en de verwerking van de meetresultaten;

allen zijn verbonden aan het Koninklijk Instituut voor de Marine te Den Helder.

- J.M. Spoelstra, medestudent en computerfreak voor de 1001 programmeertips;

- en mijn vrouw Joyce voor alle morele steun en het corrigeren van het verslag.

Detectie en diagnose van lagerdefecten aan medium-speed dieselmotoren

1. Beschrijf aan de hand van een literatuurstudie t.a.v. optredende lagerdefecten aan scheepsdieselmotoren:
 - het faalmechanisme;
 - de verschijningsvorm;
 - de snelheid waarmee de lagerkwaliteit degradeert;
 - de faalfrequentie voor de respectievelijke faalmechanismen.

2. Beschrijf mogelijke technieken voor de conditiebewaking van de lagers van het drijfwerk en de krukas. Ken aan deze technieken een waardeoordeel toe, dat gerelateerd is aan het faalmechanisme.

3. Maak een beschrijving van gebruikelijke smeeroliecircuits en geef aan welke punten zich lenen voor een dynamische drukmeting. De olietoevoer naar de verschillende lagers dient speciale aandacht te krijgen.

4. Beschrijf de mogelijkheden om voor het dynamisch belaste lager de asbaan en smeeroliestroom te bepalen. Ga na op welke wijze een lagerdefect invloed heeft op asbaan en smeeroliestroom.

5. Ga na welke drukvariaties in een smeeroliecircuit verwacht mogen worden (verschillende oorzaken) en controleer of van fluctuaties in de smeeroliestroom door de lagers een merkbare invloed op de dynamische druk verwacht mag worden. Geef een oordeel over de dynamische drukmetingen in het smeeroliecircuit, als potentiële methodiek voor conditiebewaking van lagers.

6. Stel voor de vijf cilinder Kromhout motor van het KIM een model op, waarmee kwantitatieve uitspraken over asbaan, oliestroom en druk in het smeeroliecircuit gedaan kunnen worden en waarmee het effect van lagerdefecten voorspeld kan worden.

7. Verifieer het model door experiment en trek conclusies over de dynamische drukmeting als conditiebewakingsmethodiek.

Inhoudsopgave

Samenvatting

Symbolenlijst

Inleiding

1. Oriëntatie

1.1. Dynamisch belast lager	1
1.2. Constructiedelen	2
1.3. Lagermaterialen	5

2. Faalmechanismen

2.1. Inleiding	8
2.2. Smeltslijtage	9
2.3. Plastische vervorming	10
2.4. Adhesie	10
2.5. Ploegslijtage/abrasie/deeltjeserosie	11
2.6. Oppervlaktevermoeiing	12
2.7. Fretting Corrosie	13
2.8. Corrosie	14
2.9. Stromingserosie	15
2.10. Cavitatie-erosie	15
2.11. Samenvatting	16

3. Faalfrequentie

3.1. Inleiding	18
3.2. Faalfrequentie van krukas- en drijfstanglagers	19
3.3. Frequentieverdeling naar faaloorzaak	20
3.4. Frequentieverdeling naar faalmechanismen	21
3.5. Samenvatting	23

4. Conditiebewaking

4.1. Inleiding	24
4.2. Smeerolieanalyse	25
4.2.1. Oriëntatie	25
4.2.2. Smeerolieanalyse van dieselmotoren	26
4.3. Radioactiviteit	29
4.4. Oliemistdetectie	30
4.5. Smeerolietemperatuurbewaking	31
4.6. Lagerschaaltemperatuurbewaking	32
4.7. Trillingsanalyse	33
4.8. Krukasdeflexie	34
4.9. Samenvatting	35

5. Smeeroliecircuits en dynamische drukmeting

5.1. Inleiding	37
5.2. Smeeroliecircuits	38
5.2.1. Uitwendig smeeroliesysteem	38
5.2.2. Inwendig smeeroliesysteem	40
5.3. Plaats dynamische drukmeting	42
5.4. Drukvariaties	42
5.5. Samenvatting	45

6. Rekenmodel voor het dynamisch belaste lager

6.1. Inleiding	47
6.2. Lagerbelasting	47
6.3. Asbaan	48
6.4. Filmdikte	51
6.5. Vullingsgraad en drukvormende lengte	53
6.5.1. Lagermodel	53
6.5.2 Vullingsgraad en drukvormende lengte	56
6.6. Smeerolie in- en uitstroom	57
6.7. Samenvatting	58

7. De 1-cilindermotor

7.1. Inleiding	59
7.2. Grootte van de smeeroliestroom	59
7.3. Motorvermogen	60
7.4. Motortoerental	60
7.5. Smeerolietoevoerdruk	61
7.6. Defect Glijlager	61
7.6.1. Defect	61
7.6.2. Lagerspeling	62
7.6.3. Smeerolieviscositeit	63
7.7. Plaats smeeroliegroef	64
7.8. Samenvatting	65

8. Smeeroliestroom naar hoofdlagers proefmotor

8.1. Inleiding	66
8.2. Smeeroliegroef onder in hoofdlagers	67

8.2.1. Gezond	67
8.2.2. Hoofdlager 3 defect	68
8.2.3. Hoofdlager 1 defect	69
8.3. Smeeroliegroef boven in hoofdlagers	69
8.3.1 Gezond	69
8.3.2. Hoofdlager 3 defect	70
8.3.3. Hoofdlager 1 defect	70
8.4. samenvatting	71

9. Model dynamische smeeroliedruk

9.1. Inleiding	72
9.2. Modelleren smeeroliecircuit	72
9.3. Drie circuitmodellen	75
9.4. Resultaat circuitmodellen	76
9.5. Dynamische smeeroliedruk bij verschillende condities	76
9.5.1. Groef onder	77
9.5.2. Groef boven	77
9.5.3. Conclusie	78
9.6. Samenvatting	78

10. Dynamische drukmetingen bij de proefmotor

10.1. Inleiding	80
10.2. Druksensoren	80
10.3. Meetleiding	82
10.4. Metingen	82
10.4.1. Koude motor	82
10.4.2. Warme motor	84
10.4.3. Cilinder 3 af	84
10.4.4. Resonantieverschijnselen	85

Conclusies

Aanbevelingen

Literatuur- en referentielijst

Appendices

Appendix 1: Literatuuronderzoek.

Appendix 2: Globale berekening concentratie slijtagedeeltjes.

Appendix 3: Drijfstang- en onbalanskrachten.

Appendix 4: Mobiliteitsmethode.

Appendix 5: Lagerbelastings-, asbaan- en smeeroilie in- en uitstroom figuren van de zes hoofdlagers met de smeeroiliegroef onder in.

Appendix 6: Asbaanfiguren gezond en defect hoofdlagers 3 en 1 met de smeeroiliegroef onder in.

Appendix 7: Modelleren smeeroilie circuit.

Samenvatting

Krukas- en drijfstanlagers in middelsnelle dieselmotoren zijn hydrodynamische lagers en worden dynamisch belast door de gas- en onbalanskrachten van de verbranding en het drijfwerk. De minimale smeerfilmdikte in deze lagers is 5-8 μm . Een veelheid van mechanismen kan leiden tot het falen van de lagers. Echte "afmakers" zijn de mechanismen smelt- en ploegslijtage. Een betrouwbaar conditiebewakingssysteem voor krukas- en drijfstanlagers is er nog niet. Het merendeel van de bestaande systemen moet worden beschouwd als een beveiligingssysteem tegen carterexplosies of grote krukasschaden.

In het kader van de afstudeeropdracht is de bruikbaarheid van dynamische drukmetingen in het smeeroliecircuit voor de conditiebewaking van krukas- en drijfstanlagers in middelsnelle dieselmotoren nader onderzocht. Hiertoe zijn twee rekenmodellen opgesteld en zijn metingen verricht aan een proefmotor ter verificatie. Het eerste model berekent de asbaan, filmdikte en smeerolie in- en uitstroom van een dynamisch belast, ééndimensionaal, schraal gesmeerd, caviterend glijlager. Met dit model is de invloed van een lagerdefect op de dynamische smeerolie instroom van het lager onderzocht. Hierbij wordt een lagerdefect gesimuleerd door een toename van de lagerspeling. Een defect geeft een herkenbare wijziging van het smeerolie instroompatroon van het lager. De smeeroliestroom naar de hoofdlagers is bepaald door deze voor elk hoofdlager apart te berekenen en vervolgens te sommeren.

Het tweede rekenmodel vertaalt het smeeroliepatroon naar de hoofdlagers in dynamische drukken op diverse plaatsen in het smeeroliecircuit. Het model is gebaseerd op viskeuze wrijvingsweerstand in leidingen en componenten. Hierbij wordt verondersteld dat de drukregelklep in het smeeroliecircuit niet werkt en wordt de smeeroliestroom naar de drijfstanlagers verwaarloosd. Ook in de dynamische smeeroliedruk is een lagerdefect herkenbaar.

De uitkomsten van de rekenmodellen komen het meest overeen met de metingen bij een koude proefmotor. Waarschijnlijk is hier door de lage smeerolietemperatuur de smeeroliestroom naar de drijfstanlagers nog klein (verwaarloosd in het rekenmodel).

De conclusie is dat dynamische drukmetingen in het smeeroliecircuit potentieel hebben als methodiek voor de conditiebewaking van krukas- en drijfstanlagers.

Symbolenlijst

<u>Symbool</u>	<u>Eenheid</u>	<u>Omschrijving</u>
A	m^2	oppervlakte
c	m	radiale speling
c_p	J/kg.K	soortelijke warmte
D	m	lagerdiameter
e	m	excentriciteit
F	N	kracht
g	-	groeffactor
h	m	filmdikte
i	-	plaatsindex
L	m	lagerlengte
l	m	lengte drijfstang
M	-	mobiliteit
M	kg	massa
m	kg	massa
m	$N \cdot s^2/m^3$	massatraagheidsfactor
N	omw/min	toerental
P	W	vermogen
P	Pa	druk
P	Pa	druk
p_s	Pa	smeerolie toevoerdruk
Q	m^3/sec	volumestroom
R	m	straal as
R	$N \cdot s^2/m^4$	stromingsweerstand
r	m	krukstraal
r	$N \cdot s/m^3$	viskeuze wrijvingsweerstand
s	m	afstand
T	$^{\circ}C$	temperatuur
t	sec	tijd

v	m/sec	snelheid
x	-	groefbreedte
y	-	axiale lagercoördinaat
ϵ	-	excentriciteit
Δ	-	verschil
δr	m	radiale speling (c)
λ	-	drukvormende breedte
ν	-	vullingsgraad
μ	N.s/m ²	dynamische viscositeit
μ_s	N.s/m ²	dyn. viscositeit bij toevoer
ρ	kg/m ³	soortelijke massa
ϕ	-	krukhoek
Φ_1	m ³ /sec	uitstroom
Φ_s	m ³ /sec	instroom
Θ	-	tangetiële lagercoördinaat
ω	rad/sec	hoeksnelheid

Subscripts

cyl	cilinder
dis	dissipatie
f	belasting
l	lager
min	minimaal
rec	oscillerend
rot	roterend
s	het lager in

Inleiding

Het artikel "Automatische Gütekontrolle an Verbrennungsmotoren auf Basis von Schwingungsinformationen" door H. Schiffbänker en G.E. Thien [ref. 79] beschrijft de geautomatiseerde eindcontrole van nieuwe verbrandingsmotoren, waarbij de motor wordt geslept door een electromotor. De krukas- en drijfstanglagerspelingen worden gecontroleerd door het meten van de dynamische druk in het smeeroeliecircuit van de motor (fig. 137). In het frequentiespectrum van het druksignaal wordt gekeken naar het niveau van de harmonischen (fig. 138). De verhouding tussen het niveau bij de ontstekingsfrequentie en de som van de lagere harmonischen is een maat voor goed- of afkeur.

De dynamische druk (puls in het smeeroeliecircuit) wordt volgens de auteurs veroorzaakt door de tijdens de arbeidsslag wisselende lagerbelasting, die zich in de in het lager geperste smeeroeliefilm voortzet (fig. 139). In normale toestand geeft dit een regelmatig golfpatroon. Door een ontoelaatbaar grote lagerspeling in het grote drijfstanglager, treedt na de puls van de betreffende cilinder een drukinzinking op. Bij een te grote speling van het hoofdlager wordt het druksignaal overheerst door een laagfrequente zweving. Verder wordt vermeld dat deze defectgevolgen onafhankelijk van de smeeroelietemperatuur zijn, de meting verricht is met een piëzoresistieve druksensor en dat een werkende motor in principe dezelfde resultaten kan opleveren.

Het artikel suggereert dat door de verbrandingsklap een plotselinge drukstijging ontstaat in de smeerfilm van het hoofdlager en het grote drijfstanglager, waarna deze zich als een drukgolf door het uitwendige smeeroeliecircuit voortplant. Dit is onzin. De drukstijging, de drukopbouw in het lager, zal naar de groef toe afgebouwd worden (fig. 89). Vergelijkingen met drukgolven in hogedruk brandstofleidingen van dieselmotoren lijken niet reëel. Het betreft duidelijk andere leidingdimensies, vloeistofsnelheden en drukken.

In maart 1989 doet Ir. K. Visser verslag van zijn ingenieursopdracht "Dieseldiagnose: Theorie in de praktijk" [ref. 46]. In het kader van deze opdracht heeft hij enkele dynamische drukmetingen uitgevoerd aan het smeeroeliecircuit van een dieselmotor, die ongelukkig binnen 1,5 minuut al schuddend vastliep ten gevolge van een fout in het smeeroeliecircuit. Hierdoor zijn de metingen ongecontroleerd uitgevoerd en bestaat verwarring over exacte loop der gebeurtenissen. Zo is er onduidelijkheid over de grootte van de

lagerspelingen, de juiste plaats van de druktransducer in het smeeroliecircuit (ten opzichte van drukregelklep, pompveiligheid en hoofdlagers) en de kwaliteit van de gebruikte rekstrook drukopnemer. Deze onzekerheden maken de interpretatie van de meetresultaten zeer speculatief. Desondanks blijft zijn conclusie onaantastbaar staan: "Het ontbreken van een rekenmodel is een belangrijk nadeel bij het evalueren en optimaliseren van deze methode. Derhalve verdient het grote aanbeveling om een rekenmodel op te stellen, waarbij de invloed van de lagergeometrie en de gaskrachten op het druksignaal berekend kunnen worden."

In de voor U liggende afstudeeropdracht wordt na een uitgebreide literatuurstudie over faalmechanismen, faalfrequentie en conditiebewakingssystemen van krukas- en drijfstanglagers in middelsnelle dieselmotoren, hiertoe een eerste poging gedaan. Om praktische redenen is de scriptie gesplitst in twee delen. Het eerste deel is het verslag en het tweede deel bevat de bijbehorende figuren en tabellen.

1. Oriëntatie

1.1. Dynamisch belast lager

Een lager is een constructie die tot doel heeft het doorleiden van een kracht tussen twee relatief bewegende werktuigonderdelen. De functie van het lager is tweeledig. Ten eerste het positioneren van de bewegende werktuigonderdelen ten opzichte van elkaar. Ten tweede het overbrengen van de kracht met een minimum aan wrijving.

In dieselmotoren worden voor de krukas- en drijfstanlaggers hydrodynamische laggers toegepast (glijlaggers). Door de hydrodynamische werking bouwt zich in de smeeroelie tussen de bewegende vlakken een druk op, waardoor de belasting wordt gedragen en contact tussen de loopvlakmaterialen wordt voorkomen (fig. 1).

De belasting van de laggers is door de verbrandingscyclus dynamisch en mits toerental, vermogen etc. gelijk blijven ook periodiek. Het asmiddelpunt zal door de dynamische belasting niet stil staan ten opzichte van het lagermiddelpunt, maar een asbaan afleggen (fig. 2).

Met name drie aspecten van een dynamisch belast glijlager zijn van belang voor een goed functioneren; de minimale filmdikte, de drukopbouw en de warmtebalans. De minimale smeerfilmdikte dient groter te zijn dan de som van de ruwheidstoppen van as en lager om metalisch contact te voorkomen. Metalisch contact veroorzaakt een temperatuursverhoging en kan tot slijtage en beschadiging van het lager leiden. De minimale smeerfilmdikten in de krukas- en drijfstanlaggers van de nieuwe generaties dieselmotoren zijn 5-8 μm . De maximale ruwheidsdiepten van een geslepen krukas zijn 2-3 μm Rt en van een gepolijste as 0,8-1,2 μm Rt.

De smeeroeliedrukopbouw in het lager kan met de Reynolds-vergelijking worden beschreven en wordt in krukas- en drijfstanlaggers hoofdzakelijk bepaald door het wig- en buffereffect. De hierbij maximaal optredende smeerfilmdruk in drijfstanlaggers varieert van 150 tot 350 MPa. Afhankelijk van de smeeroelieviscositeit, lagergeometrie en belastingskarakteristiek geeft dit een specifieke lagerbelasting van 10 tot 50 MPa. De specifieke

lagerbelasting is van belang voor de keuze van het lagermateriaal en de vermoeiingssterkte hiervan (fig. 3).

De warmtebalans in het lager vormt zich enerzijds door warmteontwikkeling en anderzijds door warmteafvoer. De warmteontwikkeling ontstaat door viskeuze wrijving in de smeerolie. De warmteafvoer gaat via de smeeroliestroom, de krukas en de lagerschaal/lagerhuis. De smeeroliestroom zorgt voor 85-95% van de warmteafvoer uit een krukas- of drijfstanglager [ref. 4].

De smeerolietemperatuur in het lager is begrensd. Ten eerste verandert de structuur van de over het algemeen gebruikte dieselmotorsmeeroliën bij ongeveer 240 °C. Ten tweede kan het lagermateriaal zijn sterkte verliezen. Bij ca. 130 °C zal een looplaag van witmetaal onder belasting plastisch vervormen. De gebruikelijke smeerolietemperatuur in dieselmotoren is dan ook 80-90 °C, zodat een veilige marge ontstaat.

De lagerspeling is een compromis tussen drukopbouw en warmtebalans. Een kleine speling geeft een goede smeeroliedrukopbouw in het lager, maar een verminderde smeeroliedoorstroming. De temperatuur loopt hierdoor op en de viscositeit van de smeerolie vermindert, wat weer een dunnere smeerfilm tot gevolg heeft. De toe te passen minimale lagerspeling in middelsnelle dieselmotoren is een diametrale speling van 0,00075 maal de lagerdiameter (fig. 4).

1.2. Constructiedelen

Krukas- en drijfstanglagers in middelsnelle dieselmotoren bestaan uit de volgende constructiedelen:

- a. as;
- b. smeerfilm;
- c. lagerschaal;
- d. lagerhuis.

ad a. As:

Krukassen worden gemaakt van nodulair gietijzer of gesmeed staal. De loopvlakken van de krukas ondergaan een hardingsproces (bijv. carboneren), zodat een harde as tegen relatief zacht lagermateriaal loopt. Hierdoor neemt de neiging tot wrijvingslassen bij niet volledige filmsmering af (ongelijksoortigheidseffect). De gebruikelijke krukashardheid is 265-320 HV₅ [ref. 5]. Een lagere hardheid geeft een grotere asslijtage.

De levensduur van het lager wordt beïnvloed door de ruwheid van de as (fig. 5). Veel dieselmotorfabrikanten hanteren een maximum oppervlakte ruwheid van 0,25 µm Ra voor geharde krukassen en 0.4 µm Ra voor zachte krukassen.

Afhankelijk van de afmetingen en sterkte zijn krukassen doorboord of hol uitgevoerd om de drijfstanlaggers vanuit de krukaslaggers te voorzien van smeerolie. De smeerolie in- en uitstroomgaten zijn gesitueerd in de loopvlakken van de krukas en wel zo dat ze niet in het hoogst belaste gedeelte zitten.

Door afwijkingen in de uitlijning van de lagerhuizen en door asvorming ontstaat ongelijkmatige lagerslijtage en het risico van ontoelaatbare spanningsconcentraties in de krukas (kerfwerking). Asvormingen ontstaan doordat de as is belast door buigmomenten (fig. 6) dan wel, door het niet in de lijn liggen van de hartlijnen van de aan elkaar gekoppelde asdelen. Algemeen wordt een tolerantie van max. 5% van de lagerspeling gehanteerd voor uitlijnfouten van de krukas.

ad b. Smeerfilm:

In de krukas- en drijfstanlaggers ontstaat door de hydrodynamische werking een volledige filmsmering. De minimale smeerfilmdikte is hierbij groter dan de som van de ruwheidstoppen van as en lager. Tijdens starten en stoppen van de dieselmotor zijn er momenten van gemengde smering. Hydrodynamische lagers, gesmeerd door een vloeistof, moeten worden beschouwd als cavitierende lagers [ref. 7]. Behalve door cavitatie is het ook principieel onmogelijk om in elke situatie over optimaal geplaatste toevoergroeven te beschikken, waardoor op iedere plaats en op ieder tijdstip ruim voldoende smeerolie aanwezig zou kunnen zijn [ref. 8]. In krukas- en drijfstanlaggers treedt dan ook schrale smering op.

Voor een goede werking worden er eisen gesteld aan de smeerolie afhankelijk van de gebruikssituatie van de dieselmotor. Zo eist bijv. de Koninklijke Marine voor de smeer-

olie O-278 voor haar dieselmotoren (deze draaien op gedistilleerde brandstoffen):

Viscositeit bij 40 °C: min. 80 cSt - max. 230 cSt;

TBN : min. 6 mgKOH/g;

Water zoet : max. 2%;

zout : max. 0,2%.

De smeerolieviscositeit is afhankelijk van de temperatuur (fig. 7) en de druk. Globaal neemt de smeerolieviscositeit met een factor 2 af bij iedere 10 °C temperatuurstijging en met een factor 2 toe bij iedere 20 à 30 MPa druktoename.

Door de afnemende kwaliteit van de brandstoffen, het langere verversingsinterval van de smeerolie en de grotere lagerbelastingen worden de vuildeeltjes in de smeerolie steeds meer van belang. De minimale smeerfilmdikten in de krukas- en drijfstanlaggers van de nieuwe generaties dieselmotoren zijn 5-8 µm, terwijl bij gebruik van zware brandstoffen de vaste deeltjes in de smeerolie 5-100 µm zijn met de grootste concentratie in het gebied 5-20 µm [ref. 10]. Filters moeten dit afvangen (tab. 1 en 2).

ad c. Lagerschaal:

Tegenwoordig worden in middelsnelle dieselmotoren alleen nog dunwandige multilaag-lagerschalen toegepast met een geringe schaaldikte- schaaldiameterverhouding (fig. 8). Lagerschalen hebben een overmaat lengte in omtreksrichting, zodat bij montage door het samendrukken van de lagerschalen in het lagerhuis de hierdoor opgewekte radiale krachten voor een goede aanlegdruk zorgen. Deze aanlegdruk (8 MPa en hoger) voorkomt een relatieve beweging tussen lagerhuis en lagerschaal waardoor fretting corrosie of vermoeiing zou kunnen optreden.

De eenvoudigste manier om rondom in het lager smeerolie toe te voeren is een centrale rondlopende smeeroliegroef in de lagerschalen. Een groef is echter nadelig voor de smeeroliedrukopbouw. Een centrale rondlopende groef deelt het lager als het ware in tweeën, waarbij meer nadelige randeffecten ontstaan. In het algemeen gebruikt men lagers met een gedeeltelijke smeeroliegroef, gesitueerd in het minst belaste gedeelte van het lager.

Lagerschalen moeten goede noodloopeigenschappen hebben. Bij het falen van de

smeerfilm moet de dure krukas zo min mogelijk worden beschadigd. Dit wil zeggen dat de lagerschalen tijdens falen zolang hun functie moeten blijven vervullen tot de dieselmotor is afgezet. De lagerschalen worden hierbij opgeofferd.

Lagerschalen moeten tevens een goed inbedvermogen hebben voor harde vaste vuildeeltjes om te voorkomen dat deze de krukas krassen. Daarnaast moeten ze een goed aanpassingsvermogen (conformabiliteit) hebben om geringe uitlijnfouten van de lagerhuizen en asvormingen op te vangen. In paragraaf 1.3. wordt nader ingegaan op lagermaterialen.

ad d. Lagerhuis:

Lagerhuizen moeten voldoende stijf zijn om de belasting van de lagers op te nemen. Lagerschalen in flexibele lagerhuizen hebben een hogere aanlegdruk nodig dan in stijvere huizen. Behalve voor de aanlegdruk moeten de lagerhuisbouten nog voldoende reserve hebben om de dynamische krachten tijdens het in bedrijf zijn van de dieselmotor op te vangen. Zoals vermeld bij asvormingen, zijn afwijkingen in de uitlijning van de lagerhuizen beperkt tot max. 5% van de lagerspeling.

Voor een goed contact tussen lagerschaal en lagerhuis worden er ook eisen gesteld aan de ruwheid van de lagerhuisboring. Veel dieselmotorfabrikanten hanteren als maximum 1,6 μm Ra. Grove onnauwkeurigheden op de lagerhuisboring worden zelfs in het loopvlak van de lagerschaal gereflecteerd na enige bedrijfsuren. Om deze reden moeten oliekanalen in het huis direkt onder het belaste deel van de lagerschaal worden vermeden.

1.3. Lagermaterialen

In middelsnelle dieselmotoren worden tegenwoordig alleen nog dunwandige multilaag-lagerschalen gebruikt. Als voorbeeld een lagerschaal op basis van lood-brons (fig. 9). De functies van de verschillende lagen zijn:

- De lood-tinlaag (Eng. flash, 1-2 μm) beschermt de lagerschaal tegen corrosie voor installatie;
- De witmetaallaag (Eng. overlay, 10-50 μm) is een dunne zachte laag met een

goed inbed- en conformabiliteitsvermogen. De dikte van de witmetaallaag is een compromis tussen vermoeiingssterkte en deze vermogens. De witmetaallaag geeft tevens minder asslijtage en beschermt lood-bronslagers tegen corrosie door gedegradeerde smeeroilie.

- De nikkellaag (Eng. interlayer, max. 5 μm) gaat bij lood-bronslagers tindiffusie van de witmetaallaag naar de lood-bronslaag tegen en vergroot het de corrosieweerstand. (Bij tin-aluminiumlagers is de nikkellaag nodig voor een goede binding tussen de witmetaallaag en de tin-aluminiumlaag.)
- De lood-bronslaag (Eng. lining, 0,5-1,0 mm) geeft vermoeiingssterkte aan de lagerschaal. De vermoeiingssterkte van deze laag is veel beter dan die van de witmetaallaag, maar heeft slechtere loopeigenschappen.
- De stalen onderlaag dient als sterke steunlaag voor de andere lagen en geeft een goede thermische stabiliteit.

Vroeger waren krukas- en drijfstanlagers geheel van witmetaal (babbitt) op lood- of tinbasis. Door de toename van de specifieke dieselmotorvermogens en de grotere lagerbelastingen kwamen er multilaaglagers op basis van koper-lood en lood-brons, die een betere vermoeiingssterkte hadden.

Midden jaren '70 ontstonden problemen met de witmetaallagen van deze lagers. Dit was een gevolg van nog hogere specifieke vermogens, nog grotere lagerbelastingen, hogere olietemperaturen, langere olieerversingsintervallen en het gebruik van zware brandstoffen [ref. 11 en 13]. Vanuit de verbranding komen harde zwarte koolstofdeeltjes (grootte 10-30 μm) in de smeeroilie die via abrasie de witmetaal- en nikkellaag beschadigen. Hierdoor werd tindiffusie en corrosie door de gedegradeerde en toen vaak zure smeeroilie mogelijk (Pb.O en Pb.S).

Naast andere smeeroïën (dopes) en betere filters kwamen de tin-aluminiumlagers in opgang. Deze zijn corrosieongevoelig en hebben geen witmetaallaag nodig. In de autoindustrie waren de tin-aluminiumlagers direkt succesvol. In middelsnelle dieselmotoren hadden ze in het begin slechts wisselend succes. Dit was o.a. het gevolg van produktieproblemen voor deze specifieke dieselmotorlagers.

In tabelvorm staan de eigenschappen van de verschillende lagermaterialen weergegeven

(tab. 3). Tegenwoordig beginnen de vermoeiingssterkten van tin-aluminium en lood-bronslagers elkaar te benaderen (fig.10). De nieuwste tin-aluminiumlagers bevatten fijn verdeelde siliciumdeeltjes, die een polijstend effect hebben op de krukas waardoor slijtage als gevolg van adhesie minder is.

Naast andere lagermaterialen zijn ook constructieve wijzigingen gekomen. Zo heeft Fa. Miba Gleitlager AG het "Rillen"-lager geïntroduceerd en The Glacier Metal Company LTD het "Mosaic"-lager (fig. 11 en 12). Beide lagers berusten op hetzelfde idee, waarbij het loopoppervlak bestaat uit witmetaal en tin-aluminium, gescheiden door een dunne nikkellaag. Bij het "Rillen"-lager worden aan het loopoppervlak radiale ringen gevormd en bij het "Mosaic"-lager een mozaïekpatroon. Het voordeel van deze lagers is dat de lagerslijtage met ongeveer $\frac{2}{3}$ deel afneemt, terwijl op de andere karakteristieke lagereigenschappen slechts weinig wordt ingeboet.

2. Faalmechanismen

2.1. Inleiding

De causale faalketen van een werktuigonderdeel is:

faaloorzaak → faalmechanisme → faalvorm.

Het is in de tribologie gebruikelijk om het falen van lagers te ordenen naar mechanismen. Deze faalmechanismen worden dan gerubriceerd naar contactsituatie [ref. 21]. Voor krukas- en drijfstanglagers in dieselmotoren geeft dit de volgende indeling:

- a. dubbelvlakig contact;
 - a.1. smeltslijtage;
 - a.2. plastische vervorming;
 - a.3. adhesie;
 - a.4. ploegslijtage;
 - a.5. oppervlaktevermoeding;
 - a.6. fretting corrosie;
- b. drielichamen contact;
 - b.1. abrasie;
- c. enkelvlakig contact;
 - c.1. corrosie;
 - c.2. stromingserosie;
 - c.3. cavitatie-erosie;
 - c.4. deeltjeserosie.

In dit hoofdstuk worden de verschillende faalmechanismen beschreven. Elke beschrijving van een faalmechanisme bevat vier aandachtspunten:

- a. definitie faalmechanisme;
- b. enkele faaloorzaken;
- c. verschijningsvorm en plaats in het lager;
- d. snelheid degradatie van het lager.

Bij het lezen moet men het systeemkarakter van tribologische processen voor ogen houden. Hiermee wordt bedoeld dat kleine veranderingen in de procesparameters (belasting, temperatuur, samenstelling milieu, etc.) grote veranderingen in aard en intensiteit van de vaak gelijktijdig optredende faalmechanismen teweeg kunnen brengen. Zo wordt gesteld dat diepgravend fundamenteel onderzoek naar het verloop van de "zuivere" faalmechanismen niet of nauwelijks zal bijdragen tot het kwantitatief kunnen voorspellen van de te verwachten slijtagesnelheid van een werktuigonderdeel tijdens de ontwerpfase [ref. 21].

2.2. Smeltslijtage

Smeltslijtage is aantasting van het lager door verhoging van de bedrijfstemperatuur tot het smeltpunt van het lagermateriaal, waarna het in smelttoestand door de smeeroliestroom wordt meegenomen [ref. 6]. Enkele mogelijke oorzaken van smeltslijtage zijn onvoldoende smeeroliepompcapaciteit, onjuist smeeroliegroefontwerp en blokkering of tijdelijke stilstand van de smeerolietoevoer (fig. 13).

Afhankelijk van de duur en de grootte van het smeerolietekort variëren de gevolgen van het plastisch vervormen van de looplaag tot het uitlopen van het lager. Wanneer smeltslijtage optreedt, zal dit onder condities van grenssmering of gemengde smering zijn in het zwaarst belaste deel van het lager. Hier is de warmteontwikkeling in het lager het grootst en de koeling (smeeroliestroom) het kleinst. Het gesmolten lagermateriaal smeert zich uit boven in het lager en verspreidt zich door het gehele smeeroliesysteem.

Bij lagers geheel van witmetaal is smeltslijtage een instabiel proces en leidt tot het falen van het lager. Door verwijdering van lagermateriaal uit het zwaarst belaste deel van het lager wordt de speling hier groter, de smeerfilmdikte kleiner en de smeeroliestroom minder. De bedrijfstemperatuur zal verder toenemen.

Bij dieselmotoren met multilaag-lagerschalen kan smeltslijtage zich stabiliseren en

beperken tot de looplaag van witmetaal (smelttemperatuur ca. 240 °C). Wanneer deze verwijderd is, komt de tussenlaag van lood-brons of tin-aluminium boven, die duidelijk een hogere smelttemperatuur heeft (ca. 400 °C en hoger).

2.3. Plastische vervorming

Plastische vervorming is een blijvende vervorming van het lager. Door een belasting op het lager treedt hierin een spanning op die groter is dan de vloeigrens van het lagermateriaal, waardoor het vervormt. Plastische vervorming van het lager kan worden veroorzaakt door maatafwijkingen van lagerschaal en lagerhuisboring, door onvoldoende vastklemming van de lagerschalen en door plaatselijk zware belasting van het loopvlak. Plastische vervorming van de lagerschalen is vaak herkenbaar aan spreidingsverlies of aan een diabolovorm (fig. 18).

Daar waar een lagerschaal door plastische vervorming niet goed aanligt in de lagerhuisboring, heerst een slechte warmteoverdracht, treedt vermoeiing van lagermateriaal op en is de lagerspeling niet gelijk aan de ontwerpwaarde. De hierbij mogelijke verdraaiing van de lagerschalen kan leiden tot afsnijding of vermindering van de smeerolietoevoer en eventueel tot het "uithameren" van de lagerschaal met als gevolg breuk.

De snelheid van degradatie van het lager door plastische vervorming is tot aan het moment van verdraaien en "uithameren" van de lagerschalen langzaam.

2.4. Adhesie

Adhesieve slijtage is aantasting van het lagermateriaal door de wrijvingskracht tussen as en lager bij loopvlakkencontact en relatieve beweging. Tussen de ruwheidstoppen kan een wrijvingslas worden gevormd, waardoor een deeltje van het donoroppervlak wordt uitgerukt en vastplakt aan het acceptoroppervlak. Na herhaaldelijke overdracht, waarbij het deeltje groeit, wordt het zwaarder belast vanwege zijn relatief grote afmetingen. Tenslotte laat het deeltje geheel los en wordt het door de smeeroliestroom meegenomen. Afschuiwing is een ernstige vorm van adhesieve slijtage.

Wat is dat?
hoe ontbreeft dat?

Enkele mogelijke oorzaken voor adhesie tussen as en lager zijn onvoldoende smeerolietoevoer, te hoge vlaktedruk (overbelasting) en te kleine lagerspeling. Adhesieve slijtage treedt op in het zwaarst belaste deel van het lager, waar loopvlakkencontact tussen as en lager het eerst zal plaatsvinden.

Adhesieve slijtage is over het algemeen een langzaam proces. Echter door de beschadiging en opruwing van de loopvlakken en de vorming van afgebroken deeltjes worden andere faalmechanismen geïntroduceerd. Ook neemt door adhesieve slijtage de speling van het lager toe, waardoor de smeerfilmdikte afneemt.

2.5. Ploegslijtage / abrasie / deeltjeserosie

Ploegslijtage-effecten kunnen zich voordoen ten gevolge van het binnendringen van de ruwheidstoppen van een relatief hard loopvlak in een zachter tegenloopvlak (dubbelvlakkig contact), ten gevolge van de abrasieve werking van harde deeltjes die zich tussen twee loopvlakken bevinden (drielichamen contact, fig. 19 t/m 23), of door deeltjeserosie waarbij een stromend medium de harde deeltjes langs het zachte vaste oppervlak schuurt (enkelvlakkige slijtage).

Harde deeltjes komen op een drietal manieren in de smeerolie van de dieselmotor [ref. 28]:

- a. "ingebouwd" vuil in krukasten, oliekanalen, cilinderboringen, etc. achtergebleven bij assemblage van de dieselmotor;
- b. binnengekomen vuil door carterontluchtingen of luchtfilters en deeltjes verkregen vanuit de verbranding;
- c. metaal slijtagedeeltjes van bewegende onderdelen ten gevolge van abrasieve slijtage.

Ploegslijtage, abrasie of deeltjeserosie kan leiden tot het afschuren, het krassen en het trekken van sporen en groeven in krukas en lagers (fig. 24). Hierbij wordt de mate van slijtage bepaald door de hardheid, de grootte, de concentratie en de kinetische energie-inhoud van het deeltje(s), door de smeerfilmdikte en door het type lagermateriaal.

Zo blijkt uit onderzoek met stationair belaste lagers dat, hoe groter de concentratie en hoe groter de harde deeltjes zijn, des te sneller slijt het lager [ref. 23]. Tevens blijkt uit dit onderzoek dat harde deeltjes (2,5 - 7 μm , ≤ 233 ppm) die kleiner zijn dan de minimale smeerfilmdikte, voor een hogere belastbaarheid van het lager zorgen, omdat zij de aanpassing van de lagerschaal op de krukas verbeteren.

Krassen en groeven in de lagerschaal kunnen groter zijn dan de minimale smeerfilmdikte of verstoren de smeerfilmdrukopbouw [ref. 23]. Ook neemt door deze faalmechanismen de speling in het lager toe waardoor de smeerfilmdikte afneemt. Ploegslijtage of abrasie treedt op in het zwaarst belaste deel van het lager, omdat hier tijdens de asbaan de afstand tussen as en lagerschaal het kleinst zal zijn. Deeltjeserosie zal plaatsvinden bij de uitstroom van smeerolie in de buurt van de smeeroliegroef.

2.6. Oppervlaktevermoeiing

Oppervlaktevermoeiing is het scheuren en uitbrokkelen van lagermateriaal ten gevolge van een cyclische belasting. De vermoeiingssterkte van een lagermateriaal is afhankelijk van de soort belasting (fig. 25), de dikte van de laag en de bedrijfstemperatuur (fig. 26). Corrosie heeft een duidelijk negatieve invloed op de vermoeiingssterkte (fig. 16). Oorzaken van oppervlaktevermoeiing kunnen zijn overbelasting, slechte binding tussen de lagen en fouten in de uitlijning van lagerhuisboringen of krukas (fig. 27). Fouten in de uitlijning geven onregelmatige slijtage oppervlakken (fig. 6).

Vermoeiing van lagermateriaal treedt het eerst op waar de belasting van het lager het grootst is. Oppervlaktevermoeiing begint met scheurtjes in het loopvlak, die door de cyclische belasting doogroeien tot aan de tussenlaag of zelfs tot aan de stalen onderlaag. Hier verandert de groeirichting van de vermoeiingsscheurtjes zodanig, dat ze evenwijdig aan de tussenlaag of onderlaag voortzetten. De vermoeiingsscheurtjes groeien hierdoor naar elkaar toe, waardoor uiteindelijk schilfertjes lagermateriaal uitbreken (fig. 28). Vermoeiingsschilfertjes zijn relatief groot en veroorzaken dan al gauw abrasieve slijtage.

Oppervlaktevermoeiingsslijtage treedt niet direkt op na het in bedrijfsstellen, maar pas nadat voldoende belastingscycli (van zekere waarden) zijn doorlopen (fig. 29). Na deze incubatieperiode is de snelheid van degradatie van het lager vooral afhankelijk van de

belasting [ref. 21].

Vooral lagers geheel van witmetaal en looplagen van multilaag-lagers zijn gevoelig voor oppervlaktevermoeiing. Om de vermoeiingssterkte acceptabel te houden moet de looplaag dun zijn, in tegenstelling tot de eisen van een goed inbed- en aanpassingsvermogen. De looplaagdikte is dus een compromis.

2.7. Fretting corrosie

Fretting corrosie is aantasting van het lagermateriaal in de contactzone van twee lagerdelen waartussen een oscillerende microbeweging plaatsvindt. Microbewegingen met een amplitude van 0,025 μm en een snelheid van 0,02 mm/uur kunnen al fretting corrosie veroorzaken [ref.26]. Fretting corrosie komt voor tussen de rug van de lagerschaal en de lagerhuisboring en op de contactvlakken tussen de deelhelften van de lagerschaal.

Door de oscillerende microbeweging ontstaat vermoeiing in de contactzone. Deeltjes breken uit en oxideren, waarbij de hardheid toeneemt. De deeltjes kunnen niet of nauwelijks worden afgevoerd waardoor ook abrasie zal optreden (fig. 30). Fretting corrosie is herkenbaar aan zwarte en bruin-rode vlekken op het contactoppervlak, het zogenaamde passingsroest (fig. 31 en 32).

Fretting corrosie kan worden veroorzaakt door een maatafwijking van de lagerhuisboring, een te kleine overmaat in omtreksrichting van de lagerschalen en een te lage voorspanning van de lagerkapbouten. Fretting corrosie leidt tot vermoeiingsbreuk van de lagerschaal, het verdraaien van de lagerschalen (afsnijden smeeroliëtoevoer) of tot verminderde warmteoverdracht tussen lagerschaal en lagerhuis waardoor smeltslijtage in het lager kan ontstaan.

Een bijzondere vorm van fretting corrosie is "static fretting" (Eng.). Bijzonder omdat hierbij de dieselmotor afstaat. Bijstaande werktuigen in de omgeving van de dieselmotor kunnen trillingen overbrengen. Tussen krukas en lagerschaal treden hierdoor microverschuivingen op, waardoor de smeerolie hiertussen wordt weggedrukt en metalisch contact ontstaat met fretting corrosie tot gevolg (fig.33).

2.8. Corrosie

Corrosie is aantasting van het lagermateriaal door een chemisch proces, leidend tot materiaalsverlies of materiaalsafzettingen. Corrosie van lood-brons- en koper-loodlagers wordt veroorzaakt door organische zuren (oxidatie smeerolie) of anorganische zuren (verbrandingsprodukten), door koelwaterlekkage naar de smeerolie of condensvorming en door decompositie van smeerolieadditieven (fig. 14).

Twee soorten corrosie van multilaag-lagers zijn te onderscheiden. Ten eerste de corrosie van de looplagen van witmetaal op lood-basis, die in tegenstelling tot de looplagen op tin-basis, gevoelig zijn voor corrosie. (Dit is een secundair probleem.) Ten tweede de corrosie van de tussenlagen van lood-brons of koper-lood, die in contact komen met de smeerolie wanneer de looplaag is beschadigd. Hierbij wordt het lood selectief uit de tussenlaag gelost (deeltjesgrootte $< 1 \mu\text{m}$), waarna een uitgehold en bros koperskelet achterblijft. Het brosse koperskelet zal door gebrek aan vermoeiingssterkte bezwijken onder de cyclische belasting van het lager (fig. 15). Corrosie heeft dus een negatieve invloed op de vermoeiingssterkte van deze lagers (fig. 16). Tin-aluminiumlagers zijn alleen corrosiegevoelig voor water in afwezigheid van smeerolie.

Corrosie vindt plaats in het zwaarst belaste deel van het lager, omdat hier beschadiging van de looplaag het eerst optreedt. Er ontstaat een "trein" van faalmechanismen, waarbij eerst de looplaag wordt aangetast, dan de tussenlaag en uiteindelijk bezwijkt het lager. Bijvoorbeeld:

abrasie of vermoeiing looplaag \rightarrow corrosie tussenlaag \rightarrow vermoeiing tussenlaag \rightarrow abrasie tussenlaag door vermoeiingsschilfers \rightarrow lagerspeling groter, filmdikte kleiner \rightarrow ploegslijtage en smeltslijtage \rightarrow tussenlaag verdwijnt \rightarrow as loopt vast op stalen onderlaag.

Schematisch is de "trein": $a \rightarrow a+b \rightarrow a+b+c \rightarrow a+b+c+d \rightarrow \text{etc.}$

Corrosie alleen is een langzaam proces en eerder tijdsduur- dan draaiurafhankelijk. Er zijn twee principieel mogelijke tijdsverbanden (fig. 17). Corrosie in lood-brons en koper-loodlagers lijkt op principe twee te berusten.

2.9. Stromingserosie

Stromingserosie is aantasting van het lagermateriaal door het slageffect van een turbulente smeeroliestroom. De smeeroliestroom is turbulent bij plotselinge doortocht- of scherpe richtingsveranderingen. De kinetische energie van de turbulente smeeroliestroom op het materiaaloppervlak kan hierbij groter zijn dan de vermoeiingssterkte van het materiaal. Kleine deeltjes worden dan uit het kristalrooster van het lagermateriaal verwijderd. De snelheid van degradatie is afhankelijk van de grootte van de kinetische energie.

Stromingserosie kan in lagers optreden bij de uitstroming van smeerolie op de rand van de smeeroliegroef naar het loopvlak. Hierbij beperkt het zich in het algemeen tot de looplaag van het lager. De tussenlaag is vanwege de hogere vermoeiingssterkte meestal ongevoelig voor stromingserosie. Stromingserosie kan worden voorkomen langs constructieve weg door een goede vormgeving zonder scherpe hoeken of plotselinge doortochtveranderingen.

2.10. Cavitatie-erosie

Cavitatie-erosie is aantasting van het lagermateriaal door het imploderen van dampbellen dichtbij het lageroppervlak. Dampbellen ontstaan bij snelle drukwisselingen waarbij de vloeistofdruk beneden de dampdruk daalt. Als daarna de druk weer oploopt, klapt de dampbel met geweld dicht. Cavitatie-erosie is een vermoeiingsaanval op het lageroppervlak en beperkt zich over het algemeen tot de zachte looplaag in een licht belast deel van het lager. Cavitatieplekken in de looplaag tot axiaal een derde deel van de lagerbreedte en tot radiaal een hoek van 90° zijn nog acceptabel, mits de tussenlaag nog niet is bereikt [ref. 5]. Hoe harder en hoe groter de vermoeiingssterkte van het materiaal is, des te groter zal de weerstand tegen cavitatie-erosie zijn en des te langzamer de degradatie van het lager. De oorzaken van cavitatie-erosie kunnen worden verdeeld in drie categorieën:

- a. radiale beweging van de as in het lager;
- b. massa-traagheidseffecten van de smeerolie in de drijfstaangboringen;
- c. interactie tussen groefontwerp van het lager en de doorboringen van de krukas.

ad a. Radiale beweging van de as in het lager:

Oplossingen voor cavitatie-erosie ten gevolge van een ongunstige asbeweging (fig. 34 t/m 36) moeten worden gezocht in het verhogen van de smeerolietoevoerdruk, het verkleinen van de lagerspeling, het wijzigen van de verbrandingsvolgorde (wijzigen asbaan) of door het ter plaatse van de cavitatie-erosieplek een aparte smeerolietoevoer te maken [ref.27].

ad b. Massatraagheidseffecten smeerolie in drijfstangboringen:

Drijfstangen zijn vaak doorboord om smeerolie toe te voeren naar de zuiger voor koeling en naar de zuigerpen voor smering. Door de massatraagheid van de smeerolie en de oscillerende beweging van de drijfstang zijn er momenten waarop de smeerolie terug het lager in wil stromen. Hierbij wordt door de drukpulsaties van de smeerolie cavitatie-erosie veroorzaakt (fig. 37). Beperking van de pulsaties kan door het plaatsen van terugslagkleppen of restricties in de drijfstangdoorboringen, zodat dat de smeerolie wel in, maar niet of nauwelijks uit de drijfstang kan stromen. Deze vorm van cavitatie-erosie treedt eventueel op aan de smeeroliegroefranden van drijfstanglagers waar de drijfstangdoorboring begint.

ad c. Interactie lagergroefontwerp en de doorboringen krukas:

De smeerolietoevoer naar de krukasboring wordt bij een ongunstig groefontwerp plotseling afgesloten (fig. 38). De smeerolie in de boring stroomt nog door en veroorzaakt aan het begin van de doorboring een verlaagde druk waardoor caviteiten ontstaan. De teruggaande drukgolf, ter vereffening van de verlaagde druk, drukt deze caviteiten weer in elkaar. De cavitatieplek heeft de vorm van een halve maan (fig. 39). Door het toepassen van een tangentieel smeeroliegroefontwerp wordt het afsluiten van de smeerolietoevoer en hierdoor het verloop van de druk geleidelijker (fig. 40).

2.11. Samenvatting

Uit de betreffende paragrafen blijkt dat het moeilijk is om voor elk faalmechanisme de degradatiesnelheid van het lager aan te geven. Het systeemkarakter van tribologische processen en het vaak gelijktijdig optreden van faalmechanismen zijn hieraan debet.

Wanneer men voor krukas- en drijfstanlaggers onderscheid moet maken tussen inleidende faalmechanismen en anderen, dan kan men kijken naar die mechanismen waarvoor de buitenste laag (looplaag) van multilaag-lagers het gevoeligst is. Het is al eerder aangegeven dat de looplaag een compromis is tussen vermoeiingssterkte, inbed- en aanpasingsvermogen. Dit zijn de zwakke punten van de looplaag. Inleidende faalmechanismen zijn dan ook vooral oppervlaktevermoeiing, abrasie en adhesie. Echte "afmakers" zijn smelt- en ploegslijtage (tab. 4).

Het "Overzicht faalmechanismen" is een beknopt resumé van dit hoofdstuk (tab. 5). In de kolom "Degradatie lager" is de gradatie snel of langzaam gebruikt. Met snel wordt bedoeld dat het falen van het lager binnen enkele seconden of minuten verwachtbaar is. Met langzaam wordt bedoeld, dat het faalmechanisme in de orde van grootte van uren of dagen werkzaam moet zijn wil het lager falen.

In recente tijdschriftartikelen en vakliteratuur is gezocht naar gegevens over de grootte van de slijtagedeeltes, die vrijkomen bij de respectievelijke faalmechanismen. Deze gegevens leiden tot een beter begrip van de faalmechanismen en de interacties daartussen. Tevens zijn deze gegevens van belang voor een beoordeling van lagerbewakingssystemen. Namelijk met betrekking tot de vraag of zij in staat zijn een specifiek faalmechanisme te detecteren.

In de artikelen en vakliteratuur zijn geen gegevens over de grootte van de slijtagedeeltes van de respectievelijke faalmechanismen in krukas- en drijfstanlaggers gevonden.

3. Faalfrequentie

3.1. Inleiding

Het falen van krukas- en drijfstanglagers in dieselmotoren leidt tot produktiestilstand. De materiële schade varieert van uitgelopen lagers tot krukasbreuk of zelfs carterexplosies. Verzekeringsmaatschappijen, zoals Allianz Versicherung AG, Lloyd's Register of Shipping en Det Norske Veritas, zijn bij het falen van dieselmotoren vooral geïnteresseerd in de faaloorzaak en in welke onderdelen het betreft. Dit om eventueel de schade te verhalen op een ander en om verzekeringsrisico's (premies etc.) te analyseren.

Dieselmotor- en lagerfabrikanten zijn meer geïnteresseerd in het faalmechanisme en zien het falen van een lager als slechte reclame voor hun produkt. Zij beschouwen lagerproblemen als ontwerpfouten die weggeconstrueerd kunnen worden.

De faalfrequentie van lagers en de verdeling hiervan naar mechanismen is van belang bij een beoordeling van lagerbewakingssystemen. Wanneer een lagerbewakingssysteem slechts faalmechanismen kan detecteren die niet of nauwelijks voorkomen, dan is het nut hiervan gering.

Echter het vaststellen van het faalmechanisme is vaak door de grote ravage in de dieselmotor na het falen van het lager niet meer mogelijk. Hierbij wordt onderzoek nog eens bemoeilijkt, omdat sommige faalmechanismen er op het eerste gezicht identiek uitzien en omdat vaak meerdere faalmechanismen zijn opgetreden.

In dit hoofdstuk wordt achtereenvolgens behandeld:

- a. faalfrequentie van krukas- en drijfstanglagers;
- b. frequentieverdeling naar faaloorzaak;
- c. frequentieverdeling naar faalmechanisme.

3.2. Faalfrequentie van krukas- en drijfstanlagers

Begin jaren '80 hebben in meerdere tijdschriften artikelen gestaan met betrekking tot de faalfrequentie van dieselmotoronderdelen [ref. 36 en 37]. De artikelen en de hierin getoonde tabellen waren vooral van inspecteurs van Lloyd's Register of Shipping. Tabel 6 [ref. 36] komt uit een van deze artikelen en is representatief voor andere soortgelijke tabellen.

De vraag bij deze tabel was of langzame dieselmotoren betrouwbaarder zijn dan middelsnelle. Deze analyse van Lloyd's betreft motorschepen met een minimale waterverplaatsing van 2000 ton en gebouwd tussen 1972 en 1978. De tabel geeft de aantallen defecten per "belangrijk" onderdeel weer in de periode tot en met december 1978. De analyse zegt niets over de ernst of de oorzaak van het defect. Tevens kunnen de getallen voor een groep motoren sterk beïnvloed zijn door een ondeugdelijk ontwerp van één type dieselmotor van een fabrikant.

Het blijkt dat in middelsnelle dieselmotoren de faalgevoeligste onderdelen zijn:

1. krukas en hoofdlagers;
2. zuigers;
3. drukvulgroepen;
4. drijfstanlagers.

Volgens de auteur is het overwicht van lagerproblemen nauw verbonden met het gebruik van zware brandstoffen. Zware brandstoffen leiden tot hogere verbrandingspiekdrukken (lagerbelasting) en meer verontreinigingen in de smeerolie.

Wanneer de faalfrequenties van krukas- en drijfstanlagers voor middelsnelle dieselmotoren worden opgeteld en gemiddeld over de drie vermogensgroepen, dan is het aantal lagerdefecten per 100 (scheeps-)dienstjaren 15 stuks. De economische levensduur van een koopvaardij schip wordt dezerzijds op ongeveer 10 jaar geschat, zodat met enige voorzichtigheid beweerd kan worden dat elke middelsnelle scheepsdieselmotor gedurende zijn gebruik een lagerdefect krijgt.

Figuur 41 [ref. 20] geeft ook de verbondenheid weer tussen het gebruik van zware brandstoffen en lagerproblemen in dieselmotoren. De vermelde percentages komen niet overeen met de defectenaantallen uit tabel 6. Dit toont de relativiteit van deze figuren en tabellen en geeft aan dat het "gevaarlijk" is om dit soort gegevens absoluut en op zichzelf staand te gebruiken. Zij geven slechts een indicatie.

3.3. Frequentieverdeling naar faaloorzaak

Een veel gebruikte indeling voor faaloorzaken van glijlagers is (tab. 7):

- a. ontwerpfouten;
- b. produktiefouten;
- c. montagefouten;
- d. bedrijfsfouten.

Gegevens met betrekking tot de frequentieverdeling naar faaloorzaak specifiek voor krukas- en drijfstanlagers in dieselmotoren zijn niet gevonden. Wel is een illustratief artikel [ref. 38] gevonden met gegevens over faaloorzaken van motoren. In dit artikel zijn 409 schadegevallen aan diesel- en aardgasmotoren geanalyseerd door Allianz Versicherung AG. Het betreft schadegevallen in de periode 1975-1979, waarvan het schadebedrag tenminste 5000 DM bedroeg.

Het toepassingsgebied van de motoren uit de analyse is zeer divers (tab. 8). 15% van de schadegevallen zijn lagerdefecten (tab. 9) en 68% heeft als primaire oorzaak een bedrijfsfout (tab. 10). Onder bedrijfsfouten wordt hier verstaan onderhoudsfouten (43%) en bedieningsfouten (25%). De secundaire schadeoorzaak is in 34% van de gevallen een smeerolietekort (tab. 11).

De indicatie dat onderhouds- en bedieningsfouten de meest voorkomende faaloorzaak is, komt overeen met mijn ervaringen opgedaan gedurende mijn plaatsing (sept '86 - mei '88) op Bureau Motoren van de afdeling Platformsystemen van de Directie Materieel Koninklijke Marine. De oorzaken van rond deze periode opgetreden dieselmotorlagerschaden aan

boord van schepen van de Koninklijke Marine zijn; verkeerd onderhoud aan het smeerolie-systeem, onzorgvuldige inspectie van de lagers of het onjuist interpreteren van bedrijfsgegevens.

Enige voorbeelden zijn; onjuiste montage van een filterelement in het huis, verkeerde montage van de standaardwijzer op een duplex smeeroliefilter, het niet op tijd verversen van de smeerolie, na inspectie van de hoofdlagers deze niet in hetzelfde lagerhuis terugplaatsen, het terugplaatsen van versleten lagers, de bovenste lagerschaal onder plaatsen en de onderste schaal boven, het schrapen van dunwandige multilaag-lagerschalen, het gebruik van een verkeerd aanhaalmoment voor de drijfstangbouten en smeerolieverdunding door brandstoflekkage.

3.4. Frequentieverdeling naar faalmechanismen

Over de verdeling van lagerschaden naar faalmechanismen is in recente tijdschriftartikelen en vakliteratuur weinig bruikbaar gevonden. Ook gesprekken met twee dieselmotorfabrikanten en een lagerfabrikant werkten in dit opzicht niet verhelderend. Allen waren van mening dat hun produkten niet of nauwelijks faalden. Als een enkele keer falen optrad, dan was dit een gevolg van "buitengewone" bedrijfsomstandigheden (bijv. veelvuldig en langdurig onbelast draaien) of verkeerd onderhoud. Problemen ten gevolge van buitengewone omstandigheden konden in bijna alle gevallen worden opgelost met specifieke modificaties. De fabrikanten wisten wél dat hun concurrenten problemen hadden!

Lagerproblemen zijn vaak fabrikant en type dieselmotor gebonden. Deze lagerproblemen zijn ontwerpfouten, die "eruit" geconstrueerd kunnen worden. Zo vertelde een fabrikant dat zij bij een bepaald type dieselmotor problemen hadden met het grote drijfstanglager. Na onderzoek bleek dat de oorzaak hiervan de elastische vervorming van het grote drijfstangoog was. Door het modificeren van het grote drijfstangoog naar een robuster ontwerp waren de problemen opgelost.

Tabel 12 [ref. 34] geeft een verdeling naar faalmechanismen voor diverse werktuigonderdelen. De gebruikte indeling van faalmechanismen is echter niet identiek aan hoofdstuk 2. Tevens zijn hier glijlagers beschouwd uit alle soorten industriële werktuigen, dus behalve

uit dieselmotoren ook uit compressoren, turbines, etc. Randvoorwaarden behorende bij de indeling zijn onbekend. Wel valt op dat de hier genoemde faalmechanismen (vreten, oppervlaktebeschadiging en draagbeeldverandering) betrekking hebben op de oppervlakte of de looplaag van het lager. Dit is de plaats waar het falen van een glijlager begint.

In een ander onderzoek wordt geconcludeerd dat abrasie (door verontreinigingen in de smeerolie) en fretting corrosie de meest voorkomende faalmechanismen zijn [ref. 35]. De auteur baseert zijn mening op onderzoek bij één bepaald type dieselmotor met twee verschillende typen lagerschalen in één bepaalde gebruikssituatie. Mijn inziens is op basis van deze gegevens een generaliserende uitspraak niet houdbaar.

In 1985 is onder coördinatie van Det Norske Veritas een project gestart met als doel criteria te ontwikkelen voor het optimale ontwerp van smeeroliesystemen voor maritieme middelsnelle dieselmotoren [ref. 19]. Er waren twee nevendoelen. Ten eerste het onderzoeken van de invloed van lagerontwerp en lagermateriaal op de levensduur en de betrouwbaarheid van lagers. Ten tweede het evalueren van lagerbewakingssystemen naar het vermogen om op handen zijnde lagerschaden te detecteren.

Uit dit onderzoek bleek dat met name "black particle wear" leidt tot het falen van lagers [ref. 11 en 20]. Zwarte deeltjes slijtage treedt vooral op bij trunk dieselmotoren op zware brandstoffen. De harde zwarte deeltjes worden bij de verbranding van brandstof en smeerolie gevormd en komen afhankelijk van de zuigerveer/cilinderwand condities in de smeerolie terecht. Deze deeltjes bestaan voor 80-90 % uit koolstof en hebben een grootte van 5-100 μm met de grootste concentratie bij 10-30 μm . Vanwege hun variërende dichtheid in de orde van grootte van die van de smeerolie, passeren de deeltjes de centrifugaal filters. Deeltjes tot 100 μm bleken zelfs smeeroliefilters met een fijnheid van 30-40 μm te passeren. Hierna komen de deeltjes in het lager en worden ze ingebed daar waar de filmdikte overeenkomt met hun grootte.

De harde zwarte deeltjes veroorzaken abrasie, waardoor de looplaag plastisch wordt vervormd. Tevens worden de deeltjes ingebed. Door de wrijving met de as ontstaan hier plaatselijk hoge temperaturen die tindhussie en dus corrosie van de looplaag met de smeerolie bevorderen. Wanneer de tussenlaag van loodbrons of koperlood is bereikt, accelereert de degradatie van het lager.

Oplossingen met betrekking tot zwarte deeltjes slijtage worden gezocht in:

- a. conditiebewaking van de smeerolie en de lagers;
- b. verbetering van de reinigingsefficiëncy van de smeeroliesystemen;
- c. verandering van de smeerolieverversingsintervallen;
- d. andere lagertypen en lagermaterialen.

3.5. Samenvatting

Er zijn weinig statistische gegevens gepubliceerd met betrekking tot lagerdefecten in middelsnelle dieselmotoren. Over de faalfrequentie van krukas- en drijfstanglagers en de faaloorzaak van motoren zijn nog wel enige publicaties van verzekeringsmaatschappijen te vinden, maar statistische gegevens over faalmechanismen zijn nauwelijks gepubliceerd. Dit heeft te maken met de concurrentieposities van zowel lager- als motorfabrikanten. Toch kunnen een viertal punten, zij het met enige voorzichtigheid, worden geconcludeerd:

- a. Van de "belangrijke" onderdelen van een middelsnelle scheepsdieselmotor hebben krukas en hoofdlagers de hoogste faalfrequentie;
- b. Elke middelsnelle scheepsdieselmotor zal gedurende de economische levensduur van het schip éénmaal krukas- of drijfstanglagerschade oplopen;
- c. De meest voorkomende faaloorzaken van een dieselmotor onder "normale" gebruiksomstandigheden zijn onderhouds- en bedieningsfouten;
- d. Het meest voorkomend inleidende faalmechanisme van krukas- en drijfstanglagers in de "nieuwe" dieselmotor gebruikssituatie met zware brandstoffen is abrasie (zwarte deeltjes slijtage).

*Met
smeerolie
op basis
v. feitelijke
info!*

*Waarom
gebruiken
br. st.
lijf. 97
sept. 97*

4. Conditiebewaking

4.1. Inleiding

Een adequate bewaking van krukas- en drijfstanglagers in dieselmotoren lijkt voor als nog een niet te bereiken doel [ref. 18]. Het toepassen van meerdere bewakingstechnieken tegelijkertijd is nodig voor een enigzins betrouwbare lagerbewaking. Bijvoorbeeld het regelmatig meten van de krukasdeflexie en het gebruik van zowel oliemistdetectoren als lagertemperatuursensoren.

Economische- en betrouwbaarheidsaspecten spelen een rol bij het bepalen welke lagerbewakingstechnieken zullen worden toegepast. Zo zal een systeem van oliemistdetectoren voor de bewaking van drijfstanglagers een aantrekkelijker alternatief zijn dan een systeem dat op temperatuursmetingen is gebaseerd. Wanneer hier temperatuursmetingen worden toegepast dan moet een signaal van de drijfstang naar de ontvangstapparatuur worden getransporteerd door middel van telematica, wat het een gecompliceerde, dure en enigzins onbetrouwbare bewakingsmethode maakt [ref. 52].

Bij het behandelen van de diverse bewakingstechnieken in de volgende paragrafen blijkt dat slechts weinig bewakingstechnieken mogelijkheden hebben tot conditiebewaking. Het merendeel moet eigenlijk worden gezien als een beveiliging tegen krukkastexplosies of grote krukasschaden veroorzaakt door lagerdefecten. Wanneer zo'n bewakingstechniek ingrijpt, moet lagerinspectie plaatsvinden en vaak blijkt dan dat het lager al onherstelbaar is beschadigd en vervangen moet worden.

In dit hoofdstuk worden achtereenvolgens de volgende bewakingstechnieken behandeld:

- | | |
|----------------------|--------------------------------------|
| a. slijtgedeeltes: | a.1. smeerolieanalyse; |
| | a.2. radioactiviteit; |
| b. lagertemperatuur: | b.1. oliemistdetectie; |
| | b.2. smeerolietemperatuurbewaking; |
| | b.3. lagerschaaltemperatuurbewaking; |

- c. dynamische belasting: c.1. trillingsanalyse;
- d. positionering: d.1. krukasdeflexie.

4.2. Smeerolieanalyse

4.2.1. Oriëntatie

De smeerolie van dieselmotoren wordt om een tweetal redenen geanalyseerd. Ten eerste om te bepalen of de smeerolie geschikt is voor verder gebruik. Hiertoe worden bijv. de viscositeit, het zuurgetal en het watergehalte gemeten. Ten tweede om een indruk te krijgen van de conditie van de dieselmotor. Hiertoe worden de slijtagedeeltes in de smeerolie geanalyseerd (fig. 42).

De analyse van slijtagedeeltes richt zich op de vorm, de concentratie, de grootte en de samenstelling van de deeltjes. De vorm reflecteert het faalmechanisme, de concentratie en de grootte geven aan hoe ver het faalmechanisme is gevorderd (fig. 43) en de samenstelling indiceert het betreffende onderdeel.

De detectiemethoden van slijtagedeeltes in smeerolie zijn in drie groepen te verdelen (tab. 13):

- a. directe detectiemethoden;
- b. slijtagedeeltes verzamelen en inspectie;
- c. smeeroliebemonstering en analyse.

ad a. Directe detectie methoden

Bij de directe detectiemethoden is de meetapparatuur in de smeerolieleidingen geplaatst en wordt continu de smeerolie bewaakt op basis van optische, inductieve of capacitieve technieken. Deze detectiemethoden zijn nog in een ontwikkelingsstadium, maar de voordelen zijn duidelijk; geen tussenkomst van de mens en continue bewaking.

ad b. Slijtagedeeltjes verzamelen en inspectie

Deze detectiemethoden scheiden de slijtagedeeltjes uit de smeerolie door filters of magnetische pluggen. Hierna wordt de verzamelde sludge geïnspecteerd en onderzocht. Het nadeel van filters is, dat het alle soorten deeltjes met een bepaalde grootte afvangt wat de bepaling van de sludgesamenstelling bemoeilijkt [ref. 40].

Het nadeel van magnetische pluggen is, dat alleen slijtagedeeltjes met magnetische eigenschappen worden afgevangen. Magnetische pluggen zijn dus ongeschikt voor de conditiebewaking van krukas- of drijfstanglagers in dieselmotoren.

ad c. Smeerolie bemonstering en analyse

De analyse van slijtagedeeltjes in een smeeroliemonster bestaat voor dieselmotoren hoofdzakelijk uit een tweetal technieken namelijk spectrografie en ferrografie. Spectrografie berust op het bepalen van de intensiteit van de spectraallijnen van het monster door atomaire emissie of atomaire absorptie. Met spectrografie worden de elementen van de slijtagedeeltjes en de concentraties hiervan bepaald (bijv. in ppm [mg/ltr]). Het is dus niet mogelijk om de vorm en de grootte van de slijtagedeeltjes te bepalen. Met spectrografie kunnen slijtagedeeltjes met een grootte tot ongeveer 10 μm geanalyseerd worden. Spectrografie is automatiseerbaar en kan snel worden uitgevoerd (tab. 14).

Ferrografie berust op de magnetische scheiding van de slijtagedeeltjes uit het smeeroliemonster (fig. 44 en 45). De slijtagedeeltjes gerangschikt naar grootte op het ferrogram worden door deskundigen met een speciale microscoop op vorm en grootte onderzocht. De strenge deeltjes met magnetische eigenschappen op het ferrogram werken als een filter waardoor ook niet magnetische deeltjes worden vastgehouden. Verhitting is nodig om de samenstelling van deze deeltjes aan de hand van hun verkleuring te kunnen bepalen. Ferrografie is niet automatiseerbaar en met ferrografie kunnen deeltjes met een grootte van ongeveer 5 tot 100 μm worden geanalyseerd (fig. 46).

4.2.2. Smeerolieanalyse van dieselmotoren

Smeerolieanalyse van dieselmotoren met betrekking tot slijtagedeeltjes betreft vooral spectrografie en ferrografie. De toepassing van spectrografie en ferrografie bij dieselmotoren

toren is voorzien van haken en ogen. Zo leiden filterwerking en smeerolieverbruik tot niet representatieve smeeroliemonsters. Middelsnelle scheepsdieselmotoren zijn in het algemeen voorzien van een automatisch filter in de smeeroliehoofdstroom met een fijnheid van 20-40 μm en van een centrifugaal filter in een aftakking van de hoofdstroom (bypass), die deeltjes groter dan 1 μm en met een soortelijke massa groter dan die van de smeerolie uitscheidt. Dit met filterrendementen die niet altijd optimaal zijn, wat een spreiding geeft in de meetresultaten.

Bij de verbranding van smeerolie in de cilinders door slechte zuigerveercondities verdwijnen slijtageelementen met de uitlaatgassen, terwijl het carter elke keer weer wordt opgetopt met schone smeerolie.

Het werken met afkeurwaarden voor concentraties van bepaalde slijtageelementen in de smeerolie voor een bepaald type dieselmotor is niet bevredigend [ref. 42]. Onder het gezegde "geen enkele motor is hetzelfde" wordt in het algemeen gewerkt met trendbewaking per motor. Het interpreteren van spectrografieresultaten van een smeeroliemonster uit één bepaalde dieselmotor is dan ook alleen goed mogelijk, wanneer men beschikt over ruime ervaring met eerdere metingen met terugkoppeling van de bijbehorende motorcondities.

Eén artikel [ref. 43] vermeldt dat bij het proefdraaien van nieuwe motoren in eerste instantie goede motoren werden afgekeurd, omdat de afkeurwaarden voor de toegestane concentraties slijtageelementen waren gebaseerd op abnormale slijtage van één enkel lager. Bij het proefdraaien, het gelijktijdig inlopen van alle lagers, werd deze norm al gepasseerd zonder dat er sprake was van abnormale slijtage.

In appendix 2 is globaal berekend wat de concentraties lood, koper en tin in de smeerolie zullen zijn, wanneer één hoofdlager van een dieselmotor (Pielstick 8 PA 4V 200VG) slijt van nieuwmaat tot afkeurwaarde. Conclusie is dat niet alle spectrografietechnieken qua gevoeligheid voldoen voor de bewaking van krukas- en drijfstanglagers.

Publicaties over smeerolieanalyse zijn niet eenduidig. Betrouwbaarheidsonderzoek en faalkansvoorspelling op basis van spectrografie voor diesellokomotieven van een Canadese spoorwegmaatschappij zijn mislukt [ref. 42]. Conditiebewaking van maritieme dieselmotoren door ferrografie lijkt mogelijk [ref. 41], maar de hierin gebruikte definitie van "juist

geclassificeerd" is zeer twijfelachtig. In totaal 254 smeeroelie monsters van dieselmotoren werden net voor groot onderhoud geanalyseerd met als resultaat dat 13 monsters werden afgekeurd. Bij groot onderhoud aan deze 13 motoren bleek in 7 gevallen reparatie nodig en in 6 gevallen niet. Van de 241 goedgekeurde motoren hadden er 16 reparatie nodig en 225 niet. De auteurs concluderen dat ferrografie in $(\{7+225\}/254=)$ 91,34% van de gevallen juist classificeerd. Mijn inziens blijkt dat er in $(6/13=)$ 46% van de detectiegevallen sprake was van loos alarm en $(16/\{16+7\}=)$ 70% van de reparaties niet werd gedetecteerd.

Ook Lloyd's Register of Shipping meldt dat smeeroelieanalyse voor maritieme dieselmotoren nog niet vrij van moeilijkheden is. Op korte termijn is nog geen acceptatie te verwachten van smeeroelieanalyse als reden om grote dieselmotoren te openen [ref. 45]. Volgens Lloyd's is het wel mogelijk om met bijv. spectrografie te constateren dat er iets aan de hand is in een dieselmotor, maar een eenduidige relatie met één bepaalde specifieke fout of faalmechanisme aan een onderdeel is er nog niet [ref. 44].

Voor detectie van diverse slijtageprocessen in een dieselmotor door middel van smeeroelieanalyse moet dan ook een bruikbaar geheel worden gezocht in een combinatie van spectrografie en ferrografie, eventueel aangevuld met andere technieken [ref. 39, 40, 46, en 47].

Krukas- en drijfstanaglagers kunnen alleen worden bewaakt, wanneer het bemonsteringsinterval kleiner is dan de tijdsduur van aanvang faalmechanisme tot het moment van falen. Smeeroelieanalyse kan dan ook de snelle faalmechanismen (de "afmakers", smeltslijtage en ploegslijtage) niet tijdig detecteren.

Smeeroelieanalyse detecteert faalmechanismen door lagermateriaaldeeltjes in de smeeroelie. Er zijn faalmechanismen die geen materiaalsverlies geven (plastische vervorming) of die slijtagedeeltjes geven welke door de filters worden afgevangen (oppervlaktevermoeiing, slijtagedeeltjes 10-50 μm afhankelijk van de dikte van de looplaag). Dat deze faalmechanismen toch nog eventueel gedetecteerd worden, komt omdat zij onderdeel zijn van treintjes faalmechanismen (tab. 4). Zo komt na (of naast) oppervlaktevermoeiing ook corrosie (deeltjesgrootte $< 1 \mu\text{m}$) voor. Spectrografie (gevoeligheid tot ongeveer 10 μm) is uitermate geschikt om corrosie van glijlagers te detecteren [ref. 40 en 41], maar is ongevoelig voor faalmechanismen gebaseerd op oppervlaktevermoeiing.

Ferrografie (gevoeligheid ongeveer 5-100 μm) is ongeschikt voor glijlagerbewaking in dieselmotoren. Ten eerste worden nagenoeg alle deeltjes van deze grootte uitgefilterd en ten tweede is het maar de vraag hoe goed met ferrografie lagerslijtagedeeltes (Pb, Cu, Al, Sn allen niet magnetisch) gedetecteerd kunnen worden.

4.3. Radioactiviteit

Glijlagers kunnen on-line worden bewaakt door "surface-layer activation" (SLA). Bij deze techniek worden in de looplaag van het lager radioactieve kernen ingeplant zonder dat een verandering van de mechanische eigenschappen van het lager optreedt. De radioactieve kernen stralen gamma-straling uit met een intensiteit die veilig is voor het personeel en sterk genoeg om buiten het werktuig de straling te kunnen meten. De afname van de intensiteit is een maat voor de lagerslijtage waaruit het materiaalsverlies van het lager kan worden berekend. SLA is nog in een teststadium [ref. 60].

Het radioactief maken van glijlagers om hiermee het slijtagegedrag te kunnen vastleggen of bewaken is niet nieuw. Eind jaren '70 paste men bij verschillende laboratoriumtesten een soortgelijke techniek toe [ref. 23, 61 en 62]. Hier mat men echter niet de afname van de intensiteit van het lager, maar de toename van de stralingsintensiteit van de smeerolie met lagerslijtagedeeltes. Hiertoe gebruikte men een in de smeeroliekringloop opgenomen detector (fig. 60). Het verschil met SLA was dat men werkte met alfa-straling in plaats van gamma-straling. Het gebruik van alfa-straling liet slechts een korte analyseperiode toe van ongeveer tien dagen door het snelle radioactiviteitsverval. Met SLA is deze periode minimaal een half jaar.

Het voordeel van lagerslijtagebepaling door meting van radioactiviteit is dat tijdrovende demontage en onnauwkeurige manieren van meten, zoals het wegen en de afmetingen bepalen, achterwege kunnen blijven.

SLA is nog in een teststadium, maar de mogelijkheden met betrekking tot lagerbewaking zijn interessant. Met SLA kan on-line het materiaalsverlies van het lager worden bepaald. Op deze wijze is het mogelijk de faalmechanismen, gepaard gaande met

materiaalsverlies, te detecteren. Voor het onderscheiden van de diverse faalmechanismen van krukas- en drijfstanlaggers is SLA niet toepasbaar.

4.4. Oliemistdetectie

Een oliemistdetector heeft tot doel het signaleren van een te grote concentratie zwevende smeeroliedeeltjes in het carter van een dieselmotor om carterexplosies te voorkomen. Een carterexplosie is mogelijk, wanneer de olienevel in het carter door de aanwezigheid van een warmloper verandert in een plaatselijk explosief mengsel. Dit explosieve mengsel kan door de warmloper zelf worden ontstoken, zodat de warmloper zowel veroorzaker als ontstekingsbron kan zijn van het explosieve mengsel.

Een warmloper kan elk willekeurig aan wrijving onderhevig motoronderdeel in het carter zijn. Er zijn carterexplosies bekend door warmgelopen zuigers, cilindervoeringen, zuigerpennen, kettinggeleiders en laggers.

Oliemistdetectie is gebaseerd op de niet-lineaire verhouding tussen olienevelconcentratie en de optische dichtheid (doorzichtigheid) hiervan (fig. 48).

Normaliter werkt een dieselmotor met een concentratie zwevende smeeroliedeeltjes van minder dan 50 mg/ltr (ca. 4% oliedampconcentratie in lucht) wat de lage explosielimiet is (fig. 47). De laagste ontstekings temperatuur is 270 °C bij een massaverhouding van 13% oliedampconcentratie in lucht. Van krukas- en drijfstanlaggers is de smelttemperatuur van de witmetaallaag ongeveer 240 °C en van de tussenlaag 400 °C en hoger.

Lloyd's Register of Shipping eist voor scheepsdieselmotoren met een vermogen groter dan 2250 kW of met een cilinderdiameter groter dan 300 mm de toepassing van een oliemistdetectiesysteem of een lagertemperatuurbewakingssysteem om carterexplosies te voorkomen.

Uit het voorgaande blijkt dat een oliemistdetector tot doel heeft een te dichte concentratie zwevende smeeroliedeeltjes te signaleren en niet het warmlopen van een lager. Een te dichte concentratie zwevende smeeroliedeeltjes wordt gevormd door een warmloper. Een warmloper kan een lager zijn, maar ook een ander dieselmotoronderdeel. Zodoende is voor

conditiebewaking van een krukas- of drijfstanlager een oliemistdetector niet geschikt vanwege de onbetrouwbaarheid en ongevoeligheid. Een oliemistdetector moet worden gezien als een beveiligingssysteem tegen carterexplosies.

4.5. Smeeroliettemperatuursbewaking

Bij smeeroliettemperatuursbewaking wordt de temperatuur gemeten van de smeerolie, die uit de hoofdlagers van een dieselmotor terug het carter instroomt. De gemeten temperatuur wordt vergeleken met een vooraf ingestelde waarde. Wanneer deze gemeten waarde groter is dan de ingestelde, dan zal een alarmering worden gegeven en automatisch in de bedrijfssituatie van de dieselmotor worden ingegrepen. Dit wil zeggen dat de draaiende motor wordt teruggeregeld naar minimale belasting of wordt gestopt.

In figuur 52 [ref. 57] is de plaatsing van de temperatuurssensoren in het carter van de voortstuwingsmotoren van Hr.Ms. Zuiderkruis (bevoorradingsschip van de Koninklijke Marine) schematisch weergegeven. Elk hoofdlager is voorzien van twee temperatuurssensoren, één aan elke open kant van het lager. In figuur 53 [ref. 57] komt de schuine ligging van de sensor in een krukcastschoot beter tot uiting. De bewakingsinstallatie aan boord Hr.Ms. Zuiderkruis is uitgevoerd met een tweetal ingestelde temperatuurswaarden. Wanneer de gemeten temperatuur de eerste ingestelde waarde bereikt, dan geeft de bewakingsinstallatie een "too high temperature" alarm. Als de temperatuur doorstijgt en groter of gelijk aan de tweede ingestelde waarde ("too-too high temperature") wordt, dan grijpt de bewakingsinstallatie in en stopt de dieselmotor. De toegepaste temperatuurssensoren zijn gecompenseerde thermistors en de ingestelde waarden zijn respectievelijk 76 en 79 °C (bij een smeerolie SAE 30) of 84 en 87 °C (bij een smeerolie SAE 40).

Een lagerbewakingssysteem, dat werkt volgens het principe van smeeroliettemperatuursmeting, reageert op een verhoogde temperatuur van de uitstromende smeerolie uit een hoofdlager. Een abnormale warmteontwikkeling in een lager ontstaat alleen bij ernstige smelt- en ploegslijtage, wanneer er metalisch contact is tussen krukas en lagerschaal. Een smeeroliettemperatuursbewakingsinstallatie moet dan ook worden gezien als een beveili-

gingssysteem tegen grote krukas- en lagerschaden en niet als een conditiebewakingssysteem voor hoofdlagers.

4.6. Lagerschaaltemperatuursbewaking

Bij een lagerschaaltemperatuursbewakingsinstallatie wordt door middel van temperatuursensoren continu de lagerschaalrugtemperaturen van een draaiende dieselmotor gemeten en vergeleken met een vooraf ingestelde alarmwaarde. Bij het bereiken of overschrijden van de alarmwaarde zal automatisch in de bedrijfssituatie van de dieselmotor worden ingegrepen, zoals bij smeerolietemperatuursbewaking.

De beste temperatuursmeting wordt verkregen door een temperatuurssensor in het zwaarst belaste deel van het lager in direct contact met de smeerolie te plaatsen. Dit is echter praktisch niet uitvoerbaar door de negatieve invloed hiervan op de smeeroliefilm in het zwaarst belaste deel van het lager. Het meest praktisch is om op deze plaats, maar dan op de rug van de lagerschaal, de top van de temperatuurssensor te plaatsen. Door middel van een veer wordt de sensortop stevig tegen de lagerschaalrug gedrukt, waardoor een goede warmteoverdracht wordt verkregen (fig. 54).

In figuur 55 [ref. 52] worden de reactiesnelheden van een oliemistdetector en een lagerschaaltemperatuursbewakingsinstallatie in een bepaalde proefmotor met elkaar vergeleken. Uit de figuur blijkt, dat de lagerschaaltemperatuursbewakingsinstallatie met een reactietijd van 30 tot 40 seconden na het stoppen van de smeerolietoevoer naar een hoofdlager alarmeert en dat de oliemistdetector pas 2,5 tot 3 minuten later reageert.

Uit andere proeven blijkt dat deze reactietijd van de lagertemperatuursbewakingsinstallatie wordt veroorzaakt, doordat de krukas eerst door de looplaag van witmetaal moet "zakken" (ongeveer bij 130 °C, zie fig. 56 het lood-brons lager). Pas hierna treedt een duidelijke temperatuursverhoging op, omdat de krukas dan draait op de tussenlaag, die een duidelijk hogere bezwijkingstemperatuur heeft [ref. 54]. Deze bezwijkingstemperatuur is ongeveer 180 °C, zowel voor lagers van tin-aluminium als van lood-brons (fig. 56). Bij deze 180 °C blijft de temperatuur enige seconden constant. Wanneer de krukas uiteindelijk door de tussenlaag is "gezakt" en op de stalen lagerschaalrug draait, zal de temperatuur

snel verder stijgen.

Een lagerbewakingssysteem, dat werkt volgens het principe van lagerschaaltemperatuursbewaking, reageert op een verhoging in temperatuur van de lagerschaalrug. Een abnormale warmteontwikkeling in een lagersysteem, die een temperatuursverhoging kan geven, ontstaat bij metalisch contact tussen krukas en lagerschaal (smelt- en ploegslijtage). Een lagerschaaltemperatuursbewakingsinstallatie is meer een beveiligingssysteem tegen krukas- en lagerschaden of carterexplosies dan een conditiebewakingssysteem.

4.7. Trillingsanalyse

Trillingsanalyse bij dieselmotoren heeft betrekking op torsietrillingen van de ronddraaiende krukas of op huistrillingen. Torsietrillingen zijn periodieke tangentiële hoekverdraaiingen, die op een eenparig ronddraaiende as van een roterend werktuig zijn gesuperponeerd. Bij een dieselmotor worden deze torsietrillingen veroorzaakt door periodieke excitaties (het verloop van de gas- en massakrachten van iedere cilindereenheid als functie van de tijd). Het torsietrillingssignaal wordt gevormd door de excitaties en door de mechanische eigenschappen van het torsietrilsysteem (het drijfwerk van de motor met aangekoppeld werktuig) [ref. 46].

Torsietrillingen zijn met name gevoelig voor verandering van vermogen dat in een cilinder wordt ontwikkeld en dus gevoelig voor defecten die dit veroorzaken. Alleen ernstige lagerdefecten kunnen gedetecteerd worden met torsietrillingsanalyse. Op het moment dat een lager uitloopt (ernstige smelt- en ploegslijtage) zal een grote wrijvingskracht aangrijpen op de krukas wat met torsietrillingsanalyse merkbaar is. Echter beginnende lagerdefecten zijn te klein van aard om een duidelijke invloed te hebben op torsietrillingen.

Wel is het zo dat extreme torsietrillingen schade aan krukas of koppeling kunnen veroorzaken [ref. 55] en dat extreme torsietrillingen in installaties met middelsnelle dieselmotoren nog wel eens voorkomen [ref. 56], maar het is niet zo dat op basis van torsietrillingsmetingen de conditie van krukas- en drijfstanglagers kan worden bewaakt.

In laboratoria wordt glijlagerbewaking door middel van trillingsmetingen op de krukast of op het lagerhuis onderzocht. Bij trillingsmetingen op de krukast van een motor ter bewaking van de hoofdlagers wordt ook indirect de cilinderdruk gemeten, omdat de trillingen een resultante zijn van de gas- en massacrachten op de krukas en de reactie- en wrijvingskrachten in het lager (fig. 49). Op deze manier zijn opmerkelijke resultaten verkregen bij een dieselmotor uit een vrachtwagen, die een lagerdefect kreeg door waterlekkage naar de smeerolie (fig. 50). De bruikbaarheid van de resultaten en de beste manier van gegevensverwerking hierbij moet nog nader worden onderzocht [ref. 53].

Bij trillingsmetingen op het lagerhuis van een statisch belaste as in glijlagers uit een vrachtwagenmotor zijn mooie resultaten verkregen (fig. 51). Zes verschillende testen werden uitgevoerd en alle testen hadden gemeen dat de smeerolietoevoer naar de lagers werd verminderd onder verschillende condities. Behalve trillingsmetingen werden hierbij ook lagerschaaltemperatuur- en asverplaatsingsmetingen verricht. In hoeverre een en ander ook bruikbaar is bij dynamisch belaste glijlagers is niet onderzocht [ref. 54].

Trillingsanalyse met als doel conditiebewaking van krukas- en drijfstanlagers in middelsnelle dieselmotoren is voor als nog niet praktisch toepasbaar en bevindt zich nog in onderzoeksfase. Het lijkt erop dat de mogelijkheden van trillingsanalyse zich beperken tot het detecteren van ernstige lagerslijtage.

4.8. Krukasdeflexie

Het meten van krukasdeflexie is het controleren van de krukas op vervorming (fig. 57). De deflexie van twee krukwingen ten opzichte van elkaar is een maat voor de vervorming die dit deel van de krukas tijdens een omwenteling ondergaat. Deze vervorming moet kleiner zijn dan een bepaalde waarde om een vermoeiingsbreuk ten gevolge van kerfwerking, hoofdzakelijk ter plaatse van de krukasaf rondingen, te voorkomen.

Normaliter staat in de instructieboeken van de fabrikant hoe deflexie moet worden gemeten en wat de maximale deflexie mag zijn. In de figuren 58 en 59 [ref. 58] staan algemene richtlijnen en normen voor het plaatsen van de meetklok en de maximaal toelaatbare deflexie, indien deze gegevens niet door de fabrikant zijn opgegeven.

Er zijn een aantal mogelijke oorzaken voor een te grote deflexie, zoals uitlijningsfouten tussen dieselmotor en aangedreven werktuig of tussen de hoofdagers in de dieselmotor [ref. 59]. Wanneer een te grote deflexie wordt gemeten, dienen de krukaslagers te worden gecontroleerd. Te grote deflexie kan een verhoogde slijtage aan de zijkant van het lagerloopvlak veroorzaken (fig. 6).

Krukasdeflexie is niet bruikbaar als lagerbewakingssysteem. Ten eerste omdat het meten van de krukasdeflexie niet on-line gebeurt, maar periodiek na ongeveer 3000 draaiuren plaatsvindt. Ten tweede moet de dieselmotor af en de krukas open, wat het meten van de krukasdeflexie zeer arbeidsintensief maakt. Ten derde is de gevoeligheid van krukasdeflexiemetingen voor lagerslijtage gering. Een gunstige krukasdeflexiemeting is wel een voorwaarde voor een goede lagerconditie, maar omgekeerd hoeft een slechte lagerconditie niet tot een ongunstige krukasdeflexiemeting te leiden.

4.9. Samenvatting

Van de beschouwde bewakingstechnieken zijn oliemistdetectie en krukasdeflexie niet geschikt voor het bewaken van de lagers van een dieselmotor. Een te hoge oliemistconcentratie of een te grote krukasdeflexie kunnen door een slechte lagerconditie worden veroorzaakt, maar ook door veel andere zaken. Er is geen eenduidige relatie tussen de conditie van de lagers en de oliemistconcentratie in het carter of de deflexie van de krukas.

Trillingsanalyse, smeerolietemperatuursbewaking en lagerschaaltemperatuursbewaking zijn technieken, die de mogelijkheid hebben tijdig ernstige lagerslijtage te detecteren en tijdig in te kunnen grijpen om grote krukasschaden te voorkomen. Deze technieken reageren op de eindfaalmechanismen smelt- en ploegslijtage en zijn meer beveiligingssystemen dan conditiebewakingssystemen.

Met smeerolieanalyse en radioactiviteit kan een stap worden gezet naar een meer op de lagerconditie afgestemd onderhoud, waarbij onvoorziene stilstand door lagerschade nagenoeg wordt vermeden.

Conditiebewaking door "surface-layer activation" (SLA) verkeert nog in een teststadium. De voordelen zijn dat continu en on-line het materiaalsverlies van een lager kan worden gevolgd. Met SLA is het niet mogelijk om onderscheid te maken tussen de verschillende faalmechanismen.

Smeerolieanalyse kan snelle faalmechanismen en faalmechanismen zonder materiaalsverlies niet detecteren. Faalmechanismen, die gebaseerd zijn op oppervlaktevermoeiing, geven grote slijtagedeeltes, die door de filters in het smeeroliesysteem grotendeels worden afgevangen. Met smeerolieanalyse worden deze faalmechanismen dan ook niet of nauwelijks gedetecteerd.

Tabel 15 is een overzicht van de te detecteren lagerfaalmechanismen door de diverse lagerbewakingstechnieken. Aangenomen is dat alle slijtagedeeltes op basis van oppervlaktevermoeiing (grootte 10-50 μm) door de smeeroliefilters (fijnheid in hoofdstroom 20-40 μm en in bypass 1 μm) worden afgevangen. Hierom zijn de faalmechanismen op basis van oppervlaktevermoeiing in de tabel onder ferrografie niet opgenomen.

5. Smeeroliecircuits en dynamische drukmeting

5.1. Inleiding

Wanneer men de conditie van krukas- en drijfstanglagers wil bewaken door het meten van de dynamische smeeroliedruk, komen er twee vragen boven:

- a. welke punten in een smeeroliecircuit lenen zich voor een dynamische drukmeting?
- b. welke oorzaken voor drukvariaties mogen in een smeeroliecircuit worden verwacht?

Het antwoord op beide vragen begint met een beschouwing van gebruikelijke smeeroliecircuits. Hiertoe zijn de smeeroliecircuits van drie middelsnelle dieselmotoren in gebruik bij de Koninklijke Marine en het smeeroliecircuit van de proefmotor nader bekeken. De vier beschouwde dieselmotoren zijn kort gekarakteriseerd:

- a. De Pielstick 8 PA4 V 200 VG wordt gebruikt als generatordiesel aan boord van de fregatten van de "Kortenaer-klasse". Het nominaal vermogen is ongeveer 900 kW, 4-takt proces en 8 cilinders in V-vorm.
- b. De Brons A-RUB 215x12 wordt gebruikt als voortstuwingsmotor aan boord van de mijnenbestrijdingsvaartuigen van de "Alkmaar-klasse". Het nominaal vermogen is ongeveer 1400 kW, 4-takt proces en 12 cilinders in V-vorm (hoofd- en koppeldrijfstang principe, "vader-zoon principe").
- c. De SWD 16 TM410 wordt gebruikt als voortstuwingsmotor aan boord van Hr.Ms. Zuiderkruis. Het nominaal vermogen is ongeveer 10.000 kW, 4-takt proces en 16 cilinders in V-vorm.
- d. De proefmotor, de Kromhout GS-108, werd gebruikt als generatordiesel in bunkers en op een enkel klein vaartuig van de Koninklijke Marine. Het nominaal vermogen is ongeveer 30 kW, 4-takt proces en 5 cilinders in lijn.

5.2. Smeeroliecircuits

Smeerolie in een dieselmotor heeft meestal zes functies [ref. 63]:

- a. opheffen van metalische wrijving;
- b. beschermen van motoronderdelen tegen corrosie;
- c. afvoeren van wrijvingswarmte;
- d. koelen van de zuiger;
- e. afdichten tussen cilinderwand, zuiger en zuigerveer;
- f. verbrandings- en slijtageproducten zwevend houden, zodat ze kunnen worden afgescheiden.

Een smeeroliecircuit van een dieselmotor heeft tot doel de smeerolie in een goede conditie te houden en te transporteren door de motor. Het smeeroliecircuit kan gesplitst worden in een uitwendig en een inwendig systeem.

5.2.1. Uitwendig smeeroliesysteem

Het uitwendig smeeroliesysteem van een middelsnelle scheepdieselmotor bestaat in het algemeen uit (fig. 61):

- a. een smeerolietank/carter;
- b. een pomp;
- c. een koeler;
- d. een filter;
- e. een drukregelklep.

ad a. Smeerolietank

Kleine motoren zijn uitgevoerd met een nat carter en grote motoren met een droog carter en hieronder een sumptank (smeerolieinhoud 1-1,4 ltr/kW).

ad b. Pomp

Kleine motoren drijven een aangebouwde smeeroliepomp aan via een tandwiel- of kettingoverbrenging vanaf de krukas. Deze smeeroliepompen zijn tandwielpompen. Grote motoren zijn uitgevoerd met elektrische wormpompen, vanwege de grotere benodigde capaciteit (bijv. Pielstick 8 PA4 tandwielpomp 25 m³/uur, SWD TM410 wormpomp 160 m³/uur). In alle gevallen hebben de smeeroliepompen een pompveiligheid (een veerbelaste overstort terug naar de zuig van de pomp) tegen te hoge persdrukken, waardoor het inwendige van de pomp kan worden vernield. Tevens hebben alle pompen in de aanzuigleiding een grof filter (zogenoemde "boutenvanger", fijnheid 250-500µm).

ad c. Koeler

Alle smeeroliecircuits hebben voor het smeeroliefilter een koeler van het tegenstroomprincipe met als koelmedium zeewater. Een thermostaat regelt de smeeroliehoeveelheid door de koeler, geplaatst in een omloopleiding (by-pass). De proefopstelling van de Kromhout is anders uitgevoerd. Hier wordt de zeewaterhoeveelheid geregeld met een handbediende klep en zit aan de smeeroliekant geen hoeveelheidsregeling.

ad d. Filter

Het aantal verschillende uitvoeringen van smeeroliefilters is groot. Niet alleen het vermogen van de motor, maar ook de kwaliteit van de gebruikte brandstof en de specifieke eisen van de gebruiker spelen een rol. Alle motoren hebben een "normaal" doorstroomfilter (met filterelement) in de smeeroliehoofdstroom. Alle smeerolie naar het inwendige smeeroliesysteem gaat door dit filter. In het algemeen is de fijnheid 20-40 µm. De uitvoeringen zijn zeer divers; één of meer elementen, wel of niet automatisch reinigend, met of zonder magneten, met of zonder veiligheid, met of zonder indicatiefilter, etc.

Hiernaast hebben grote motoren een smeerolieseparator, die uit de sumptank zuigt en de gesepareerde olie weer terug naar de sumptank stort (capaciteit 3-5 maal de sumptankinhoud per 24 uur, deeltjes vanaf ongeveer 1 µm worden uitgesepareerd). De middelgrote motoren hebben centrifugaal filters in een aftakking van de smeeroliehoofdstroom na de pomp en voor de koeler. De olie uit de centrifugaal filters wordt direct in het carter gestort (deeltjes vanaf ongeveer 1-2 µm worden uitgefilterd). Kleine motoren hebben alleen een "normaal" doorstroom filter.

ad e. Drukregelklep

De drukregelklep heeft tot doel de smeeroliedruk naar het inwendige smeeroliesysteem optimaal te houden (constant op een bepaalde druk). De plaats van de drukregelklep in het smeeroliecircuit is verschillend, maar in het algemeen dicht bij de smeerolieverdeelleiding van het inwendige systeem onder in het carter. De smeeroliedruk naar het drijfwerk moet in alle situaties zolang mogelijk verzekerd of optimaal blijven om ernstige slijtage te voorkomen. De drukregelklep is meestal een veerbelaste klep die overstort in het carter. Drukvariaties veroorzaakt door het dynamische gedrag van krukas- en drijfstanglagers worden dus door de drukregelklep afgevlakt.

5.2.2. Inwendig smeeroliesysteem

De smeerolietoevoerleiding van het uitwendige systeem sluit aan op een verdeelleiding in het carter van de motor. Vanaf hier wordt de smeerolie verdeeld naar de diverse onderdelen of componenten, zoals in het algemeen de nokkenaslagers, de kleppenmechanismen, de tandwielen en de hoofdlagers. Afhankelijk van het motortype zijn de drukvulgroep, de cilindersmering en de kleppenmechanismen hier wel of niet op aangesloten. Het smeeroliebeloop door het drijfwerk is:

- a. hoofdlager;
- b. doorboring krukas;
- c. groot drijfstanglager;
- d. doorboring drijfstang;
- e. klein drijfstanglager;
- f. zuiger.

ad a. Hoofdlager

De smeerolie gaat vanaf de verdeelleiding via boringen in de hoofdlagerkappen en een smeeroliegroef in de lagerschalen naar het loopvlak. Bij de beschouwde motoren vallen twee punten op:

- a. de proefmotor heeft de smeeroliegroef onder in het lager (zwaarst belaste deel), terwijl de andere motoren de smeeroliegroef boven in het lager hebben;
- b. in volgorde van grotere motorvermogens wordt ook de hoek, waarover de smeeroliegroef loopt, groter.

ad b. Doorboring krukas

De uitvoering van de krukasboringen en de ligging van de in- en uitstroomopeningen voor smeeroliedoorvoer van de hoofdlagers naar de grote drijfstanlagers zijn bij alle vier de motoren verschillend en lijken niet aan een wetmatigheid te voldoen. De krukas van de Kromhout is schuin doorboord van één drijfstanlager naar één hoofdlager, zodanig dat bij één krukpen één astap hoort (lijnmotor, fig. 62). De krukas van de Pielstick 8 PA4 is geheel doorboord evenwijdig aan de hartlijnen van astap, krukvang en krukpen. Met andere woorden door de krukas loopt één groot smeeroliekanaal (fig. 63). De krukas van de Brons A-RUB is schuin doorboord van één groot hoofddrijfstanlager naar twee hoofdlagers ("vader-zoon" principe, fig. 64). De krukas van de SWD TM410 is ook schuin doorboord, maar van één groot drijfstanlager naar één hoofdlager (fig. 65).

ad c. Groot drijfstanlager

De smeeroliegroef in het grote drijfstanlager ligt bij alle vier de motoren onder in het lager. De lengte van de smeeroliegroef is echter wel verschillend namelijk ongeveer 90°, 180°, 246° en 360° voor respectievelijk de Kromhout, Pielstick, Brons en SWD motor.

ad d. Doorboring drijfstan

Behalve bij de Kromhout zijn bij de overige motoren de drijfstanen doorboord om smeerolie door te laten voor smering van het zuigerpenlager, koeling van de zuiger en of smering van de koppeldrijfstan. De twee grootste motoren, uitgevoerd met zuigerkoeling, hebben in de boring door de drijfstan een terugslagklepje zitten om terugstroming van de smeerolie het drijfstanlager in te voorkomen (cavitatie-erosie).

ad e en f. Klein drijfstanlager en zuiger

De uitvoering van zowel de smering van het kleine drijfstanlager (zuigerpenlager) als de

koeling van de zuiger is zeer verschillend. Het kleine drijfstanglager heeft één of meer, geheel of gedeeltelijk rondom en axiaal lopende smeeroliegroeven. Door de niet roterende beweging van as en lager wordt hier nauwelijks of geen hydrodynamische druk opgebouwd.

Zuigerkoeling vindt plaats door een smeeroliekanalensysteem in de zuiger of door het plaatsen van sproeimondjes aan het einde van de drijfstangdoorboring, die de onderkant van de zuiger koelen.

5.3. Plaats dynamische drukmeting

Voor het aangegeven van een geschikt punt voor dynamische smeeroliedrukmetingen in smeeroliecircuits kunnen een aantal randvoorwaarden worden geformuleerd:

- a. plaats de druksensor in het uitwendig smeeroliesysteem zo dicht mogelijk bij de lagers zonder tussenplaatsing van filters, etc.;
- b. vanaf de druksensor tot einde inwendig smeeroliesysteem mag geen drukregelklep zitten;
- c. de afstand tussen drukregelklep en druksensor in het uitwendig systeem moet zo groot mogelijk zijn met hiertussen koelers, filters, etc. om de invloed van de drukregelklep af te vlakken.

Bovenstaande kan tot gevolg hebben dat het smeeroliecircuit van een dieselmotor niet geschikt is voor dynamische drukmetingen en hiervoor moet worden aangepast. Het smeeroliecircuit van de Pielstick 8 PA4 V 200 VG is in principe geschikt. De druksensor moet dan geplaatst worden tussen filter en dieselmotor. Het toegepaste filter is echter van een automatisch zelfreinigend type, dat het filterelement automatisch periodiek wisselt. Dit geeft waarschijnlijk een verstoring van druksignaal.

Het huidige smeeroliecircuit van de Brons A-RUB 215x12 is niet geschikt. De drukregelklep (overstroomklep) is wel in het uitwendig smeeroliesysteem tussen pomp en koeler geplaatst, maar wordt aangestuurd door de druk van de verdeelbuis onder in het carter van de motor. In het ideale geval is de tijdsvertraging nul en reageert de over-

stroomklep direct op een variatie van de druk in de verdeelbuis.

Het smeeroliecircuit van de SWD 16 TM410 is ook niet geschikt voor dynamische drukmetingen. De drukregelklep is namelijk geplaatst in de verbindingsleiding tussen de einden van de twee verdeelleidingen onder in het carter.

Het uitwendig smeeroliesysteem van de Kromhout GS-108 is niet geschikt voor dynamische smeeroliedrukmetingen. Tussen de drukregelklep en de dieselmotor is er geen smeerolieleiding meer om de druksensor op te plaatsen. Voor de afstudeeropdracht is het uitwendig smeeroliesysteem van de Kromhout gewijzigd. Naast andere aanpassingen is de drukregelklep nu geplaatst tussen pomp en koeler met een ruime afstand tussen drukregelklep en druksensor aangebracht ten behoeve van dynamische drukmetingen.

5.4. Drukvariaties

In een smeeroliecircuit van een dieselmotor zijn drukvariaties te verwachten. De oorzaken van deze variaties zijn te vinden in:

- a. smeeroliepomp;
- b. koeler;
- c. filter;
- d. drukregelklep;
- e. nokkenaslagers;
- f. hoofdlagers;
- g. doorboring krukas;
- h. groot drijfstanglager;
- i. doorboring drijfstang;
- j. klein drijfstanglager;
- k. zuiger.

—————> *leg uit!*

ad a. Smeeroliepomp

Een smeeroliepomp kan op drie verschillende manieren drukvariaties veroorzaken. Ten eerste wanneer de smeeroliepomp een tandwielpomp is, bevindt zich op de persdruk een

pomprimpel. Ten tweede smeeroliepompen aangedreven door de motor gaan in toerental mee met de motor. Een hoger toerental geeft een grotere volumestroom door het circuit en dus andere drukken. Ten derde kan de drukveiligheid als regelventiel drukfluctuaties veroorzaken.

ad b. Koeler

De thermostaat voert afhankelijk van de smeerolietemperatuur meer of minder smeerolie door de koeler, waardoor de drukval hierover variëert. Deze variaties zijn niet dynamisch.

ad c. Filter

Een automatisch zelfreinigend filter wisselt periodiek inwendig van filterelement. Een vervuild element wordt verwisseld voor een schoon element. Het verwisselen is een dynamisch gebeuren in de smeeroliehoofdstream. Tevens variëert de statische drukval over het filter afhankelijk van de vervuilingsgraad.

ad d. Drukregelklep

Er zijn twee typen drukregelkleppen. Het eerste type is een massa-veersysteem direct in de hoofdsmeeroliestroom. Hierbij dempt de drukregelklep drukvariaties af, maar heeft een eigen dynamisch gedrag en veroorzaakt zodoende drukfluctuaties. Het gedrag van de drukregelklep is onder andere afhankelijk van de veer karakteristiek.

Het tweede type is in het algemeen direct na de pomp geplaatst en wordt via een kleine aanstuurleiding vanaf de smeerolieverdeelleiding onder in het carter geregeld. De drukregelklep zit hierbij in een regelkring, die een eigen karakteristiek heeft.

ad e. Nokkenaslagers

Nokkenaslagers zijn dynamisch belaste glijlagers en moeten hierdoor worden beschouwd als variabele stromingsweerstand.

ad f. Hoofdlagers

Hoofdlagers zijn evenals nokkenaslagers dynamisch belaste glijlagers en dus variabele stromingsweerstand. Daarnaast is de interactie tussen de smeeroliegroef en de instroomopening van de krukasboring dynamisch. Wanneer de opening over de groef beweegt,

stroomt de smeerolie de krukas in. Wanneer de opening net het einde van de groef is gepasseerd, wordt de smeerolie instroom abrupt gestopt.

ad g. Doorboring krukas

Vanuit de smeeroliegroef met "statische" toevoerdruk stroomt de smeerolie de krukas in. Hierna wordt het door de centrifugaalkracht naar het drijfstanglager gestuwd. De centrifugaalkracht is afhankelijk van het motortoerental.

ad h. Groot drijfstanglager

Idem als de hoofdlagers is het grote drijfstanglager te beschouwen als een variabele stromingsweerstand en is de interactie tussen uitstroomopening krukasboring en smeeroliegroef dynamisch (afhankelijk van lengte smeeroliegroef, etc.).

ad i. Doorboring drijfstang

De smeeroliestroming in de doorboring van de drijfstang is dynamisch, vanwege de oscillerende beweging van de drijfstang en het gebruik van een terugslagklepje om terugstroming van de smeerolie door massastraagheidseffecten te voorkomen.

ad j en k. Klein drijfstanglager en zuiger

Ook het kleine drijfstanglager is te beschouwen als een dynamisch belast glijlager. Zowel de smeeroliestroming door het lager als de zuiger wordt beïnvloed door de oscillerende beweging.

5.5. Samenvatting

In het smeerolicircuit van een dieselmotor ontstaan door vele verschillende oorzaken drukvariatiës. Met dynamische drukmetingen wordt conditiebewaking van krukas- en drijfstanglagers beoogd. De smeeroliedrukvariatiës veroorzaakt door het drijfwerk zijn niet alleen variatiës door de dynamisch belaste glijlagers, maar ook variatiës veroorzaakt door de dynamische interacties tussen smeeroliegroeven en krukasboringen en door de oscillerende beweging van de drijfstang, zuigerpen, etc.

Smeeroliedrukvariaties veroorzaakt door het drijfwerk zijn het sterkst meetbaar dicht bij de smeerolieverdeelleiding in carter. Dit is juist de plek waar in het algemeen de drukregelklep is geplaatst, die tot doel heeft de smeeroliedruk naar het inwendig smeeroliesysteem optimaal te houden met het neveneffect dat drukvariaties worden afgevlakt. In het algemeen zijn de gebruikelijke smeeroliecircuits dan ook niet geschikt voor dynamische drukmetingen en moeten ze hiervoor worden gewijzigd.

6. Rekenmodel voor het dynamisch belaste lager

6.1. Inleiding.

Voor de hoofdlagers van de proefmotor is een rekenmodel opgesteld, waarmee kwantitatieve uitspraken over lagerbelasting, asbaan, filmdikte en smeerolie in- en uitstroom gedaan kunnen worden. Dit rekenmodel zal worden toegelicht aan de hand van een virtuele 1-cilinder motor met de karakteristieke afmetingen van de proefmotor, waarbij tevens de verschillende rekenprogramma's van het model worden beschouwd. Er zijn een vijftal programma's geschreven in de hogere orde taal MATLAB, waarin de volgende berekeningen worden uitgevoerd:

- a. berekening lagerbelasting met behulp van de zogenaamde statisch bepaalde methode;
- b. berekening asbaan met behulp van de mobiliteitsmethode;
- c. berekening filmdikte en de con- of divergentie van de film;
- d. berekening van onder andere de vullingsgraad en de smeerolie in- en uitstroom van het lager met behulp van een model voor een ééndimensionaal, schraal gesmeerd, caverend lager, dat aan de Universiteit Twente is ontwikkeld.

6.2. Lagerbelasting

De belasting van de hoofdlagers van een dieselmotor bestaat hoofdzakelijk uit gaskrachten en onbalanskrachten (fig. 66). Om deze krachten te verdelen over de hoofdlagers zijn een tweetal methoden mogelijk. Ten eerste de statisch bepaalde methode, waarbij de hoofdlagers die direkt naast de belaste krukpen liggen de gehele belasting opnemen. De buigstijfheid van de krukas blijft buiten beschouwing en de verder op gelegen lagers nemen geen belasting meer op.

Ten tweede de statisch onbepaalde methode, waarbij alle hoofdlagers volgens een

bepaalde verhouding de gehele belasting opnemen. De stijfheid van de krukas en eventueel die van de krukkast wordt nu wel meegenomen.

Gekozen is om de hoofdlagerbelasting volgens de statisch bepaalde methode te berekenen, omdat het verschil tussen de lagerbelastings- en asbaandiagrammen volgens de statisch bepaalde methode en de statisch onbepaalde methode niet groot is [ref. 65]. Voor lijnmotoren lijkt het verschil met betrekking tot de berekening van de minimale filmdikte in een hoofdlager gering; voor de SWD 6 TM620 $\pm 5\%$ [ref. 12], voor een 1,4 liter benzinemotor $\pm 10\%$ [ref. 4].

In meerdere artikelen wordt bovendien aangegeven dat de statisch bepaalde methode realistischer resultaten geeft dan de statisch onbepaalde methode, waarbij de krukas wordt voorgesteld als een rechte as [ref. 65].

De vergelijkingen voor de berekening van de drijfstang- en onbalanskrachten zijn opgenomen in appendix 3. Figuur 68 toont het lagerbelastingsdiagram van een hoofdlager van de virtuele 1-cilinder motor berekent vanuit gemeten gasdruk en theoretisch bepaalde massaonbalans bij een krukhoekincrement van 2° . Figuur 69 [ref. 4] toont een parameterstudie van lagerbelastingsdiagrammen voor het grote drijfstanglager. Voor het hoofdlager van de 1-cilinder motor is $M_{rec}/M_{rot}=0,48$, $P_{cyl}\cdot A_{cyl}/F_{rot}=9,31$ en $r/l=0,24$. Rekening houdend met de draairichting van de krukas en de statisch bepaalde methode ter berekening van de belasting van de hoofdlagers blijkt, dat de figuren goed overeen komen.

6.3. Asbaan

De drukopbouw in een glijlager kan worden beschreven met de Reynoldsvergelijking, die de relatie weergeeft tussen de drukverdeling en het smeerfilmprofiel bij laminaire stroming in dunne spleten. Voor de asbaanberekening moet de drukverdeling in de film langs het lageroppervlak worden geïntegreerd, waarbij de relatie tussen lagerbelasting en asbaan impliciet wordt weergegeven door:

$$F_1 = -\int_A p \cdot dA$$

Deze methode is zeer bewerkelijk.

Begin jaren '60 introduceert H. Blok de krachtstoot/warrelhoekmethode. Bij deze grafische asbaanconstructiemethode hoeft de drukverdeling in de smeerfilm niet bekend te zijn en wordt de beweging van de as in het lager opgesplitst in een buffer- en een warrelbeweging (fig. 70). Deze bewegingen, die gelijktijdig optreden, worden stapsgewijs na elkaar op papier getekend [ref. 1]. Bij de bufferbeweging staan as, lager en belasting stil en zakt de as door de olie in het lager heen ten gevolge van de belasting. Dit gebeurt langs karakteristieke bufferbanen (fig. 71). Bij de warrelbeweging is de belasting weggenomen en is de hoeksnelheid van het lagersysteem gelijk aan de nullast-warrelhoek-snelheid. Er wordt bij de warrelbeweging geen druk opgebouwd.

In 1965 publiceert J.F. Booker de mobiliteitsmethode [ref. 7]. Deze rekenkundige methode is in principe niet echt anders. De mobiliteit \underline{M} is de dimensieloze effectieve buffersnelheidsvektor:

$$\underline{M} = \underline{M}(\underline{e}, L/D, \text{randvoorwaarden})$$

Voor bepaling van \underline{M} wordt meestal uitgegaan van een oneindig smal lager benadering (Ocvirk oplossing) of een oneindig breed lager benadering (Sommerfeld oplossing). De asbeweging is bij de mobiliteitsmethode gerelateerd aan een coördinatenstelsel dat gekoppeld is aan de belastingsrichting en wordt weergegeven met:

$$\dot{\underline{e}} = (c/R)^2 \cdot (E/\mu LD) \cdot \underline{M} + (\bar{\omega} - \underline{\omega}_e) \cdot \underline{e}$$

De mobiliteitsmethode is verder van mobiliteitsvectoren naar mobiliteitsmatrices ontwik-

keld door H. Moes, E.G. Sikkes en R. Bosma [ref. 72], waardoor een makkelijker programmeerbare methode werd verkregen.

Voor de berekening van de asbaan is gekozen voor de mobiliteitsmethode. Hierbij dienen een drietal opmerkingen te worden gemaakt:

a. Er zijn mobiliteitsvergelijkingen voor het caviterende lager en het niet-caviterende lager. Hoofd- en drijfstanglagers in een dieselmotor zijn vloeistof gesmeerde lagers en moeten daarom worden beschouwd als caviterende lagers [ref. 7]. In het gebied van het lager met drukopbouw (π -film model van het caviterende lager) is de ruimte tussen as en lager geheel gevuld met smeeroilie.

b. De mobiliteitsmethode gaat uit van de volgende aannamen:

- b.1. De olie is isoviskeus en incompressibel;
- b.2. As en lager zijn juist uitgelijnd, rond en onvervormbaar;
- b.3. Er zitten geen oliegroeven in het lager. Aangezien de smeeroiliegroef in de hoofdlagers van de proefmotor zich onder in het lager (zwaarst belast gedeelte) bevindt is de asbaan berekend voor een lager met een gereduceerde lengte (helft van de lengte minus breedte smeeroiliegroef) bij de helft van de lagerbelasting.

c. Voor de asbaanberekening moet de effectieve olieviscositeit worden gebruikt. Hiertoe is iteratief een gemiddelde smeerolietemperatuur in het lager afgeschat. Voor een begin gemiddelde smeerolietemperatuur is de asbaan en de vermogensdissipatie in het lager berekend. Aan de hand van de smeeroelietoevoer temperatuur, gemeten bij eerdere gelegenheden, is een smeeroelieestroom door het lager afgeschat.

$$P_{dis} = c \cdot \left(\frac{F_i \cdot V_i}{c} + \frac{\pi}{\sqrt{1-e^2}} \cdot \frac{R^2}{c^2} \cdot \mu_{LD} \cdot \omega^2 \right) \quad [\text{ref. 8}]$$

$$Q_{olie} = \frac{\pi}{6} \cdot \frac{P_s \cdot R}{\mu_s \cdot L} \cdot c^3 \left(1 + \frac{3}{2} \cdot e^2\right) \quad [\text{ref. 8}]$$

Voor ϵ is het gemiddelde van de excentriciteit van de berekende asbaan ingevuld. Met behulp van het gedissipeerde vermogen en de smeeroelie stroom door het lager kan het temperatuursverschil tussen de in- en uitstromende olie worden berekend.

$$\Delta T = \frac{0,8 \cdot P_{dis}}{\rho \cdot c_p \cdot Q_{olie}} \quad [\text{ref. 67}]$$

De smeeroelietoevoer temperatuur en de helft van dit temperatuursverschil vormt de nieuwe gemiddelde smeeroelietemperatuur in het iteratieproces.

In appendix 4 wordt de mobiliteitsmethode uitgewerkt en figuur 72 is het asbaandiagram behorende bij het lagerbelastingsdiagram figuur 68 van de 1-cilinder motor. In de figuren 73 en 74 zijn de door andere onderzoekers berekende lagerbelastings- en asbaandiagrammen van het grote drijfstanglager weergegeven. De verkregen diagrammen van het hoofdlager van de virtuele 1-cilinder motor wijken hier niet wezenlijk vanaf.

ly uit!

6.4. Filmdikte

Uit de asbaan wordt de filmdikte op iedere plaats rondom het lager en op elk tijdstip berekend.

$$h(\phi) = \Delta r + e \cdot \cos \phi + R - (R^2 - e^2 \cdot \sin^2 \phi)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{ref. 69}]$$

Even als bij de mobiliteitsmethode is verondersteld, dat as en lager juist zijn uitgelijnd. Figuur 76 geeft de filmdikte weer uitgezet naar plaats rondom het lager en naar tijd voor

een hoofdlager van de 1-cilinder motor. Figuur 77 is het contourplot van de relatieve filmdikte ($h/\Delta r$). De berekende minimale filmdikte is 6,8 μm .

Wanneer de asbaan (fig. 72) en het contourplot van de filmdikte (fig. 77) worden beschouwd, dan is de asbaan duidelijk herkenbaar in het contourplot. De as bevindt zich op tijdstip $t=0$ nagenoeg boven in het lager (vlak voor het bovenste dode punt tussen uitdrijf- en aanzuigslag), waarna de as zich linksom verplaatst door het lager ten gevolge van de roterende onbalanskrachten. In het contourplot is dit zichtbaar door de geringe filmdikte linksboven in het plot, wat zich onder een hoek voortzet (verloop van plaats met tijd) naar rechtsbeneden net voor het midden. In de cilinder wordt weer druk opgebouwd. De as, die langs de omtrek van het lager wil draaien, wordt tegengewerkt en meer naar het midden van het lager gedrukt. De filmdikte wordt groter. Hierna komt de verbrandingsklap waardoor de as met kracht naar beneden wordt gedrukt en de filmdikte snel kleiner wordt. Onder in het lager, als de kracht van de verbrandingsklap minder is geworden, krijgen de roterende onbalanskrachten langzaam de overhand en dwingen de as weer naar de omtrek van het lager, waarna de as zijn oorspronkelijke baan weer vervolgt.

Na de berekening van de filmdikte wordt de con- of divergentie van de filmdikte (Dh/Dt) naar plaats en tijd berekend. Deze parameter is benodigd om in een volgend programma-deel de vullingsgraad van het lager met smeerolie te bepalen.

$$\frac{Dh}{Dt} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t}$$

Figuur 78 toont Dh/Dt naar plaats en tijd, waarvan het contourplot in figuur 79 is opgenomen. In het contourplot is het moment van snelle cilinderdruktoename en verbranding duidelijk herkenbaar. Ook is zichtbaar dat het contourplot, ten opzichte van een horizontale as in het midden, invers getransleerd kan worden. De Dh/Dt onder in het lager is gelijk aan de Dh/Dt boven in het lager, doch tegengesteld van teken. Op elk tijdstip is de gesommeerde Dh/Dt rondom het lager gelijk aan nul.

De asbaan is periodiek, dus ook per periode is voor iedere plaats rondom het lager de gesommeerde Dh/Dt in de tijd gelijk aan nul.

6.5. Vullingsgraad en drukvormende lengte

6.5.1. Lagermodel

Voor het rekenmodel van de smeeroilie in- en uitstroom van het hoofdlager wordt het lager beschouwd als een ééndimensionaal, schraal gesmeerd, caviterend, smal lager met in axiale richting een parabolische smeeroliedrukopbouw conform het model van Universiteit Twente.

Het lager is schraal gesmeerd, omdat het praktisch onmogelijk is om over optimaal geplaatste smeerolietoevoergroeven te beschikken, waardoor op iedere plaats en op elk tijdstip ruim voldoende smeeroilie aanwezig zou kunnen zijn om de ruimte tussen as en lager geheel te vullen [ref. 8].

In het caviterende lager komen "streamers" voor. Dit zijn oliestrepen tussen as en lager. Deze ontstaan als de smeerolietoevoer te klein is om de vrijgekomen ruimte door beweging van de as geheel te vullen, waardoor deze ruimte gedeeltelijk met gas (lucht/oliedamp) wordt gevuld. De streamers worden in axiale richting samengepakt, zodat in deze richting drie verschillende smeeroliegebieden kunnen ontstaan (fig. 80):

- a. een gebied waar olie is en drukopbouw plaatsvindt (drukvormende lengte (λ));
- b. een gebied waar olie is, maar geen drukopbouw plaatsvindt;
- c. een gebied waar geen olie is.

De lengte/diameterverhouding van een hoofdlager van de 1-cilinder motor is 0,48. De smeeroliegroef onder in het lager deelt het lager nog eens in tweeën. Voor smalle lagers als deze geldt de oneindig smal lager benadering van Ocvirk voor het oplossen van de Reynoldsvergelijking. Hierbij is de tangetiële drukgradiënt ($\delta p/\delta \theta$) in de smeeroilie te verwaarlozen ten opzichte van de axiale drukgradiënt ($\delta p/\delta y$). Veronderstel dat as en lager juist zijn uitgelijnd, zodat er geen variatie van de filmdikte is in axiale richting ($\delta h/\delta y=0$). Verwaarloos ook nog het strekeffect, dan wordt de Reynoldsvergelijking:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \cdot \mu \cdot \left(\frac{\omega}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad \Leftarrow$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12 \cdot \mu \cdot \frac{Dh}{Dt} \quad [\text{ref. 71}]$$

In axiale richting wordt een parabolische drukopbouw verondersteld (fig. 81). Dit is een goede benadering van wat er in werkelijkheid gebeurt. Alleen ter plaatse van de minimale filmdikte wijkt het drukverloop enigzins af [ref. 71]. De druk kan over de axiale coördinaat (y) worden geïntegreerd, waarna deze is uit te drukken in een kwadratische functie van de axiale coördinaat met hierin verwerkt de axiaal gemiddelde druk. Hiermee is een ééndimensionaal lagermodel ontstaan, waarbij discretisatie rondom het lager ($\delta\Theta$) mogelijk is. De vullingsgraad (v) kan opgelost worden met de continuïteitsvergelijking (volumeverandering per seconde is gelijk aan de zijdelingse instroom min de uitstroom):

$$L \cdot R \cdot \delta\theta \cdot \frac{D(v - g \cdot x) \cdot h}{Dt} = \phi_s - \phi_1 \quad [\text{ref. 73}]$$

Smeeroliestroming in het lager bestaat uit sleepstroming en drukstroming. In axiale richting is er alleen drukstroming door de statische toevoerdruk vanuit de smeeroliegroef en door het bufferen van de as. Een voorwaarde voor instroom is het aanwezig zijn van een smeeroliegroef ($g=1$). Een voorwaarde voor uitstroom is, dat de drukvormende lengte gelijk is aan de lagerlengte (lagerbreedte), met andere woorden $\lambda=1$. De mate van in- en uitstroom kan bepaald worden uit de plaatselijke axiale drukgradiënt. Hier ontstaan een aantal mogelijkheden met betrekking tot het oplossen van de continuïteitsvergelijking en de smeerolie in- en uitstroom per element:

1. Geen smeeroliegroef ($\phi_s=0$)

$$1.a. \quad \frac{Dh}{Dt} < 0 \quad \rightarrow \quad \lambda = v$$

$$1.a.1. \lambda < 1 \rightarrow \phi_1 = 0$$

$$1.a.2. \lambda = 1 \rightarrow d\phi_1 = -L \cdot R \cdot \delta\theta \cdot \frac{Dh}{Dt}$$

$$1.b. \frac{Dh}{Dt} \geq 0 \rightarrow \lambda = 0 \rightarrow \phi_1 = 0$$

2. Wel smeeroeliegroef

$$2.a. \frac{Dh}{Dt} < \frac{h^3}{6 \cdot \mu} \cdot \frac{P_s}{(v-x)^2 \cdot (L/2)^2} \rightarrow \lambda = v$$

$$\phi_s = R \cdot \delta\theta \cdot \left(\frac{Dh}{Dt} \cdot (\lambda - x) \cdot \frac{L}{2} + \frac{h^3}{3 \cdot \mu} \cdot \frac{P_s}{(\lambda - x) \cdot L} \right)$$

$$2.a.1. \lambda < 1 \rightarrow \phi_1 = 0$$

$$2.a.2. \lambda = 1 \rightarrow \phi_1 = R \cdot \delta\theta \cdot \left(\frac{Dh}{Dt} \cdot (x - \lambda) \cdot \frac{L}{2} + \frac{h^3}{3 \cdot \mu} \cdot \frac{P_s}{(\lambda - x) \cdot L} \right)$$

$$2.b. \frac{Dh}{Dt} \geq \frac{h^3}{6 \cdot \mu} \cdot \frac{P_s}{(v-x)^2 \cdot (L/2)^2} \rightarrow \phi_1 = 0$$

$$\lambda = \left(\frac{h^3}{6 \cdot \mu} \cdot \frac{P_s}{\frac{Dh}{Dt} \cdot (L/2)^2} \right)^{\frac{1}{2}} + x$$

$$\phi_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{P_s}{L^2 \cdot (\lambda - x)}$$

6.5.2. Vullingsgraad en drukvormende lengte

Figuur 82 geeft de vullingsgraad (v) van een hoofdlager van de virtuele 1-cilinder motor weer en figuur 83 het contourplot hiervan. Zowel de vullingsgraad als de drukvormende lengte worden relatief ten opzichte van de lagerlengte gegeven. In het verloop van de vullingsgraad is de asbaan duidelijk herkenbaar. Daar waar de afstand tussen as en lager klein is, is de vullingsgraad nagenoeg gelijk aan 1. Daar waar de smeeroliegroef in het lager zit, is het lager goed gevuld. Het blijkt dat de smeerolietoevoer vanuit de groef het lager niet op iedere plaats en elk moment vol krijgt.

In figuur 84 is de drukvormende lengte weergegeven en in figuur 85 het contourplot. Ook hier is de asbaan zichtbaar. Vanuit boven in het lager gaat de as linksom, langs de omtrek van het lager, naar beneden. In het contour van λ van linksboven naar rechtsbeneden net voor het midden (λ nagenoeg continu gelijk aan 1). Daarna volgt de verbrandingsklap en het wederom verder bewegen van de as onder invloed van de onbalanskrachten, in het contourplot van λ van linksboven net na het midden naar rechtsonder.

Een tweetal opmerkingen met betrekking tot de beschouwing van de figuren van de vullingsgraad en de drukvormende lengte:

a. Het blijkt dat het lager zeer leeg blijft, terwijl de mobiliteitsmethode is gebaseerd op een vol lager in de π -film drukopbouwzone. Er zijn zelfs momenten dat het lager op geen enkele plaats over de volle breedte draagt. Toch wordt de mobiliteitsmethode in het vervolg aangehouden. Ontwikkeling van een alternatief, dat aan de Universiteit Twente wordt gehanteerd en waarbij het probleem met een simultane berekening van asbaan, vullingsgraad en in- en uitstroom wordt opgelost, is tijdrovend en door waarschijnlijke convergentieproblemen niet aantrekkelijk.

b. Smeeroliestroming in het lager bestaat uit sleepstroming en drukstroming. Sleepstroming in tangentiële richting door het ronddraaien van de as en drukstroming in axiale richting door het bufferen van de as en de statische toevoerdruk van de smeerolie. Bij de kopse kanten van de smeeroliegroef (begin en einde in tangentiële richting en dus een discontinuïteit voor het ééndimensionale model) moet een model voor de sleepstro-

ming worden aangenomen. Er zijn twee mogelijkheden. Ten eerste, beschouw de ruimte tussen as en smeeroliegroef als een massief element. De sleepstroming vanuit het vorige element splits zich abrupt. De vullingsgraad maakt hierbij een sprong gelijk aan de breedte van de groef. Ten tweede, veronderstel dat een gedeelte van de sleepstroming uit het vorige element de groef wordt ingesleept en op het einde van de groef wordt weer een gedeelte uit de groef gesleept. Het gedeelte van de sleepstroming is gelijk aan de verhouding tussen de breedte van de groef en de vullingsgraad. De vullingsgraad zal hierbij een vloeiend verloop vertonen.

In het vervolg is voor mogelijkheid twee gekozen, omdat dit een vloeiend verloop van de vullingsgraad geeft. Welke van de twee mogelijkheden ook wordt gekozen, de werkelijkheid beschrijft het niet. Door het smalle lagermodel wordt geen tangentiële drukstroming verondersteld, die bij de kopse kanten van de smeeroliegroef zeker aanwezig is (fig. 86).

Waarom niet?

6.6. Smeerolie in- en uitstroom

Het model berekent de smeeroliestroom het lager in en uit voor iedere plaats en elk moment in het ééndimensionale lager. Figuur 87 toont de smeerolie instroom in het lager. De ligging van de smeeroliegroef onder in het lager komt goed tot uiting. Ook het moment van verbranding is duidelijk herkenbaar. Door de verbranding wordt de as naar beneden gedrukt, waarbij smeerolie terug de groef wordt ingeperst. Het gekozen "kopse-model" van de groef is zichtbaar. Bij het begin van de smeeroliegroef wordt smeerolie door de sleepstroming de groef ingetrokken en op het einde er weer uitgetrokken.

Figuur 88 geeft de smeeroliestroom uit het lager weer. Vergeleken met het contourplot van de drukvormende lengte (λ , fig. 85) komen deze figuren goed overeen. Alleen daar waar $\lambda=1$ kan smeerolie uitstroom zijn. Even als in het λ -plot is in de smeerolie uitstroom figuur de asbaan goed herkenbaar. (Van linksboven naar rechtsbeneden net voor het midden etc.)

In figuur 89 is de smeerolie in- en uitstroom (fig. 87 en 88) in de tijd weergegeven. Als laatste bepaalt het programma de fout in de continuïteitsvergelijking (fig. 90). De fout in

de continuïteitsvergelijking wordt gemaakt rond de gebieden met smeeroilie uitstroom (fig. 88). Het blijkt dat hoe kleiner de plaats- en tijdincrementen worden gekozen, des te kleiner is de fout in de continuïteitsvergelijking en des te kleiner is het verschil tussen de smeeroilie in- en uitstroom (fig. 89). Tevens geeft dit een indicatie van de nauwkeurigheid van het vullingsgraad/drukvormende lengte en het smeeroilie in- en uitstroom programma.

6.7. Samenvatting

Voor de proefmotor is een rekenmodel opgesteld, waarmee de smeeroilie in- en uitstroom van een hoofdlager kan worden berekend. De rekenprogramma's bestaan uit vijf delen. Eerst wordt de lagerbelasting (bestaande uit gas- en onbalanskrachten) berekend met behulp van de statisch bepaalde methode. Ten tweede wordt door middel van de mobiliteitsmethode de asbaan bepaald. Hierna wordt de filmdikte en de con- of divergentie van de film op iedere plaats rondom het lager en voor elk moment van de cyclus berekend. Ten vierde wordt de vullingsgraad en de drukvormende lengte van het lager bepaald. Het lager wordt hierbij beschouwd als een ééndimensionaal, schraal gesmeerd, cavitierend, smal lager met in axiale richting een parabolische drukopbouw. Als laatste wordt de smeeroilie in- en uitstroom berekend.

hoe groot is de fout?

*Waarden
ontstroom
fout?
hoe is
bepaald?*

7. De 1-cilinder motor

7.1. Inleiding

In dit hoofdstuk zal worden gecontroleerd of de grootte van de smeeroliestroom voor de 1-cilinder motor overeenkomt met gegevens uit de literatuur. Hierna zal worden nagegaan in welke mate de oliestroom wordt beïnvloed door het toerental en de motorbelasting (van belang voor situaties met variabele bedrijfscondities) en door de ontwerpparameters smeerolietoevoerdruk en plaats smeeroliegroef.

Om het effect van een lagerdefect te leren kennen zal tenslotte worden bepaald in welke mate de smeeroliestroom afhankelijk is van de lagerspeling en van de smeerolietemperatuur. Hierbij dient te worden opgemerkt dat de smeerolietemperatuur ook door andere factoren kan variëren (bijvoorbeeld koude start).

7.2. Grootte van de smeeroliestroom

Uit een parameterstudie (verricht door The Glacier Metal Company) van de smeeroliestroom door een groot drijfstanlager blijkt, dat over een groot gebied de vorm van het belastingsdiagram nauwelijks invloed heeft (fig. 91). In dit gebied wordt de smeeroliestroom in formulevorm beschreven door:

$$\phi_s = \left(D^2 \cdot \frac{N}{60} \cdot 2c \right) \cdot \left[\left(\frac{P_s}{\mu \cdot \omega} \right) \cdot \left(\frac{2c}{D} \right)^2 + 0,07 \right]^{0,62} \quad [\text{ref. 4}]$$

Het grote drijfstanlager uit de parameterstudie heeft een smeeroliegroef van 360° en komt uit een 1,4 liter benzinemotor. Wanneer in deze formule de gegevens van het hoofdlager van de 1-cilinder motor worden ingevuld, dan is $\phi_s = 15,3$ ltr/uur. Het opgestelde computermodel berekent voor hetzelfde lager, maar met een smeeroliegroef (154°) onder in, $\phi_s = 5,4$ ltr/uur en voor hetzelfde lager met een smeeroliegroef (154°) boven in $\phi_s = 12,6$ ltr/uur.

Geconcludeerd wordt, dat het opgestelde computermodel uitkomsten geeft die, misschien niet gelijk zijn aan, maar wel in dezelfde orde van grootte liggen als die van andere onderzoekers.

7.3. Motorvermogen

Voor vijf verschillende motorvermogens (van 10 tot 30 kW) is de invloed op de smeeroliestrooming door het hoofdlager van de 1-cilinder motor bekeken aan de hand van het opgestelde computermodel. Er is gerekend met stappen van twee krukgraden. Figuur 92 toont voor deze vijf vermogens de gemiddelde stroming per uur en in figuur 93 is het dynamisch verloop van de smeerolie instroom per cyclus voor 10 kW en 30 kW weergegeven. Afhankelijk van het vermogen neemt de smeeroolistroom lineair af van 5,6 ltr/uur tot 5,4 ltr/uur.

Het dynamisch beeld van de instroom verandert alleen in de omgeving van het verbrandingsmoment. Hier in het midden van de figuur wordt de as met kracht naar beneden gedrukt, waardoor smeerolie terug de groef wordt ingeperst. De smeerolie instroom is tijdelijk negatief. Door een toename van het vermogen wordt deze (negatieve) piek iets geprononceerder. In het overige deel van de figuur (invloed Dh/Dt gering) zijn de instromen nagenoeg gelijk en laat het verloop zich verklaren uit de asbaan (fig. 72). Als op een bepaald tijdstip de as hoog in het lager (ver van de groef) zit is er veel instroom, op het moment dat de as onder in het lager (net voor de groef) zit wordt de instroom geblokkeerd.

Het verschil tussen top-top bij 10kW en 30 kW is ongeveer $0,5e-5$ m³/sec ($2,0e-5$ bij 30 kW minus $1,5e-5$ bij 10 kW). Over een groot gebied heeft het motorvermogen nauwelijks invloed op de smeeroolistroom door krukas- en drijfstanglagers en bevestigt aldus de mening van de in de inleiding gerefereerde onderzoekers.

7.4. Motortoerental

De smeeroolistroom is bij vijf verschillende motortoerentalen berekend. De invloed van

kleine variatie!
konstant toerental?

Wat dat alles zien in de figuur??

konstante P_{me} ??

het toerental op de smeeroliestroom oogt lineair van 4,1 ltr/uur bij 750 omw/min tot 10,1 ltr/uur bij 1600 omw/min (fig. 94), maar de formule in de inleiding geeft aan dat dit optisch bedrog is. Het dynamisch beeld van de smeerolie instroom verandert alleen in de omgeving van de verbranding (fig. 95). De piek wordt duidelijk groter. Het verschil tussen top-top bij 1000 omw/min en 1500 omw/min is ongeveer $4,0e-5$ m³/sec ($5,0e-5$ bij 1500 omw/min minus $1,0e-5$ bij 1000 omw/min).

??

Caat
2.0.00?

De invloed van het motortoerental op de gemiddelde smeeroliestroom door het lager en op de dynamische instroom is groter dan de invloed van het motorvermogen.

7.5. Smeerolietoevoerdruk

In het computermodel is de smeerolietoevoerdruk gevarieerd van 2,3 tot 6,3 bar met een stapgrootte van 1 bar. Het verband tussen toevoerdruk en smeeroliestroom is lineair van 3,9 ltr/uur bij 2,3 bar tot 9,7 ltr/uur bij 6,3 bar (fig. 96). Het verschil tussen top-top bij 2,3 en 6,3 bar is ongeveer $0,75e-5$ m³/sec ($1,5e-5$ bij 2,3 bar en $2,25e-5$ bij 6,3 bar, fig. 97). Daar waar de as hoog in het lager zit, is een verschil in toevoerdruk in de smeerolie instroom te merken. De afstand tussen as en smeeroliegroef is hier het grootst. De invloed van de smeerolietoevoerdruk op zowel de gemiddelde stroming door het lager als op het dynamische karakter van de instroom is niet groot.

De formule in de inleiding geeft een macht 0,62 verband tussen de toevoerdruk en de stroming. Het computermodel geeft een lineair verband.

7.6. Defect glijlager

7.6.1. Defect

Uit hoofdstuk 2 blijkt, dat een defect zich plaatselijk zal ontwikkelen in het lagerdeel met de minimale filmdikte (zwaarst belaste deel lager). Hierdoor zal de lagergeometrie zich wijzigen. Met het beschikbare model kan deze variërende geometrie niet in rekening worden gebracht. Om deze redenen zal het defect worden nagebootst door een toename

van de lagerspeling.

Verondersteld wordt dat een lagerdefect eveneens gepaard gaat met een toename van de smeeroliettemperatuur in het lager. Door het ontbreken van een model voor de warmtebalans in het lager is het echter niet mogelijk om een schatting van deze temperatuurstijging te maken. Om deze reden zal de invloed op de smeeroliestroom bij een aantal min of meer willekeurig gekozen temperaturen worden berekend. Temperatuurvariaties doen zich natuurlijk eveneens voor in andere situaties, zoals een koude start of een defect in de smeeroliekoeling.

7.6.2. Lagerspeling

De fabrikant van de proefmotor meldt dat een hoofdlager afgekeurd moet worden als de lagerspeling is toegenomen tot $c=75 \mu\text{m}$ (in het rekenmodel is tot nu toe gerekend met $c=55 \mu\text{m}$ voor een gezonde motor). Uit het rekenmodel blijkt echter dat deze kleine toename van de lagerspeling de filmdikte nauwelijks beïnvloed. Dit houdt in dat als het criterium van de fabrikant wordt gehanteerd, dynamische smeeroliedrukmetingen als conditiebewakingsmethode geen perspectieven biedt.

Om deze reden zou men een ander criterium gebaseerd op de minimale filmdikte kunnen kiezen. Een afkeurnorm voor lagers in dieselmotoren, waarmee rekenkundig gewerkt kan worden, is:

$$\frac{R_a}{\text{film thickness}} < \frac{1}{5} \quad [\text{ref. 56}]$$

Veel dieselmotorfabrikanten hanteren een maximum oppervlakte ruwheid van $0,25 \mu\text{m Ra}$ voor geharde krukassen en $0,4 \mu\text{m}$ voor zachte krukassen. De respectievelijke afkeurnormen zijn dan $h_{\text{min}}=1,25 \mu\text{m}$ en $h_{\text{min}}=2,0 \mu\text{m}$. In het vervolg wordt gehanteerd dat bij $h_{\text{min}}=2 \mu\text{m}$ het lager afgekeurd (defect) wordt.

De lagerspeling is gevarieerd van 0 tot $150 \mu\text{m}$. Het verband tussen lagerspeling en

smeeroliestroming door het lager lijkt kwadratisch, gelijk aan de formule in de inleiding. De smeeroliestroom bij nieuwmaat ($c=55 \mu\text{m}$) is 5,4 ltr/uur en bij afkeurmaat ($c=75 \mu\text{m}$) 14,3 ltr/uur (fig. 98). Het verschil tussen top-top bij deze maten is $2,0\text{e-}5 \text{ m}^3/\text{sec}$ ($3,5\text{e-}5$ bij $75 \mu\text{m}$ en $1,5\text{e-}5$ bij $55 \mu\text{m}$, fig. 99). De invloed van de lagerspeling op het traject van nieuwmaat tot afkeurmaat is zowel op de gemiddelde stroming door het lager als op het dynamische karakter van de instroom niet groot.

De invloed van de lagerspeling op de minimale filmdikte is er wel, maar is niet indrukwekkend (fig. 100). Bij een tweemaal zo grote lagerspeling dan de afkeurmaat van de fabrikant is de minimale filmdikte nog steeds $5,1 \mu\text{m}$, terwijl een lagerdefect pas bij een minimale filmdikte van $2 \mu\text{m}$ defect is (zie hierboven). De conclusie is, dat de afkeurmaat van de fabrikant zeer conservatief gesteld is, mogelijk op grond van de dikte van de witmetaallaag in dit specifieke geval, waardoor de beschouwing van de parameter lagerspeling onbevredigend is. Wanneer als afkeurmaat $150 \mu\text{m}$ wordt genomen (minimale filmdikte $5,1 \mu\text{m}$ nog steeds ruim groter dan $2 \mu\text{m}$), dan is de smeeroliestroming door het lager 115,0 ltr/uur en het verschil tussen top-top met $55 \mu\text{m}$ gelijk aan $15,5\text{e-}5 \text{ m}^3/\text{sec}$. Hieruit blijkt dat de invloed van de lagerspeling in beide gevallen wel duidelijk aanwezig is.

7.6.3. Smeerolieviscositeit

De smeerolieviscositeit zelf is niet zozeer gevarieerd, maar wel de smeerolietemperatuur. De temperatuur gaat van $40 \text{ }^\circ\text{C}$ naar $80 \text{ }^\circ\text{C}$ met een stapgrootte van $10 \text{ }^\circ\text{C}$ (viscositeit bij $40 \text{ }^\circ\text{C}$ is $0,0902 \text{ Ns/m}^2$ en bij $80 \text{ }^\circ\text{C}$ is $0,0108 \text{ Ns/m}^2$). De smeeroliestromen bij $50 \text{ }^\circ\text{C}$ en $80 \text{ }^\circ\text{C}$ zijn respectievelijk 5,4 ltr/uur en 27,8 ltr/uur (fig. 101). Er lijkt een kwadratisch verband te zijn tussen de smeerolietemperatuur en de stroming door het lager. Het verschil top-top bij 50 en $80 \text{ }^\circ\text{C}$ is $3,5\text{e-}5 \text{ m}^3/\text{sec}$ ($1,5\text{e-}5$ bij $50 \text{ }^\circ\text{C}$ en $5,0\text{e-}5$ bij $80\text{e-}5$, fig. 102). De invloed van de smeerolietemperatuur op de gemiddelde stroming door het lager is groot, maar op het dynamische karakter van de instroom ongeveer gelijk aan de invloed van het toerental.

De invloed van de smeerolietemperatuur op de minimale filmdikte is weergegeven in figuur 103. Bij $80 \text{ }^\circ\text{C}$ is de minimale filmdikte $2,5 \mu\text{m}$, niet ver verwijderd van het

moment waar een lagerconditiebewakingssysteem een duidelijk signaal zou moeten genereren. Nogmaals, de gemiddelde stroming door het lager wijkt hier duidelijk af van de normale bedrijfssituatie (50 °C), maar het verschil in dynamisch karakter van de instroom is niet groter dan de invloed van het toerental.

7.7. Plaats smeeroliegroef

De smeeroliegroef is verplaatst van onder naar boven in het lager. Uit de dynamische instroom blijkt (fig. 105), integenstelling tot de smeeroliegroef onder in (fig. 102), dat de instroom niet meer negatief wordt en invers is. Rond het verbrandingsmoment in het midden van de figuur beweegt de as naar beneden, zodat nu de ruimte tussen groef en as groter wordt en meer smeerolie het lager instroomt. Wanneer de as boven in het lager zit, wordt de groef geblokkeerd en stroomt er weinig olie naar binnen.

Ook voor het lager met de smeeroliegroef boven in is gekeken naar de invloed van de smeerolieviscositeit. Het blijkt dat wanneer de groef boven in zit, de smeeroliestroom door het lager duidelijk groter is (fig. 104 en fig. 101). Bij een temperatuur van 50 °C 12,6 ltr/uur tegen 5,4 ltr/uur met de groef onder in. Ook hier is de invloed van de smeerolietemperatuur op de gemiddelde smeeroliestroom groot, maar de invloed op het dynamische karakter van de instroom is kleiner dan bij de groef onder in het lager.

In figuur 106 is voor de smeeroliegroef onder en boven in het lager voor diverse temperaturen het gemiddelde uitgezet van de drukvormende breedte (λ) behorende bij de plaats met de grootst negatieve Dh/Dt . Met andere woorden, voor een smeerolietemperatuur is om de twee krukgraden vullingsgraad, drukvormende breedte, etc. uitgerekend. Hierna is gekeken waar in het lager de Dh/Dt het grootst negatief is en de bijbehorende λ is elke keer opgeslagen. Na 1 cyclus, 360 λ 's, zijn deze gemiddeld. Het blijkt, dat voor de vijf verschillende smeerolietemperaturen de gemiddelde λ van het lager met de groef boven in groter is dan van het lager met de groef onder in. Hieruit wordt geconcludeerd, dat wanneer de smeeroliegroef boven in het lager zit de drukvormende zone (π -film model) beter gevuld met smeerolie is dan wanneer de groef onder in het lager zit. De mobiliteitsmethode is voor lagers met de groef boven in meer van

toepassing dan voor lagers met de groef onder in.

7.8. Samenvatting

Het opgestelde rekenmodel geeft uitkomsten voor de smeeroelie-stroming door een lager van een motor die in dezelfde orde van grootte liggen als die uit de parameterstudie van The Glacier Metal Company. Voor machines, die opereren onder variabele bedrijfscondities, geldt dat de motorbelasting nauwelijks invloed heeft op de smeeroelie-stroom maar dat het toerental de oliestroom wel duidelijk beïnvloed.

Bij een smeeroeliegroef onder in het lager verraadt een lagerdefect zich (via een toenemende lagerspeling en temperatuur) in een toename van de gemiddelde smeeroelie-stroom en toenemende fluctuaties ten opzichte van dit gemiddelde. Bij de afkeurmaat voor het glijlager, die door de motorfabrikant wordt gehanteerd, zijn deze toenames naar verwachting te klein om dynamische drukmetingen te kunnen gebruiken voor conditiebewaking. Bij de keuze van een afkeurcriterium gebaseerd op de minimale filmdikte lijken dynamische smeeroeliedrukmetingen echter wel potentiële mogelijkheden te bieden.

Als de smeeroeliegroef boven in het lager wordt geplaatst treden dynamische effecten in mindere mate op. De ontwerpparameter smeeroelietoeverdruk heeft wel invloed op de smeeroelie-stroom, maar minder dan bijvoorbeeld het motortoerental.

In tabel 16 is de invloed van de beschouwde parameters op de gemiddelde smeeroelie-stroom en het dynamische karakter hiervan uitgezet. De smeeroelieviscositeit heeft de grootste invloed op de gemiddelde smeeroelie-stroom en het motortoerental heeft de grootste invloed op het dynamische karakter van de instroom.

te uit
behandeling
getallen?

8. Smeeroliestroom naar hoofdlagers proefmotor

8.1. Inleiding

De proefmotor voor de afstudeeropdracht is een 5-cilinder Kromhout GS-108 lijnmotor (fig. 107). In figuur 108 is de nummering van de hoofdlagers en de cilinders weergegeven. De hoofdlagers 2, 3 en 5 zijn smal (lengte $39,439 \times 10^{-3}$ m) en de hoofdlagers 1 en 4 zijn breed (lengte $58,49 \times 10^{-3}$ m). Hoofdlager 6 is extra breed (lengte $85,478 \times 10^{-3}$ m) in verband met het vliegwiel aan het uiteinde van de krukas. Tevens is hoofdlager 6 het axiaallager. De vijf grote drijfstanlagers worden elk gevoed vanuit één hoofdlager (fig. 109). Hoofdlager 6 voedt geen drijfstanlager. De drijfstanen van de Kromhout zijn niet doorboord voor zuigerpensmering of zuigerkoeling. De verbrandingsvolgorde van de proefmotor is 5-4-2-1-3.

Smeeroliedrukvariaties (smeeroliestroomvariaties) mogen worden verwacht in het drijfwerk van een dieselmotor, omdat (hoofdstuk 5):

- a. dynamisch belaste hoofdlagers als variabele stromingsweerstand worden beschouwd;
- b. interactie tussen krukasdoorboring en smeeroliegroef in een hoofdlager leidt tot een variabele doorstroming;
- c. interactie tussen krukasdoorboring en smeeroliegroef in een groot drijfstanlager eveneens leidt tot een variabele doorstroming;
- d. het grote drijfstanlager ook als een dynamisch belast glijlager wordt beschouwd;
- e. de smeeroliestroom in de drijfstanboring door de oscillerende beweging onderhevig is aan niet-stationaire massastraagheidskrachten.

Punt e komt bij de proefmotor niet voor. De smeeroliestroom naar een groot drijfstanlager is 10-20% van de stroom naar een hoofdlager met een smeeroliegroef rondom (360°) [ref. 4]. Andere onderzoekers [ref. 75 en 76] geven andere getallen (fig. 110 en 111),

respectievelijk $(10,2/28,8=)$ 35% en $(9/32,8=)$ 27%. Een en ander is natuurlijk afhankelijk van het specifieke lagerontwerp en de lengte van de smeeroliegroef. Wegens tijdgebrek is ervoor gekozen om de smeeroliestroom naar de drijfstanglagers te verwaarlozen, waardoor alleen de variabele stromingsweerstand (olieconsumptie) van de hoofdlagers wordt meegenomen.

De smeeroliestroom naar de hoofdlagers is bepaald door de smeeroliestroom voor elk hoofdlager apart te berekenen en vervolgens te sommeren. De onderlinge afstand van 0,2 m op de verdeelleiding onder in het carter wordt aldus verwaarloosd. De proefmotor is beschouwd voor een tweetal lagerconfiguraties de eerste met de smeeroliegroef onder in en de andere met de smeeroliegroef boven in. Een lagerdefect is gesimuleerd door voor een bepaald lager de lagerspeling te vergroten naar 100 μm . Dit is groter dan de afkeurmaat uit het handboek, maar geeft een duidelijke verandering van de gemiddelde stroming door een lager en van het dynamische karakter van de instroom.

8.2. Smeeroliegroef onder in hoofdlagers

8.2.1. Gezond

Figuur 112a toont de berekende smeerolie instromen van de zes hoofdlagers. De figuren van de hoofdlagers 1 en 6 lijken op elkaar. Beide hebben één negatieve piek, die het verbrandingsmoment van de enige naastgelegen cilinder aangeeft, respectievelijk cilinder 1 en 5. De as beweegt hierbij in het lager naar beneden en perst een gedeelte van de smeerolie terug de groef in (negatieve instroom). (Van alle hoofdlagers zijn de belastings-, asbaan- en smeerolie instroomfiguren met een krukhoekincrement van 8° in appendix 5 geplaatst.)

Ook de smeerolie instromen van de hoofdlagers 2 en 5 lijken op elkaar. Bij beide lagers is een bult (as boven in het lager) en twee verbrandingspieken zichtbaar. Het negatieve dal na de bult is het moment dat de as, onder invloed van de onbalanskrachten, van boven in het lager langs de omtrek naar beneden is bewogen en door de sleepstroming en een negatieve Dh/Dt smeerolie terug de groef inperst.

De smeerolie instroomfiguren van de hoofdlagers 3 en 4 lijken eveneens op elkaar.

De instroomfiguren van deze hoofdlagers hebben een duidelijk grotere negatieve piek dan de overige hoofdlagers. De verklaring van deze pieken ligt in de verbrandingsvolgorde. Hoofdlager 3 wordt eerst belast door cilinder 3. De as bevindt zich onder in het lager en beweegt in de "pauze" van de verbrandingen van de cilinders 5 en 4 naar boven in het lager (fig. 112b). Hier aangekomen krijgt de as de klap van cilinder 2 en beweegt van helemaal boven in het lager naar beneden. Er wordt veel smeeroilie terug de groef ingeperst. Cilinder 2 (hoofdlager 3) is dan ook goed herkenbaar. Voor hoofdlager 4 geldt hetzelfde. Hoofdlager 4 wordt eerst belast door cilinder 4. Hierna is het twee verbrandingen lang "pauze" en daarna komt de klap van cilinder 3.

Voor hoofdlager 2 of 5 is het soms wel drie verbrandingen lang "pauze", maar dan is de as alweer uit het bovenste gedeelte van het lager gedraaid.

In figuur 112c is de gesommeerde smeeroilie instroom van de zes hoofdlagers weergegeven. De verbrandingsvolgorde met een tussenperiode van 144 krukgraden is ingetekend. De vijf cilinders zijn herkenbaar aan de vijf neergaande pieken. De hoofdlagers 3 en 4 zijn het duidelijkst aanwezig in respectievelijk de piek van cilinder 2 en cilinder 3. De verwachting is dan ook dat een defect aan een van deze hoofdlagers het smeeroilie instroompatroon meer zal beïnvloeden dan een defect aan een ander hoofdlager.

8.2.2. Hoofdlager 3 defect

Hoofdlager 3 is een smal lager en ligt tussen de cilinders 2 en 3 in. Als lagerdefect is een lagerspeling van 100 μm ingevoerd. Figuur 113 toont de smeeroilie instroom naar de hoofdlagers. De cilinders 2 en 3 geven grotere pieken dan in gezonde toestand. (Asbaan- en smeeroilie instroomfiguren van de defecte hoofdlagers 1 en 3 zijn weergegeven in appendix 6.) Na de pauze van de verbrandingen van cilinders 5 en 4 zit de as boven in hoofdlager 3. Omdat de speling groter is, is ook de afstand tot de smeeroiliegroef groter en stroomt er meer smeeroilie naar binnen (4,0 m^3/sec tegen 1,0 m^3/sec , zie fig. 112c en 113). Vervolgens komt de klap van cilinder 2 en de as beweegt van boven naar beneden in het lager. Deze afstand is groter dan in de gezonde toestand, dus wordt er meer smeeroilie teruggeperst en wordt de piek van cilinder 2 duidelijk groter (-14 m^3/sec tegen -2.8

m³/sec).

Ook de piek van cilinder 3 is toegenomen, maar is minder indrukwekkend omdat de as na één verbrandingspauze nog niet zo hoog in het lager zit. Na de verbrandingsklap van cilinder 3 krijgen de roterende onbalanskrachten weer de overhand en dwingen de as naar de omtrek van het lager (instroom wordt weer groter, omdat de afstand tussen groef en omtrek groter is geworden), waarna de as zijn oorspronkelijke baan opnieuw vervolgt.

8.2.3. Hoofdlager 1 defect

Hoofdlager 1 is een breed lager en ligt op het uiteinde van de krukas naast cilinder 1. In figuur 114 is de smeerolie instroom weergegeven voor de proefmotor met een lagerdefect aan hoofdlager 1. Hetgeen in principe voor een defect aan hoofdlager 3 geldt, geldt hier ook. De piek van cilinder 1 wordt groter, omdat de bij de verbranding afgelegde afstand naar beneden in het lager groter wordt. In de periode tussen ongeveer 80-220 krukgraden zit de as boven in het lager en is de smeerolie instroom duidelijk groter, omdat de as door de grotere speling verder van de groef weg zit. Een defect aan hoofdlager 1 manifesteert zich minder dan een defect aan hoofdlager 3, maar is wel herkenbaar.

8.3. Smeeroliegroef boven in hoofdlagers

8.3.1. Gezond

In figuur 115 is de gesuperponeerde smeerolie instroom voor de zes hoofdlagers met een smeeroliegroef boven in weergegeven. De figuur lijkt gespiegeld ten opzichte van de figuur met de groef onder in. Alleen de hoofdlagers 3 en 4 (in de verbrandingspieken van cilinders 2 en 3) zijn niet zo nadrukkelijk aanwezig, waardoor het onderlinge verschil tussen alle hoofdlagers (cilinders) klein is. Ook het top-top verschil vergeleken met de groef onder in is klein (ongeveer $1,5 \cdot 10^{-5}$ tegen $4,0 \cdot 10^{-5}$ m³/sec). Tevens blijft de smeerolie instroom gedurende de hele cyclus positief.

Waf
 febe
 en
 leg
 ops
 5-6
 4-5

8.3.2. Hoofdlager 3 defect

Door het defect aan hoofdlager 3 verandert de smeeroliestroom naar de hoofdlagers (fig. 116). Een en ander invers aan een hoofdlagerdefect met de groef onder in. De as bevindt zich tijdens het grootste deel van de cyclus onder in het lager. In deze situatie met grotere lagerspeling zit de as lager in het lager en wordt de gemiddelde instroom groter. Vlak voor de verbranding in cilinder 2 bevindt de as zich bijna boven in het lager (voor de groef) en wordt de instroom sterk minder. Hierna komt de verbrandingsklap en de as beweegt zich verder naar beneden dan in gezonde toestand. De afstand tussen as en groef is groter en er stroomt door de toevoerdruk meer smeerolie door het lager.

De roterende onbalanskrachten krijgen weer de overhand en de as beweegt langs de omtrek linksom naar boven. De as krijgt, wanneer het net onder uit het lager is, de verbrandingsklap van cilinder 3. Als de onbalanskrachten weer de overhand krijgen wordt de as eerst iets omhoog gestuwd (minder ruimte tussen as en lager, dus minder instroom), waarna de as linksom naar beneden zijn oorspronkelijke baan vervolgt.

Een defect aan hoofdlager 3 is herkenbaar aan het gewijzigde smeeroliestroomprofiel naar de hoofdlagers. Het defect is minder duidelijk herkenbaar dan in de situatie met de groef onderin het lager.

8.3.3. Hoofdlager 1 defect

Ook hier weer het inverse beeld (fig. 117). Door de grotere lagerspeling wordt na de verbrandingsklap de afstand tussen as en groef groter dan in gezonde toestand, dus meer instroom. Tevens blijft de as in het algemeen lager in het lager, dus een grotere gemiddelde instroom. Op het moment van de "dip" in de instroomfiguur (net onder het niveau in gezonde toestand) zit de as boven in het lager en sluit het de groef af.

Ook bij dit hoofdlager is een defect herkenbaar aan het gewijzigde stromingsprofiel. Het defect is minder duidelijk herkenbaar dan een defect aan hoofdlager 3 en eveneens minder duidelijk herkenbaar dan in de situatie met de smeeroliegroef onder in het lager.

8.4. Samenvatting

De smeeroliestroom naar het grote drijfstanglager bedraagt 10-35% van de smeeroliestroom door het hoofdlager. Gezien de resterende tijd voor de afstudeeropdracht is de smeeroliestroom naar het drijfstanglager verwaarloosd.

In de smeeroliestroom naar de hoofdlagers van de proefmotor zijn alle zes hoofdlagers in vijf neergaande pieken (samenvallend met de verbrandingsmomenten in de vijf cilinders) te zien. Afhankelijk van verbrandingsvolgorde en lagerlengte zijn de hoofdlagers goed of minder goed herkenbaar in de neergaande stromingspieken. Vooral de hoofdlagers 3 en 4 manifesteren zich nadrukkelijk in het instroompatroon.

Een lagerdefect is herkenbaar aan het gewijzigde instroompatroon. Een lager dat zich in gezonde toestand al duidelijk manifesteerde, doet dat ook in defecte toestand duidelijker.

Voor de "Kromhout" met de smeeroliegroef boven in de hoofdlagers zijn de cilinders minder nadrukkelijk aanwezig, maar nog steeds herkenbaar. Ook hier zijn lagerdefecten herkenbaar aan het gewijzigde instroompatroon.

In hoeverre deze smeerolie instroompatronen en hun varianten ten gevolge van lagerdefecten door dynamische drukmetingen gemeten kunnen worden, zal in het volgende hoofdstuk worden onderzocht.

9. Model dynamische smeeroledruk

9.1. Inleiding

Hoofdlagers in dieselmotoren worden beschouwd als variabele stromingsweerstand (consumenten). In het opgestelde model wordt de smeeroledstroom naar de drijfstanlagers verwaarloosd. In hoofdstuk 8 zijn een aantal stromingspatronen berekend voor de smeeroledstroom naar de hoofdlagers onder verschillende condities (groef onder of boven, wel of geen lagerdefect). In dit hoofdstuk wordt de invloed bepaald van deze variabele smeeroledstroom naar de hoofdlagers op de dynamische druk in het smeeroledcircuit.

Om het smeeroledcircuit van de proefmotor geschikt te maken voor dynamische drukmetingen, is het zodanig omgebouwd, dat (hoofdstuk 5):

- a. de druksensor in het uitwendige smeeroledsysteem zo dicht mogelijk bij de hoofdlagers zit;
- b. de drukregelklep na de smeeroledpomp is geplaatst op een ruime afstand van de druksensor met hiertussen de koeler en het filter.

Tevens is de orginele door de motor aangedreven smeeroledpomp (tandwielpomp) vervangen door een elektrische wormpomp. Het veranderde smeeroledcircuit is weergegeven in figuur 118a.

Hierna is het smeeroledcircuit van de proefmotor gemodelleerd. Aan de hand van dit rekenmodel is voor verschillende stromingspatronen naar de hoofdlagers de dynamische druk in het smeeroledcircuit bekeken.

9.2. Modelleren smeeroledcircuit

Het smeeroledcircuit is gemodelleerd tot een netwerk, waarbij met de in figuur 118b weergegeven grootheden de stroming kan worden beschreven. Bij het modelleren van het

smeeroliecircuit gelden twee wetmatigheden:

- de hoeveelheid smeerolie, die naar een knooppunt toe stroomt, moet er ook uitstromen (continuïteitsvergelijking);
- de drukval over parallelle takken is identiek.

*alleen in stationaire
kondities?
ook?
hmm?*

De drukval langs een stroomlijn tussen twee punten in het smeeroliecircuit kan met de vergelijking van Bernoulli voor instationaire stromingen met energieverliezen (uitgedrukt in snelheidsdruk) worden beschreven [ref. 81]:

$$p_1 + \rho \cdot g \cdot h_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 = p_2 + \rho \cdot g \cdot h_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \left(1 + \sum_{k=1}^n \xi_k \cdot \left(\frac{A_2}{A_k} \right)^2 \right) + \rho \cdot \frac{dv_2}{dt} \cdot \int_1^2 \frac{A_2}{A_s} ds$$

met $h_1 = h_2$, $v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$ en $\xi_k =$ verliescoëfficiënt appendages, bochten en turbulente stroming geeft dit:

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 + \sum_{k=1}^n \xi_k \cdot \left(\frac{A_2}{A_k} \right)^2 \right) + \rho \cdot \frac{dv_2}{dt} \cdot \int_1^2 \frac{A_2}{A_s} ds$$

oftewel gesimplificeerd:

$$\Delta p = R \cdot v^2 + m \cdot \frac{dv}{dt}$$

$R \cdot v^2$ beschrijft de energieverliezen in pijpleidingen, etc. met turbulente stroming ($2300 < Re < 10^5$) door bijvoorbeeld plotselinge grote richtings- of doorstroomoppervlakteveranderingen. In het geval van laminaire stroming ($Re < 2300$) spelen deze energieverliezen, uitgedrukt in snelheidsdruk, geen rol en zal het drukverlies uitsluitend bepaald worden

door viskeuze wrijving. Voor laminaire pijpstroming geldt [ref. 71]:

$$\Delta p = -\lambda_w \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \cdot \rho$$

met $\lambda_w = \frac{64}{Re}$ en $Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot d}{\mu}$ geeft:

$$\Delta p = 32 \cdot \frac{\mu \cdot l}{d^2} \cdot \bar{v}$$

oftewel gesimplificeerd:

$$\Delta p = r \cdot v$$

Dit opgeteld geeft:

$$\Delta p = r \cdot v + R \cdot v^2 + m \cdot \frac{dv}{dt}$$

Waarom deze opstelling?

Het modelleren van het smeeroliecircuit is voor een eenvoudige situatie ($m=0$ en $R=0$) uitgewerkt in appendix 7. Andere onderzoekers [ref. 75 en 76] zijn bezig met het modelleren en simuleren van smeeroliecircuits (fig. 119 en 120). Zij beschouwen echter slechts de statische situatie.

als ook stationair

9.3. Drie circuitmodellen

Er zijn drie modellen voor het smeeroliecircuit van de proefmotor uitgewerkt. Per leidingtak geldt (zie voor nummering drukken en stromen het circuitschema figuur 118b):

model 1: $\Delta p = r.v + R.v^2 + m.(dv/dt)$ met als randvoorwaarde voor het circuit dat $p_{pomp}(t)=const.$, waardoor $v_1(t)=const.$ en $p_2(t)=const.$ De drukregelklep wordt hierbij verondersteld ideaal te werken. De componenten worden voor de respectievelijke leidingtakken uitgedrukt in:

r = rechte leidingen, kettingspanner;

R = drukregelklep, nokkenas, filter, koeler, flowmeters, leidingbochten, leidingsplitsingen;

m = massa smeerolie in component.

model 2: $\Delta p = r.v + R.v^2 + m.(dv/dt)$ met als randvoorwaarde voor het circuit dat $R_2(t)=const.$ De drukregelklep wordt hierbij verondersteld niet te werken en heeft een vaste weerstand. De componenten worden per tak ingedeeld zoals bij model 1.

model 3: $\Delta p = r.v$ met als randvoorwaarde voor het circuit dat $R_2(t)=const.$ Ook hier werkt de drukregelklep niet. Alle componenten worden voor de respectievelijke takken uitgedrukt in r .

Een drietal opmerkingen:

- a. De r en R voor de respectievelijke componenten zijn afgeschat in statische situatie uit eerdere metingen. Voor de juiste waarden dienen in een proefopstelling de karakteristieken van deze componenten te worden bepaald [ref. 75];
- b. Lucht in het smeeroliecircuit, bijvoorbeeld in het filter, de koeler of de leidingbochten, wordt in het model niet meegenomen;

??

— lubeben we door laminaire flow ??

9.4. Resultaat circuitmodellen

model 1: Het stromingspatroon naar de hoofdlagers van de proefmotor (met groef onder in en zonder defecten) is in het circuitmodel 1 ingelezen. Figuur 121a toont de druk op de splitsing van de verdeelleiding en de kettingspanner onder in het carter (p_4). Dit is dicht bij de druksensor in het smeeroliecircuit van de Kromhout. Het resultaat lijkt onzin. Een maximale piekdruk van ongeveer $13,5e5$ Pa is zeer onwaarschijnlijk. In figuur 121b wordt het verschil tussen de druk p_4 en de druk op de splitsing naar de nokkenas (p_3) gesplitst in viskeuze verliezen, energieverliezen en massastraagheidstermen. Het blijkt dat de massastraagheidstermen de grootste invloed hebben.

model 2: Figuur 122a is het resultaat van circuitmodel 2. Hier is de maximale piekdruk ongeveer $15e5$ Pa. Het verschil top-top is voor model 2 iets groter dan voor model 1. Bij model 2 is verondersteld dat de drukregelklep niet werkt en bij model 1 daarentegen wel. Ook het resultaat van model 2 lijkt onzin. Figuur 122b toont de nadrukkelijk aanwezigheid van de massastraagheidstermen in het drukverschil tussen p_4 en p_3 .

model 3: Figuur 123 is het resultaat van model 3. Hier is de maximale piekdruk ongeveer $4,7e5$ Pa. Het verschil top-top is ongeveer $1e5$ Pa. Het resultaat van dit model is invers aan het stromingspatroon (fig. 112) en lijkt acceptabel. In het vervolg van de afstudeeropdracht wordt dan ook met dit circuitmodel gewerkt.

9.5. Dynamische smeeroliedruk bij verschillende condities

Met behulp van het circuitmodel 3 is de dynamische smeeroliedruk bij verschillende condities beschouwd. Voor zowel de hoofdlagers met de groef onder in als met de groef boven in is beschouwd wat de invloed is van een defect hoofdlager 3 of 1. Hier volgt een korte beschrijving:

*Waarom
welk
effect
heeft
je
vergeven?*

9.5.1. Groef onder

hoofdlagers in orde: Zie figuur 123, maximale piekdruk is ongeveer $4,7e5$ Pa, verschil top-top is $1e5$ Pa en de cilinders 2 en 3 (hoofdlagers 3 en 4) zijn duidelijk aanwezig.

Hoofdlager 3 defect: Hoofdlager 3 bevindt zich tussen de cilinders 2 en 3. Zie figuur 124, maximale piekdruk is ongeveer $7,5e5$ Pa, verschil top-top is $4,5e5$ Pa, de piek cilinder 2 springt eruit en de piek van cilinder 3 is gegroeid.

Hoofdlager 1 defect: Hoofdlager 1 bevindt zich op het uiteinde van de krukas naast cilinder 1. Zie figuur 125, maximale piekdruk blijft ongeveer $4,7e5$ Pa, verschil top-top $1,8e5$ Pa is toegenomen en piek cilinder 1 groeit, maar niet opzienbarend. Het dal bij cilinder 5 valt op (oorzaak dal wordt verklaard in paragraaf 8.2.3., afstand tussen groef en lager is hier groot).

9.5.2. Groef boven

Hoofdlagers in orde: Zie figuur 126, de maximale piekdruk is ongeveer $3,6e5$ Pa, verschil top-top $0,4e5$ Pa, geen van de cilinders (hoofdlagers) is echt duidelijker aanwezig dan de anderen. Vergelijk deze figuur met figuur 123 met de smeeroliegroef onder; De cilinderpieken zijn hier cilinderdallen.

Hoofdlager 3 defect: Zie figuur 127, de maximale piekdruk blijft ongeveer $3,6e5$ Pa, verschil top-top $1,5e5$ Pa is toegenomen, het dal bij cilinder 2 is gegroeid en de pieken tussen cilinder 5 en 4 en cilinder 2 en 1 zijn "weg".

Hoofdlager 1 defect: Zie figuur 128, de maximale piekdruk is ongeveer $3,55e5$ Pa, het verschil top-top $0,7e5$ Pa is iets toegenomen, het dal bij cilinder 1 is iets toegenomen en de piek bij cilinder 5 valt op. Het gemiddelde drukk niveau is gezakt.

9.5.3 Conclusie

In de dynamische smeeroliedruk bij de hoofdlagers met de smeeroliegroef onder in zijn de cilinders te herkennen aan drukpieken variërend tussen een grootte top-top van ongeveer $0,15 \times 10^5$ Pa tot $1,0 \times 10^5$ Pa. Lagers die duidelijk herkenbaar zijn in het stromingspatroon (hoofdlagers 3 en 4 met betrekking tot cilinders 2 en 3) zijn dit ook in de dynamische druk. Defecten aan de hoofdlagers zijn herkenbaar. Een defect aan een zich sterk manifesterend lager is ook duidelijker herkenbaar dan een defect aan een minder opvallend lager (bijvoorbeeld hoofdlager 1 en 3).

Bij de hoofdlagers met de smeeroliegroef boven in zijn de cilinders (en dus de hoofdlagers) minder duidelijk te herkennen. De drukdalen variëren top-top van ongeveer $0,1 \times 10^5$ Pa tot $0,4 \times 10^5$ Pa. Defecten aan hoofdlagers zijn herkenbaar in de dynamische smeeroliedruk, maar minder dan wanneer de groef onder in zit en invers (dalen versus pieken en vice versa). Ook hier is een zich sterk manifesterend hoofdlager, in defecte toestand sterker aanwezig dan een minder opvallend hoofdlager. Figuur 128 lijkt veel op figuur 139 (Hauptlagerdefekt Nr. 1, Defektzustand hohe Drehzahl) uit het Duitse artikel [ref. 79].

9.6. Samenvatting

De resultaten van een drietal dynamische smeeroliedrukmodellen zijn bekeken. De resultaten van de modellen met massastraagheidstermen (dv/dt) lijken onzin. Het model gebaseerd op laminaire stroming (viskeuze wrijving), met als randvoorwaarde dat de drukregelklep in het smeeroliecircuit niet functioneert geeft acceptabele resultaten.

Uit dit dynamische smeeroliedrukmodel blijkt dat lagerdefecten herkenbaar zijn door een wijziging in de dynamische smeeroliedruk ongeacht of de smeeroliegroef boven of onder in het lager ligt en ongeacht welk hoofdlager het is.

Wel is het zo dat hoofdlagers die zich sterk manifesteren in het stromingspatroon naar de hoofdlagers dit ook doen in de dynamische druk. Ook een defect aan deze hoofdlagers is duidelijker herkenbaar in de dynamische smeeroliedruk dan een defect aan

een minder opvallend hoofdlager in het stromingspatroon. Een en ander geldt ook voor de hoofdlagers met de groef boven in, maar de herkenbaarheid is hier in het algemeen minder.

Uit het rekenmodel van het smeeroliecircuit blijkt dat de smeerolie toevoerdruk naar de hoofdlagers niet constant is. Bij het rekenmodel van de vullingsgraad en de smeerolie in- en uitstroom is hier wel vanuit gegaan. Echter uit het parameteronderzoek van de smeeroliestroom door een glijlager blijkt dat de invloed van de smeerolie toevoerdruk niet groot is (paragraaf 7.5.).

10. Dynamische drukmetingen bij de proefmotor

10.1 Inleiding

Over een tijdsperiode van ongeveer anderhalf jaar zijn meermaals metingen verricht aan het smeeroliecircuit van de proefmotor. De opgedane ervaring en meetresultaten leverden steeds verdergaande kennis op omtrent het meten van dynamische drukken aan een smeeroliecircuit. Zij maakten steeds meer en verdergaande wijzigingen aan het smeeroliecircuit van de proefmotor noodzakelijk. Het uiteindelijke smeeroliecircuit is weergegeven in figuur 118. De belangrijkste kenmerken van dit smeeroliecircuit zijn:

- a. de druksensoren in het uitwendige smeeroliesysteem zo dicht mogelijk bij het lager;
- b. de drukregelklep is na de smeeroliepomp geplaatst op een ruime afstand van de druksensor met hiertussen de koeler en het filter;
- c. de originele door de motor aangedreven smeeroliepomp (tandwielpompe) is vervangen door een elektrische wormpompe.

In dit hoofdstuk worden achtereenvolgens de drie gebruikte druksensoren beoordeeld en het gebruik van wel of geen meetleiding voor de druksensor beschouwd. Hierna zal op de verkregen meetresultaten worden ingegaan, waarbij onderscheid wordt gemaakt tussen de metingen bij een koude motor, de metingen bij een warme motor en de metingen bij een warme motor met cilinder drie af.

10.2. Druksensoren

Er is gemeten met een drietal verschillende druksensoren:

- a. een Scheavitz P761-0025, een rekstrook drukopnemer met een bereik van 0-5 bar, een gevoeligheid van 1 V/bar en een eigenfrequentie > 2,5 kHz. Deze drukopnemer is geschikt voor het meten van statische en dynamische drukken;
- b. een Kistler 4045A5, een piëzoresistieve drukopnemer met een bereik van 0-5

bar, een gevoeligheid van 100 mV/bar en een eigenfrequentie > 30 kHz. Deze drukopnemer is ook geschikt voor het meten van statische en dynamische drukken; c. een Kistler 4041A5, een piëzoëlectrische druksensor met een bereik van 0-250 bar, een gevoeligheid van 124 pC/atm en een eigenfrequentie > 50 kHz. Deze drukopnemer is alleen geschikt voor het meten van dynamische drukken.

De figuren 129, 130 en 131 tonen de onder dezelfde omstandigheden gemeten dynamische drukken van respectievelijk de rekstrookdrukopnemer, de piëzoresistieve druksensor en de piëzoëlectrische druksensor. Het meetresultaat van de rekstrookdrukopnemer is duidelijk afwijkend van de andere twee sensoren. Ten eerste blijkt dat vanaf de 12-de harmonische (100 Hz) niets meer wordt gemeten. Ten tweede blijkt dat de onderlinge verhouding van de harmonischen (in het belangrijke gebied tot de 12-de harmonische) anders is.

Een verklaring voor dit afwijkende beeld is de bouw van de drukopnemer. Het drukgevoelige membraan bevindt zich in een kamer in het sensorhuis. Op de aansluitwartel van het sensorhuis zit een verloopnippel aan de sensor, die is aan te sluiten op de leiding. In deze verloopnippel zit een nauwe boring, die het te meten signaal eerst moet passeren. Door deze nauwe boring en de afstand van het drukgevoelige membraan tot de binnenkant van de leidingwand (ongeveer 0,03 m) wordt het signaal vervormd (zie volgende paragraaf; invloed van een meetleiding). Beide andere sensoren hebben het drukgevoelige membraan direct op het aansluitstuk van de sensor naar de leiding zitten.

De piëzoresistieve en piëzoëlectrische druksensoren geven nagenoeg hetzelfde signaal weer (zie resp. fig. 130 en 131). De plaatsen waar het signaal de tijdas snijdt zijn gelijk. Ook de verhouding tussen de bijdrage van de harmonischen van beide sensoren is gelijk. Echter het niveau van de bijdrage van nagenoeg alle harmonischen, gemeten met de piëzoresistieve sensor is ongeveer 15% hoger en dus ook de amplituden van het druk/tijd signaal. Een verklaring hiervoor is dat voor de gevoeligheid van de piëzoëlectrische druksensor drie verschillende waarden worden gegeven behorende bij drie verschillende meetbereiken. De verrichte metingen zitten juist tussen twee meetbereiken in. De gevoeligheid van de piëzoëlectrische sensor is dus niet precies bekend en niet instelbaar. Er is alleen maar de mogelijkheid om het signaal te versterken.

10.3. Meetleiding

Er is met betrekking tot dit onderzoekspunt op twee manieren gemeten. Ten eerste met de druksensor direct op de smeeroliesysteemleiding en ten tweede met een meetleiding (meetpijpje) tussen sensor en systeemleiding in. Het effect van een meetleiding is in de vorige paragraaf al aangegeven en wordt goed geïllustreerd door figuur 132. Er is hier gemeten met de piëzoresistieve druksensor. Bij vergelijking van deze figuur met figuur 130 blijkt dat door het gebruik van een meetleiding alle hogere frequentiecomponenten worden afgekapt. Tevens wordt de onderlinge verhouding tussen de lagere harmonischen beïnvloed. Het gebruik van een meetleiding tussen systeemleiding en sensor leidt tot verminking van het meetsignaal.

10.4. Metingen

De hierboven behandelde figuren horen bij een ander smeeroliecircuit dan het uiteindelijke circuit, zoals beschreven in de inleiding en weergegeven in figuur 118. De meetresultaten die nu volgen hebben allen betrekking op het uiteindelijke smeeroliecircuit. De proefmotor is vanuit koude toestand opgestart direct met een belasting van 20 kW. Na 90 minuten draaien in deze situatie was er sprake van een stabiele toestand van de warmtehuishouding. Op dat moment is een meting verricht met de brandstoftoevoer naar cilinder drie gesloten.

10.4.1. Koude motor

In figuur 133 is de dynamische druk en het frequentiespectrum na 10 minuten draaien weergegeven. De smeerolietemperatuur na de koeler is 14 °C. De figuur is een gemiddelde uit 50 cycli en beslaat twee omwentelingen. De cilinders zijn ingetekend en herkenbaar. De verhouding van de drukpieken is eveneens terug te vinden; cilinders 2 en 3 zijn groot, cilinders 5 en 1 zijn klein en cilinder 4 ligt er tussen in. Dit zijn de overeenkomsten met de dynamische drukfiguur (fig. 123) uit het rekenmodel. Afwijkend zijn de "storing" op

het signaal, de grootte van de drukpieken en de smeeroliestroom naar de hoofdlagers. Deze afwijkingen worden kort toegelicht:

a. Storing

De storing van het signaal geeft aan, dat het signaal nog door iets anders beïnvloed wordt dan alleen de verbrandingsklappen van de cilinders. Het frequentiespectrum van het druksignaal geeft echter aan dat de storing ondergeschikt is aan het effect van de vijf cilinders. De 5-de harmonische is het duidelijkst aanwezig.

b. Grootte drukpieken en smeeroolistroom

De grootte van de gemeten smeeroledrukpieken is ongeveer top-top 0,5e5 Pa. De grootte van de drukpieken in het figuur behorende bij het rekenmodel is ongeveer top-top 1,0e5 Pa. De gemeten gemiddelde smeeroolistroom naar het drijfwerk en de kettingspanner is 0,088 m³/uur en de grootte van de smeeroolistroom in het rekenmodel is gemiddeld 0.013 m³/uur. Deze verschillen hebben een drietal oorzaken, namelijk:

- voor de lagerspeling (c) in het rekenmodel is de maximale nieuwmaat genomen. Onduidelijk is, wanneer de hoofdlagers van de proefmotor voor het laatst vervangen of gecontroleerd zijn. De daadwekelijke lagerspelingen zijn dus onbekend.
- in het rekenmodel is de smeeroolistroom naar naar de drijfstanlagers verwaarloosd. Bij de metingen wordt de smeeroolistroom naar het drijfwerk (hoofd- en drijfstanlagers) en de kettingspanner (0,088 m³/uur) gemeten, deze is dus groter dan enkel de smeeroolistroom naar de hoofdlagers in het rekenmodel (0,013 m³/uur).
- de stromingsweerstand van de volumestroommeters, koeler, filter, nokkenas, etc. zijn afgeschat vanuit een statische bedrijfssituatie en met de beschouwing van de kettingspanner als statisch belast glijlager. Voor de dynamische drukmetingen moet de dynamische karakteristiek van deze componenten in het model worden ingevoerd.

10.4.2. Warme motor

In figuur 134 is de dynamische smeeroliedruk en het frequentiespectrum na 90 minuten draaien weergegeven. De smeerolietemperatuur na de koeler is dan 24 °C. In de tijdsperiode tussen 10 en 90 minuten is het dynamische druksignaal in eerste instantie snel, daarna langzamer steeds meer gaan afwijken. Na ongeveer 90 minuten is het signaal stabiel. Waarschijnlijk is er sprake van een verband met de warmtehuishouding van de motor. De zoetkoelwater temperatuurmetingen en de smeerolie-temperatuurmetingen bleken eveneens eerst snel te stijgen en daarna langzamer. Na 90 minuten waren de temperaturen ongeveer stabiel. De gemeten smeeroliestromen vertonen hetzelfde beeld.

Het blijkt dat de drukpieken bij cilinders 2 en 3 zijn toegenomen en dat de "storing" over het signaal groter is geworden. Uit het frequentiespectrum blijkt dat de 5-de harmonische niet meer het sterkst aanwezig is, maar daarentegen de 8-ste. Tevens zijn de hogere harmonischen de 10-de tot en met de 30-ste opgekomen. De verklaring hiervoor wordt gezocht in de interactie tussen de smeeroliegroeven in het hoofdlager, in het grote drijfstanglager en de krukasdoorboring om smeerolie door te voeren. In figuur 135, omtrent de dynamische druk, is getracht per hoofdlager de tijdsperiode aan te geven dat de krukasdoorboring boven de smeeroliegroef zit. Het vermoeden is dat, wanneer de smeerolie warmer wordt, deze makkelijker de krukasdoorboring instroomt en zodoende deze dynamische stroom steeds groter wordt en steeds meer invloed krijgt op de dynamische druk. In koude toestand is deze oliestroom nog klein (door de hoge viscositeit van de smeerolie) en wordt het signaal hoofdzakelijk bepaald door de variabele weerstand (consumptie) van de hoofdlagers.

10.4.3. Cilinder 3 af

Bij deze meting is de brandstof toevoer naar cilinder 3 geblokkeerd. Figuur 136 toont de dynamische druk en het frequentiespectrum. Vergeleken met figuur 134 van de gezonde warme motor is geen duidelijk verschil merkbaar. Eerder was al duidelijk dat de invloed van het motorvermogen op de dynamische smeerolieinstroom van het lager gering is.

10.4.4. Resonantieverschijnselen

Er zijn diverse meetseries gemaakt met betrekking tot de vraag of de metingen beïnvloed zijn door resonantieverschijnselen van de systeemleiding met sensor, de drukregelklep en de wormpomp met drukveiligheid. Niets uit de metingen duidt erop dat van resonantieverschijnselen sprake is.

10.5. Samenvatting

Het oorspronkelijke smeeroliecircuit van de proefmotor is gemodificeerd om hem geschikt te maken voor dynamische drukmetingen. Er zijn verschillende typen druksensoren beschouwd. De rekstrookdrukopnemer blijkt het signaal te verminken door zijn ontwerp (ingebouwde kamer met drukgevoelige membraan). Hetzelfde effect treedt op bij het gebruik van een meetleiding tussen systeemleiding en druksensor.

De dynamische drukmetingen bij een koude motor lijken het meest op de uitkomsten van het rekenmodel. Waarschijnlijk is door de lage smeerolietemperatuur (hoge viscositeit) de stroom naar de drijfstanlaggers niet groot. In het rekenmodel is deze smeeroliestroom niet meegenomen. Wanneer de motor warmer wordt, verandert het meetsignaal. Hogere harmonische componenten krijgen steeds meer invloed. Door de grotere smeeroliestroom naar de grote drijfstanlaggers worden de interacties tussen smeeroliegroeven, krukasdoorboringen en het variabele stromingsgedrag van het grote drijfstanlager steeds belangrijker.

Het blokkeren van de brandstoftoevoer naar cilinder 3, zodat er geen verbranding plaatsvindt, heeft geen invloed op het gemeten dynamische smeerolie-druksignaal. Specifieke versnellingsmetingen op druksensor, drukregelklep, etc. toonden aan dat er geen sprake is van resonantieverschijnselen die het dynamische smeerolie-druksignaal beïnvloeden.

Conclusies

1. Uit het dynamische smeeroliedrukmodel blijkt dat defecten aan hoofdlagers van middelsnelle dieselmotoren herkenbaar zijn aan een verandering in de dynamische smeeroliedruk.
2. Hoofdlagers die zich sterk manifesteren in het stromingsprofiel naar de hoofdlagers, doen dit ook in de dynamische smeeroliedruk. Een defect aan deze hoofdlagers is duidelijker herkenbaar in de dynamische smeeroliedruk dan een defect aan een minder opvallend hoofdlager in het stromingsprofiel.
3. De mate waarin hoofdlagers zich manifesteren in het stromingsprofiel naar de hoofdlagers, is afhankelijk van de verbrandingsvolgorde en de lengte van het lager.
4. Het verschil in dynamische druk tussen hoofdlagers met de smeeroliegroef onder in het lager en boven in het lager is, dat bij het lager met de groef boven in de fluctuaties in het druksignaal in het algemeen minder zijn.
5. Een hoofdlagerdefect verraadt zich in een toename van de gemiddelde smeeroliestroom naar de hoofdlagers en fluctuaties ten opzichte van dit gemiddelde. Bij de afkeurmaat (lagerspeling) voor het hoofdlager van de proefmotor, die door de motorfabrikant wordt gehanteerd, zijn deze toenames naar verwachting te klein om dynamische drukmetingen te kunnen gebruiken voor conditiebewaking. Bij de keuze van een afkeurcriterium, gebaseerd op de minimale filmdikte, lijken dynamische smeeroliedrukmetingen hiertoe wel mogelijkheden te bieden.
6. Dynamische drukmetingen in het smeeroliecircuit hebben potentieel als methodiek voor de conditiebewaking van krukas- en drijfstanlagers in motoren.

Aanbevelingen

1. Wegens tijdgebrek is ervoor gekozen om de smeeroelie­stroom naar de drijf­stang­lagers te verwaarlozen, waardoor alleen de variabele stromings­weerstand (olie­consumptie) van de hoofd­lagers is mee­ge­no­men. Uit de dynamische druk­me­tingen blijkt dat de invloed van de smeeroelie­stroom naar de drijf­stang­lagers duidelijk aanwezig is. In eerste instantie dient het reken­model van het smeeroelie­circuit van de proef­motor te worden uit­ge­breid met de interacties tussen de kruk­as­door­boring en respectievelijk de smeeroelie­groeven in het hoofd­ en het grote drijf­stang­lager. Hierna kan de variabele weerstand (consumptie) van het grote drijf­stang­lager in het model worden op­ge­no­men.

2. De viskeuze wrijvings­weerstand (r) en de stromings­weerstand (R) in het reken­model van het smeeroelie­circuit zijn af­ge­schat uit eerdere statische me­tingen. Voor de juiste waarden van deze weer­stan­den dienen in een proef­op­stel­ling de karakteristieken van de diverse circuit­com­po­nenten te worden be­paald om hierna in het reken­model te worden ver­werkt.

3. Het op­stel­len en op­ne­men van een warmte­ba­lans in het reken­model van het dynamisch be­last lager is ge­wenst. Hierdoor wordt het mo­ge­lijk om:

- a. een nauwkeuriger effectieve smeeroelie­viscositeit te be­pa­len voor de berekening van as­baan, film­dikte en smeeroelie in- en uit­stroom van het lager;
- b. de gecombineerde invloed van smeeroelie­viscositeit en lagerspe­ling bij een lager­de­fect te be­schouwen.

Literatuur- en referentielijst

- [1] van Heijningen, G.J.J., "Tribotechniek, deel B: Zelfwerkende en uitwendig van druk voorziene vloeistoffilms", collegedictaat w75/i18A, maart 1990, 4e druk, Faculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek, T.U. Delft.
- [2] Ederer, U.G., "Lager für hohe Belastungen in Zweitakt- und Viertakt- Dieselmotoren", Motortechnische Zeitschrift 44 (1983) 11, blz 443...450.
- [3] Warriner, J.F., "Factors Affecting the Design and Operation of Thin-Shell Bearings for the Modern Diesel Engine", The Glacier Metal Co. Ltd., no. LB/430/77, Ilminster Somerset England.
- [4] Conway-Jones, J.M., F.A. Martin and R. Gojon, "Refinement of Engine Bearing Design Techniques", T&N Technology plc., paper no.1, 1990.
- [5] -, "Users guide to diesel engine bearings", The Glacier Metal Co. Ltd., no. ILM0004, Ilminster Somerset England.
- [6] Werkgroep Lagere/Tribotechniek van de Vereniging FME, "Zelfwerkende Glijlagers 4, Schadeanalyse", VM 56, Educaboek B.V., Culemborg, 1981.
- [7] Booker, J.F., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution", Journal of Basic Engineering, september 1965, blz 537...546.
- [8] Moes, H., "Hydrodynamische Smering", collegedictaat code 115531, uitgave 1990, Faculteit der Werktuigbouwkunde, U. Twente.
- [9] Massey, I.D., N.A. MacQuarrie and D.R. Eastham, "Development of Crankshaft Bearing Materials for Highly Loaded Applications", T&N Technology plc., paper no. 2, 1990.

- [10] Loddenkemper, F.J., "State-of -the-art separation of large diesel engine lube oils", paper, The Motor Ship 11th International Marine Propulsion Conference & Exhibition, 9-10 March 1989.
- [11] Warriner, J.F. and D.L. Westerling, "Medium Speed Engine Bearings - Development by Experience", T&N Technology plc., paper no. 5, 1990.
- [12] Schipper, D.J., " Komputersimulatie van dynamisch belaste lagersystemen", Verslag doctoraalopdracht, Faculteit der Werktuigbouwkunde, U. Twente, augustus 1983.
- [13] -, "Glacier Develops Heavy Bearings For The 'Nineties", Diesel & Gas Turbine Worldwide, March 1991, page 10 and 11.
- [14] -, "Bearings", The Glacier Metal Co. Ltd., Ilminster Somerset England, 1989.
- [15] Teetz, C., "Untersuchung an Gleitlagern auf Lagerprüfmaschinen - Vergleich von Stahl/Aluminium- und Stahl/Bleibronze-Lagern", Motortechnische Zeitschrift 42 (1981) 12, blz 517... 522.
- [16] Cameron, A., "Principles of Lubrication", Longmans Green and Co. Ltd., London, 1966.
- [17] Conway-Jones, J.M., "Bearing Damage in Medium-Speed Diesel Engines", The Glacier Metal Co. Ltd., report no. TIM98, Associated Engineering no. 114/011/76.
- [18] -, "An Assessment of Performance and Condition Monitoring Requirements of Foreign Marine Diesel Propulsion Systems", United States Department of Commerce, National Technical Information Service, Feb. 1982.
- [19] -, "Bearing damage project", Marine Engineers Review, July 1985, page 32.
- [20] -, "Poor filtration and bearing damage", Marine Engineers Review, February 1989,

page 25.

[21] de Gee, A.W.J. en D. Landheer, "Tribotechniek, deel A: Inleiding dynamische contactverschijnselen", collegedictaat w75/i9A, maart 1989, 3e druk, Faculteit der Werktuigbouwkunde en Maritieme Techniek, T.U. Delft.

[22] Peeken, H., G. Knoll und R. Schüller, "Betriebsnahe Lebensdaueruntersuchungen an Gleitlager-Verbundwerkstoffen", VDI-Z 123 (1981) Nr.6 - März (II), blz 195...200.

[23] Eckardt, C., "Einfluß von Fremdkörpern im Schmiermittel auf das Betriebsverhalten von Motorengleitlagern", Motortechnische Zeitschrift 44 (1983) 10, blz 393...401.

[24] Lang, O.R., "Gleitlagerermüdung unter dynamischer Last", Der Maschinenschaden 52 (1979) Heft 2, blz 49...52.

[25] Engel, L. und A. Fussgänger, "Gleitlagerschäden", Metall, 33 Jahrgang, Heft 1, Januar 1979, blz 27...32.

[26] Wlodarski, J.K., "Reibkorrosion in Kurbelwellenlagern mittelschnell-laufender Schiffsmotoren", Motortechnische Zeitschrift 50 (1989) 5, blz 215...219.

[27] Garner, D.R., R.D. James and J.F. Warriner, "Cavitation erosion damage in engine bearings: Theory and practice", CIMAC, Session A2, paper D78, Vienna 1979.

[28] -, "Bearing damage", The Glacier Metal Co. Ltd., no. ILM0003, Ilminster Somerset England.

[29] Strauss, B.M., "Fault Tree Analysis of Bearing Failures", Journal of the ASLE, November, 1984 Lubrication Engineering, page 674...680.

[30] Krougman, J.M., "Onderzoek naar oorzaak slijtage lagerschalen Hr.Ms. Potvis", Koninklijk Instituut voor de Marine, Corrosielaboratorium, Rapport 1976-5.

- [31] Krougman, J.M., "Onderzoek naar de oorzaak van schade-indicaties op hoofdlager ondersegmenten van de RUB 215x12 dieselmotor van Hr.Ms. Zwaardvis", Koninklijk Instituut voor de Marine, Corrosielaboratorium, Rapport 1989-9.
- [32] Wright, W., "Diesel engine damages - and how to avoid them", Dieselcare, December 1980, page 11...18.
- [33] Thum, H., "Schadenursachen von Gleitlagern", Schmierungstechnik, Berlin 17 (1986) 6, blz 187...188.
- [34] Schneider-Fresenius, W., H.J. Decker, ..., "Technische Fehlerfrühdiagnose- Einrichtungen", R. Oldenbourg Verlag GmbH, München, 1985.
- [35] Wlodarski, J.K., "Betriebsfaktoren für die Begrenzung der Lebensdauer der Kurbelwellenlager", Motortechnische Zeitschrift 49 (1988) 3, blz 131...133.
- [36] -, "Reliability and maintenance - Slow v medium-speed", Marine Engineers Review, June 1981, page 16.
- [37] Clayton, S.N., "Some Observations on Machinery Damage Cases", Trans I Mar E (C), 1980, Vol 92, Paper C65.
- [38] Muffert, K.H., "Ursachen und Beispiele von Schäden an Verbrennungsmotoren", Der Maschinenschaden 53 (1980) Heft 3, blz 95...102.
- [39] Slob, P.A.A., "Conditiebewaking, een middel tot besparing", samenvatting van de lezing gehouden op de Technische Studiedag van de Vereniging Smeerolie-ondernemingen Nederland op 190287, CTO/4/10.052/158, Nederlandse Spoorwegen, Utrecht.
- [40] Wright, G.J. and M.J. Neale, "Wear-debris analysis as an integral component of machinery condition monitoring", J. S. Afr. Inst. Min. Metall., vol. 87, no. 8, Aug. 1987, pp. 253-260.

- [41] Hargis, S.C., H.F. Taylor and J.S. Gozzo, "Condition monitoring of marine diesel engines through ferrographic oil analysis", *Wear*, 90 (1983), page 225-238.
- [42] Jardine, A.K.S., P. Ralston, N. Reid and J. Stafford, "Proportional hazards analysis of diesel engine failure data", *Quality and Reliability Engineering International*, vol. 5, 207-216 (1989).
- [43] Origer, F.P., "Bearing Damage Detection Method for Production Diesel Engines", S.A.E. International Automotive Engineering Congress, Detroit Mich., January 8-12, 1973, 730151.
- [44] -, "Reliability is owners' priority", *The Motor Ship*, April 1990, page 14...18.
- [45] -, "Surveys move towards continuous monitoring process", *The Motor Ship*, June 1990, page 16.
- [46] Visser, K., "Dieseldiagnose: Theorie in de praktijk", ingenieursopdracht T.U. Delft, documentatienr. 88006-IRO, 6 maart 1989.
- [47] Ozogan, M.S., A.I. Khalil and P.S. Katsoulakos, "Tribological failure detection and condition monitoring for diesel engines", *Wear*, 130 (1989) 189-201.
- [48] Slob, P.A.A., "Automatisering/optimalisering gebruikte olie-onderzoek", CTO/4/10.477/395, november 1986, Nederlandse Spoorwegen, Utrecht.
- [49] Smelik, G., "Smeerolie-analysesystemen als machinebegeleiding", Inhoud van de lezing gehouden op de Industrial Maintenance beurs 1988, Rotterdam d.d. 18 mei 1988.
- [50] Vinkoert, D.A., "Carterexplosies bij scheepsdieselmotoren, een nog steeds voorkomend fenomeen?", *Schip en Werf*, 53ste jaargang, nr. 25/26, blz 454...460.
- [51] Smith, B.J. and P. Frank, "An oil mist detector to meet today's needs", *Schip en*

Werf, 52ste jaargang, nr. 12, blz 206...209.

[52] Paro, D., G. Liljenfeldt and T. Blomberg, "Experimental investigations of engine components exposed to hazardous load conditions. Condition monitoring aspects", CIMAC 15th international congress on combustion engines, Paris 1983, paper D2.2.

[53] DeJong, R.G., R.E. Powell and J.E. Manning, "Engine Monitoring Using Vibration Signals", S.A.E. paper 861246 (1987).

[54] Mathew, J. and R.J. Alfredson, "The condition monitoring of journal bearings using vibration and temperature analysis", J. Condition Monitoring, 2(3), 1989 193-212.

[55] Uitermarkt, R.W.P., "Engine fault diagnosis", Marine Engineers Review, July 1984, page 8...10.

[56] Archer, C., "Problems and Solutions Encountered in Medium-Speed Installations", The Institution of Engineers and Shipbuilders in Scotland, 15 January 1980, paper 1426.

[57] -, "Alarmsysteem lagerbewaking TM 410", Instructieboek lagerbewakingssysteem voortstuwingsmotoren Hr.Ms. Zuiderkruis, Koninklijke Marine, NSN: H7610-17-101-5817, 1984.

[58] -, "Krukasdeflexiemetingen", Mededelingen Technische Dienst 9, sectie2, Koninklijke Marine, NSN: G7610-17-047-8571, 1987.

[59] -, "Onderhoudsboek Pielstick PA4 V 200", Koninklijke Marine, NSN: H7610-17-046-7172, 1983.

[60] Makansi, J., "Developments to watch", Power, vol. 132, no. 77, August 1988.

[61] Kaiser, W., "Verschleißverhalten von Pleuellagern in schnellaufenden Dieselmotoren", Motortechnische Zeitschrift 42 (1981) 3, blz 89...96.

- [62] Makala, A. und A. Niewczas, "Minimierung der Verschleißintensität von Kurbelwellen-Gleitlagern mittels radioaktiver Isotopen", *Motortechnische Zeitschrift* 47 (1986) 2, blz 75...79.
- [63] Häfner, R., "Zukunftstrends von mittelschnellaufenden Dieselmotoren", *Motortechnische Zeitschrift* 47 (1986) 11, blz 447...453.
- [64] Eberhard, A. und O. Lang, "Zur Berechnung der Gleitlager im Verbrennungsmotor mittels elektronischem Digitalrechner", *Motortechnische Zeitschrift* 22 (1961) 7, blz 276...281.
- [65] Kiers, A., "Onderzoek naar de hoofdlagers van de SWD TM410 V-motoren", U. Twente, verslag doctoraalopdracht, december 1984.
- [66] Moes, H. en R. Bosma, "Mobility and impedance definitions for plain journal bearings", *Journal of Lubrication Technology (ASME)*, July 1981, vol.103, page 468...470.
- [67] Das, P.K. and S.B. Dancer, "An analysis of flow and friction in diesel engine bearings", CIMAC paper D80, Helsinki, 1981.
- [68] Esch, H.J., "Öldurchsatz und Ölbedarf instationär belasteter Gleitlager am Verbrennungsmotor", Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Dezember 1981.
- [69] Pinkus, O. and B. Sternlicht, "Theory of hydrodynamic lubrication", McGraw-Hill, New York, 1961.
- [70] Law, B. and A.K. Haddock, "Prediction of main bearing and crankshaft loading in reciprocating engines", CIMAC paper D3.5, Parijs 1983.
- [71] Helm, J. van der, "De wrijving in, en oliestroom door het TM410 drijfstanglager", U. Twente, verslag doctoraalopdracht, november 1986.

- [72] Moes, H., E.G. Sikkes en R. Bosma, "Dynamic analyses of diesel engine bearings", paper 10th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon France, 6-9 september 1983.
- [73] Hoeve, P.B.Y. ten, "Een ThermischElastoHydroDynamisch Rekenmodel voor schraal gesmeerde smalle drijfstanglagers", U. Twente, verslag doctoraalopdracht, april 1987.
- [74] -, "Kromhout dieselmotoren types G-GS-HG", handleiding voor de behandeling en onderhoud, Kromhout Motoren Fabriek, Amsterdam, september 1954.
- [75] Holland, J., "Optimierung von Ölversorgungssystemen in Motoren zur Minderung der Reibungsleistung", Schmiertechnik + Tribologie, 28 Jahrgang 1/1981.
- [76] Holland, J., "Simulation eines Ölverteilungssystems", Tribologie + Schmiertechnik, 34 Jahrgang 6/1987.
- [77] Nier, R., "Rechnergestützte Auslegung von Ölleitungssystemen", Diss. TU Clausthal 1979.
- [78] Esch, H.J. und P. Kreuter, "Der Ölbedarf instationär belasteter Gleitlager am Verbrennungsmotor", Tribologie + Schmierungstechnik, 33 Jahrgang 2/1986.
- [79] Schiffbänker, H. und G.E. Thien, "Automatische Gütekontrolle an Verbrennungsmotoren auf Basis von Schwingungsinformationen", Motortechnische Zeitschrift 49 (1988) 2, blz 73...80.
- [80] Polet, T.W., "Voetangels en klemmen bij hoeveelheids- en drukmetingen", Mechanische Technologie, maart 1992, blz 44...47.
- [81] Albring, W., "Angewandte Strömungslehre", 8. Auflage, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden, 1966.

1. Literatuuronderzoek (jan./feb. 1990)

Het literatuuronderzoek heeft tot doel antwoord te geven op de volgende vragen:

- a. welke faalmechanismen leiden tot lagerdefecten in middelsnelle dieselmotoren;
- b. wat is de verschijningsvorm van deze faalmechanismen;
- c. wat is de faalfrequentie van lagers voor de resp. faalmechanismen;
- d. welke technieken zijn mogelijk voor conditiebewaking van lagers in middelsnelle dieselmotoren.

Als begin- en oriëntatiepunt heeft de studiebegeleider een tweetal boeken [ref. 6 en 16] gegeven. Deze boeken geven de indruk een vrij compleet antwoord te zijn op vraag a en b, echter beide boeken zijn gedateerd. In eerste instantie is dan ook gezocht naar recente literatuur. In de bibliotheken van het KIM en de T.U. Delft is geen recent boek betreffende lagerschaden in dieselmotoren gevonden. Het on-line raadplegen van het boekenbestand van de T.U. Delft gebeurt op basis van Nederlandse trefwoorden. Er is gezocht met de trefwoorden dieselmotor, lager en lagerschaden.

Het zoeken naar recente tijdschriftartikelen in de vakliteratuur is gebeurd in on-line bestanden en jaarboeken. Het on-line zoeken is gedaan door een medewerkster van de bibliotheek van het KIM en een medewerker van het TDCK in Den Haag. Door het KIM is gezocht in de bestanden Compendex, Pascal, Ismec en Metadex. Door het TDCK is gezocht in de bestanden Compendex, Ntis en Stairs. Het zoeken is gebeurd op basis van de trefwoorden diesel engines, journal bearings, failures en condition monitoring. Een korte beschrijving van deze bestanden staat aan het einde van deze appendix. De kosten van het zoeken in on-line bestanden via het KIM of TDCK zijn ongeveer f 4,- per minuut en f 1,25 extra per uitgeprinte titel met beschrijving en bronvermelding. Wanneer via T.U. Delft wordt gezocht komt hierbij nog een extra toeslag van f 2,- per minuut. De zoekkosten gemaakt door het KIM zijn ongeveer \$ 42,- en door het TDCK \$ 18,-.

Het zoeken in de jaarboeken is door de afstudeerder zelf gedaan. Er is vooral gezocht naar

artikelen die antwoord kunnen geven op de vragen a en c. De onderzochte jaarboeken (met vermelding jaargangen en trefwoorden) zijn;

a. Applied Science and Technology Index

1981 t/m 1988

diesel engines, bearings;

b. Applied Mechanics Reviews

1988 en 1989

internal combustion positive displacement engines, bearings;

c. Ismec

1986 t/m 1988

diesel engines, bearings, failure;

d. Current Technology Index

1983 t/m 1988

diesel engines, journal bearings, ships;

e. Pascal Sigma

1985, 1986 en 1989

diesel engines, bearings;

f. BMT Abstracts

1989

diesel engines, bearings, condition monitoring;

g. Ship Abstracts

1982 t/m 1984

diesel engine, bearing;

h. BAM Documentation tribology

1979 t/m 1984

appearance of damage, liquid film and grease-lubricated sliding bearings,
connecting rods and crankshafts bearings;

i. Tribos (Tribology Abstracts)

1982 t/m 1986

bearings-journal, bearings-sliding, failure analyses, condition monitoring,
engines-diesel, wear.

2. Resultaat

In totaal zijn twee boeken, twee rapporten en 33 artikelen gevonden waarvan de één meer dan de ander gerelateerd is aan de te beantwoorden vragen. Eén rapport en 20 artikelen waren niet direct beschikbaar. Om de gevonden literatuur globaal te bespreken moet een indeling worden gemaakt;

- a. boeken;
- b. rapporten;
- c. artikelen naar onderwerp;
 - 1. aantal schadegevallen (2 st);
 - 2. faaloorzaak en faalmechanisme (11 st);
 - 3. algemeen en onderzoek (7 st);
 - 4. condition monitoring (13 st).

ad a. Boeken:

De boeken [ref. 6 en 16] beschrijven glijlagerdefecten in het algemeen. De boeken ordenen glijlagerdefecten op faaloorzaak en niet op faalmechanismen. De boeken zijn resp. uit 1966 en 1981.

ad b. Rapporten:

Eén rapport met de titel "Bearing damage in medium-speed diesel engines" uit 1976 [ref. 17] is aangevraagd, maar niet ontvangen. Het tweede rapport [ref. 18] geeft respectievelijk een overzicht van de op dat moment operationele lagerbewakingssystemen en een rangschikking van defecten aan grote/belangrijke onderdelen in middelsnelle dieselmotoren.

ad c1. Aantal schadegevallen:

Beide artikelen verwijzen eveneens als eerder genoemd rapport [ref. 18] naar een onderzoek uitgevoerd door Lloyds Register of Shipping (eind jaren '70) naar defecten aan grote/belangrijke onderdelen in middelsnelle dieselmotoren. De krukas met krukaslagers staan bovenaan als meest voorkomend onderdeel met schade gevolgd door resp. de turbo blower en de drijfstangen. Er is voor de diverse vermelde onderdelen geen onderverdeling gemaakt naar faalmechanismen.

ad c2. Faaloorzaak en faalmechanisme:

Deze artikelen beschrijven over het algemeen één specifieke faaloorzaak of faalmechanisme die verbonden is aan een bepaalde bedrijfssituatie of dieselmotor. De artikelen zijn van begin jaren '80.

ad c3. Algemeen en onderzoek:

De algemene artikelen gaan over bijv. drijfstanglagers voor snellopende dieselmotoren en geven nieuwe ontwikkelingen aan. De schrijvers van dit soort artikelen zijn vaak verbonden met fabrikanten van lagers waar deze nieuwe ontwikkelingen worden beproefd of uitgewerkt.

De artikelen over onderzoek zijn erg kwalitatief en oppervlakkig. De artikelen zijn vooral van begin jaren '80. Eén artikel [ref. 19, jul. 1985] vermeldt dat er een onderzoek naar lagerschaden in middelsnelle dieselmotoren zal worden gehouden, gecoördineerd door Det Norske Veritas. In artikel [ref. 20, feb. 1989] staat een voorlopig resultaat; namelijk dat slijtagedeeltjes in de smeerolie de grootste oorzaak van lagerdefecten zijn. Det Norske Veritas (Rotterdam) is telefonisch benaderd voor een verslag, maar wil het vanwege het

"enigszins confidentiële" karakter niet afgeven.

ad c4. Condition monitoring:

De meeste van deze artikelen betreffen smeerolieanalyse en dateren van halverwege jaren '80.

3. Geraadpleegde on-line literatuurbestanden

- a. COMPENDEX; All areas of engineering and technology,
vanaf 1970,
144.000 titels per jaar;
- b. NTIS; Technical reports on research, development, engineering analysis,
vanaf 1964,
60.000 titels per jaar;
- c. ISMEC; (Mechanical engineering) Management and production, measurement and control, transportation and handling, other applications,
vanaf 1973,
15.000 titels per jaar;
- d. PASCAL; Life sciences, fundamental and applied science and technology, earth science, information science,
vanaf 1973,
500.000 titels per jaar;
- e. Metadex; Science and practice of metallurgy: alloy production, or preparation and mining, metallography, treatment,
vanaf 1966,
48.000 titels per jaar;

- f. STAIRS; TDCK bestand gesorteerd op diverse onderwerpen zoals algemene werktuigbouw en scheepsbouw, vanaf 1978, 10.000 titels per jaar.

Globale berekening concentratie slijtagegedeeltes

Smeerolie van dieselmotoren wordt geanalyseerd om onder andere een indruk te krijgen van de motorconditie. Hiertoe worden de concentraties slijtageelementen bepaald. Om een indruk te krijgen van de orde van grootte van deze concentraties met betrekking tot de conditiebewaking van krukas- en drijfstanglagers is de volgende globale berekening gemaakt op basis van een hoofdlager van een Pielstick 8 PA 4V 200VG. Deze motor wordt onder andere bij de Koninklijke Marine gebruikt als generatordiesel (750 kW) aan boord van fregatten van de "Kortenaer-klasse".

1. Stel afkeur wanneer de looplaag (witmetaallaag) over 1/3 deel van de lageromtrek is weggesleten.
2. Afmetingen hoofdlager:
 - a. dikte looplaag Pb.Sn.Cu is 20-40 μm ;
 - b. dikte tussenlaag loodbrons (SP) is 0,3-0,9 mm;
 - c. lagerbreedte is 60 mm;
 - d. lagerdiameter is 170 mm (niet ingespannen, 160mm ingespannen in lagerhuis).
3. Stel samenstelling looplaag Pb.Sn.Cu is Pb.Sn10.Cu2. (gewichtsprocenten) en samenstelling tussenlaag SP is Cu.Pb26.Sn1,5.
4. Dichtheden;
 - a. Pb is 11,3 kg/dm³;
 - b. Cu is 8,96 kg/dm³;
 - c. Sn is 7,3 kg/dm³.
5. Maximaal afgesleten volume: $\frac{1}{3} * \pi * 1,7 * 0,6 * 0,0004 = 427e-6 \text{ dm}^3$;
 - a. Pb = 88% * 427e-6 * 11,3e6 = 4246 mg;
 - b. Cu = 2% * 427e-6 * 8,96e6 = 77 mg;
 - c. Sn = 10% * 427e-6 * 7,3e6 = 312 mg.

Minimaal afgesleten volume: $1/3 * \pi * 1,6 * 0,6 * 0,0002 = 201e-6 \text{ dm}^3$;

a. $\text{Pb} = 88\% * 201e-6 * 11,3e6 = 1999 \text{ mg}$;

b. $\text{Cu} = 2\% * 201e-6 * 8,96e6 = 36 \text{ mg}$;

c. $\text{Sn} = 10\% * 201e-6 * 7,3e6 = 147 \text{ mg}$.

6. Stel carterinhoud is 1,0-1,4 ltr/kW:

max. inhoud = $750 * 1,4 = 1050 \text{ ltr}$;

min. inhoud = $750 * 1,0 = 750 \text{ ltr}$.

7. Afkeurconcentratie van slijtagedeeltjes in smeeroliemonster maximaal:

a. $\text{Pb} = 4246 / 750 = 5,661 \text{ ppm}$;

b. $\text{Cu} = 77 / 750 = 0,103 \text{ ppm}$;

c. $\text{Sn} = 312 / 750 = 0,416 \text{ ppm}$.

Afkeurconcentratie van slijtagedeeltjes in smeeroliemonster minimaal:

a. $\text{Pb} = 1999 / 1050 = 1,904 \text{ ppm}$;

b. $\text{Cu} = 36 / 1050 = 0,034 \text{ ppm}$;

c. $\text{Sn} = 147 / 1050 = 0,140 \text{ ppm}$.

8. Minimum meetlimieten tweetal spectrografietechnieken [ref. 46]. (Alleen slijtagedeeltjes kleiner dan ongeveer $10 \mu\text{m}$ kunnen worden geanalyseerd met spectrografie.)

Ashing Rotrode analyse:

a. $\text{Pb} = 1,05 \text{ ppm}$;

b. $\text{Cu} = 0,09 \text{ ppm}$;

c. $\text{Sn} = 1,80 \text{ ppm}$.

Inductively Coupled Plasma detection:

a. $\text{Pb} = 0,052 \text{ ppm}$;

b. $\text{Cu} = 0,003 \text{ ppm}$;

c. $\text{Sn} = 0,055 \text{ ppm}$.

9. Conclusie: De gevoeligheid van Ashing Rotrode analyse ligt op de grens van bruikbaarheid als conditiebewakingstechniek voor hoofdagers in dit specifieke geval, waarbij verondersteld is dat $1/3$ deel van de looplaag is weggesleten, geen slijtagedeeltjes door de filters worden afgevangen en de slijtagedeeltjes allen kleiner zijn dan $10 \mu\text{m}$. Ashing Rotrode heeft alleen Pb als sporelement in de situatie van minimale afkeurconcentratie en

Pb en Cu in de situatie van maximale afkeurconcentratie. Inductively Coupled Plasma detection heeft zowel Pb als Cu en Sn als sporelementen in beide situaties.

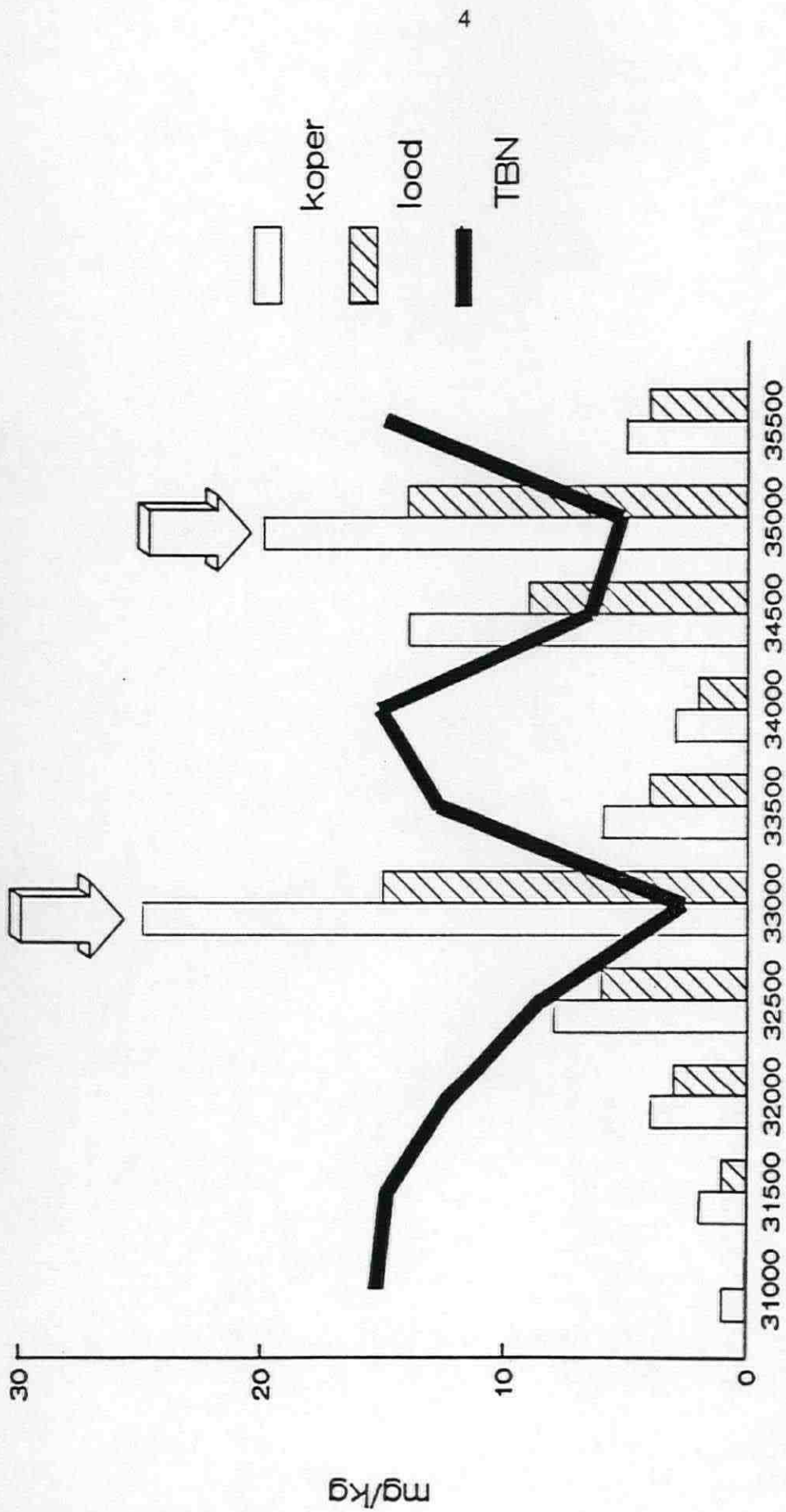
10. Bij het Motor Analyse Systeem (MAS) van Shell wordt het gehalte additieve metalen en het gehalte slijtageelementen in smeeroliemonsters van motoren met behulp van een Inductive Coupled Plasma spectrometer bepaald [ref. 49]. Op de volgende bladzijde is in een figuur [ref. 49] de invloed van een wijziging van het TBN (zuur neutraliserend vermogen van de olie) te zien in relatie tot chemische slijtage van lagers.

De hier gebruikte schaal is mg/kg. De dichtheid van de dieselmotorsmeerolie in gebruik bij de Koninklijke Marine (O-278) is ongeveer 0,89 kg/dm³, dus 10 mg/kg in deze figuur is ongeveer 8,9 ppm volgens bovenstaande berekening.

De figuur geeft een andere onderlinge verhouding tussen koper en lood dan de berekening hiervoor. Waarschijnlijk heeft de figuur betrekking op lood-bronslagers zonder looplaag. Lood-bronslagers zonder looplaag zijn zeer gevoelig voor chemische (corrosieve) slijtage door zure olie. De slijtagedeeltes die ontstaan bij chemische slijtage zijn kleiner dan 1 µm en worden met name door spectrografie goed gedetecteerd.

Motorolieonderzoek

verband olieconditie en lagerslijtage



uren motor

Geen olieversing; relatief hoge bijvulling.



Drijfstang-en onbalanskrachten

1. Oscillerende massa: $m_{osc} = m_z + m_{zp} + m_{dz}$ [kg]

m_z = massa zuiger

m_{zp} = massa zuigerpen

m_{dz} = massa drijfstang gereduceerd op zuiger

2. Roterende massa: $m_{rot} = m_k + m_{dk} + m_w + m_c$ [kg]

m_k = massa krukpen

m_{dk} = massa drijfstang gereduceerd op krukpen

m_w = massa krukvang gereduceerd op krukpen

m_c = massa contragewicht gereduceerd op krukpen

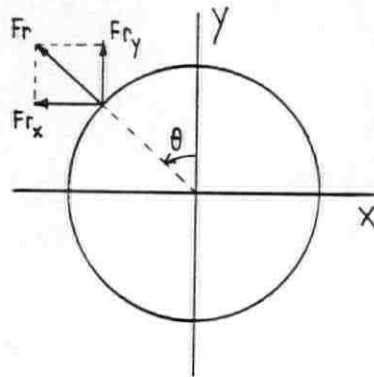
3. Onbalanskrachten: $F_{rx} = -m_{rot} \cdot r \cdot \omega_a^2 \cdot \sin\theta$ [N]

$$F_{ry} = m_{rot} \cdot r \cdot \omega_a^2 \cdot \cos\theta \quad [N]$$

r = krukstraal [m]

ω_a = hoeksnelheid krukas [rad/s]

θ = krukhoek [rad]



4. Drijfstangkrachten:

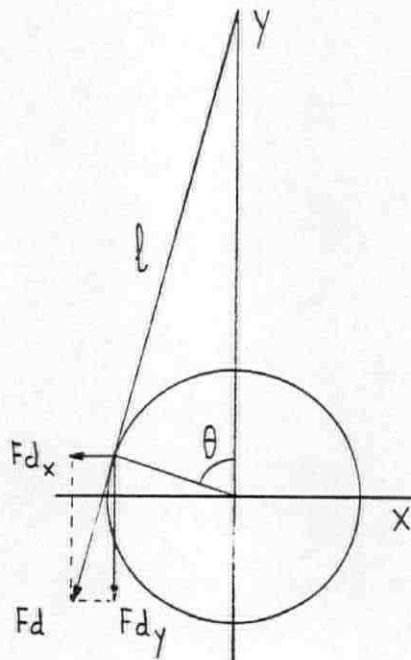
$$F_{d_y} = -p \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_z^2 + m_{osc} \cdot \omega_a^2 \cdot r \cdot \left[\cos \theta + \frac{\left(\left[\left(\frac{l}{r} \right)^2 - 1 \right] \cdot \cos 2\theta + \cos^4 \theta \right)}{\left[\left(\frac{l}{r} \right)^2 - \sin^2 \theta \right]^{\left(\frac{3}{2} \right)}} \right] \quad [N]$$

$$F_{d_x} = F_{d_y} \cdot \tan \left[\arcsin \left(\left[\frac{r}{l} \right] \cdot \sin \theta \right) \right] \quad [N]$$

p = cilinderdruk [N/m²]

d_z = diameter zuiger [m]

l = drijfstanglengte [m]



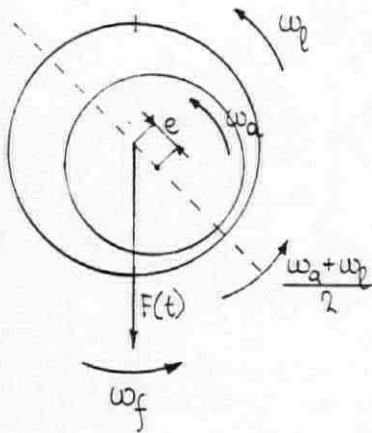
5. Resulterende drijfstang- en onbalanskrachten:

$$F_x = F_{r_x} + F_{d_x} \quad [N]$$

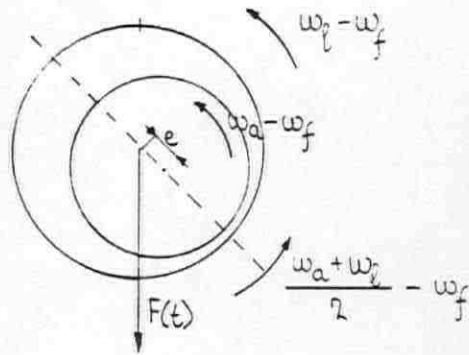
$$F_y = F_{r_y} + F_{d_y} \quad [N]$$

Mobiliteitmethode

1.

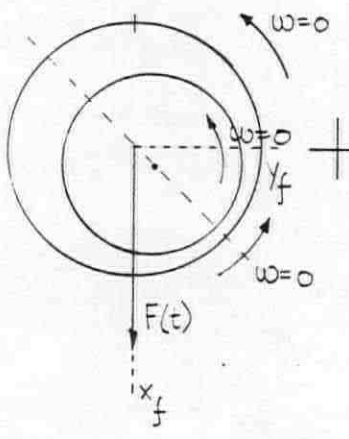
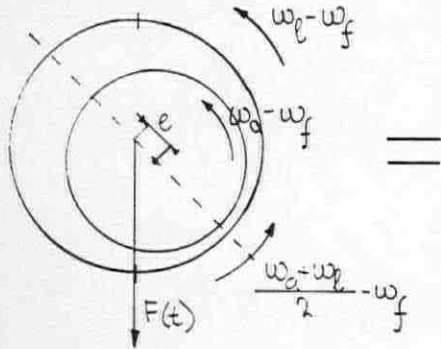


referentiestelsel gekoppeld aan het machineframe

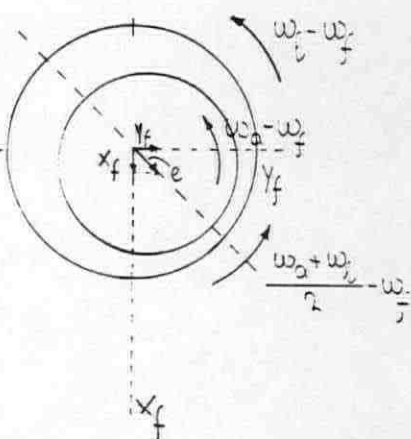


referentiestelsel gekoppeld aan de belastingsvektor

2. Booker [ref. 7]:



bufferbeweging



warrelbeweging

$$\dot{x}_f = k \cdot M_x \cdot F - (\bar{\omega} - \omega_f) \cdot y_f$$

$$\dot{y}_f = k \cdot M_y \cdot F + (\bar{\omega} - \omega_f) \cdot x_f$$

$$\text{met } k = \left(\frac{c}{R}\right)^2 \cdot \frac{1}{\mu LD}$$

($\dot{x}_f, \dot{y}_f, x_f, y_f$ dimensieloos)

3. Moes, Sikkes en Bosma [ref. 72]:

$$\dot{x}_f = k \cdot M_x \cdot F - (\bar{\omega} - \omega_f) \cdot y_f$$

$$\dot{y}_f = k \cdot M_y \cdot F + (\bar{\omega} - \omega_f) \cdot x_f$$

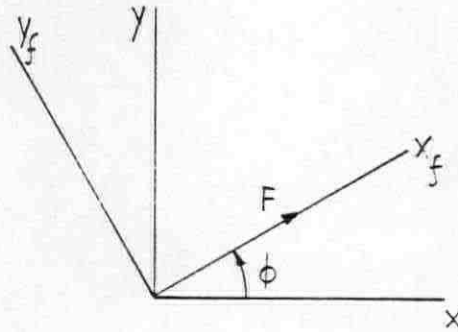
met $x = x_f \cdot \cos \phi - y_f \cdot \sin \phi$

$$y = x_f \cdot \sin \phi + y_f \cdot \cos \phi$$

$$F \cdot \cos \phi = F_x$$

$$F \cdot \sin \phi = F_y$$

$$\dot{\phi} = \omega_f$$



geeft voor een vast referentiestelsel \$x, y\$:

$$\dot{x} = k \cdot (M_x \cdot F_x - M_y \cdot F_y) - \bar{\omega} \cdot y$$

$$\dot{y} = k \cdot (M_y \cdot F_x + M_x \cdot F_y) + \bar{\omega} \cdot x$$

mobilitieitmatrix:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = k \cdot \begin{bmatrix} M_x & -M_y \\ M_y & M_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + \bar{\omega} \cdot \begin{bmatrix} -y \\ x \end{bmatrix}$$

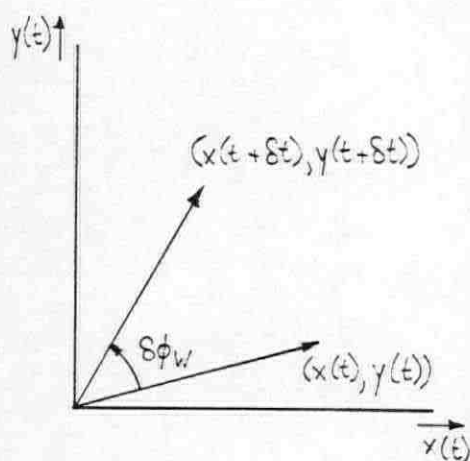
$$\text{met } k = \left(\frac{c}{R}\right)^2 \cdot \frac{1}{\mu LD} \quad (x, y, \dot{x}, \dot{y} \text{ dimensieloos})$$

4. Moes [ref. 8]:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} = \frac{c^2}{R^2} \cdot \frac{1}{\mu LD} \cdot \begin{bmatrix} M_x & -M_y \\ M_y & M_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + \bar{\omega} \cdot \begin{bmatrix} -y \\ x \end{bmatrix}$$

beschouw tijdsverloop δt waarin $\delta\phi_w = \bar{\omega} \cdot \delta t$

$$\begin{bmatrix} x(t+\delta t) \\ y(t+\delta t) \end{bmatrix} = \frac{c^2}{R^2} \cdot \frac{\delta t}{\mu LD} \cdot \begin{bmatrix} M_x & -M_y \\ M_y & M_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + \delta\phi_w \cdot \begin{bmatrix} -y(t) \\ x(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix}$$



$$\begin{bmatrix} x(t+\delta t) \\ y(t+\delta t) \end{bmatrix} = \frac{c^2}{R^2} \cdot \frac{\delta t}{\mu LD} \cdot \begin{bmatrix} M_x & -M_y \\ M_y & M_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \cos\delta\phi_w & -\sin\delta\phi_w \\ \sin\delta\phi_w & \cos\delta\phi_w \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix}$$

op tijdstip t

5. Moes [ref. 8]:

Mobiliteitvergelijkingen in unidirectionele coördinaten ten opzichte van de belastingvector voor het caverende lager:

$$M_x = \frac{1}{\pi} \cdot (1 - x_f)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{\sqrt{2}}{3} + (1 - x_f) \cdot \lambda^{-2} \right)$$

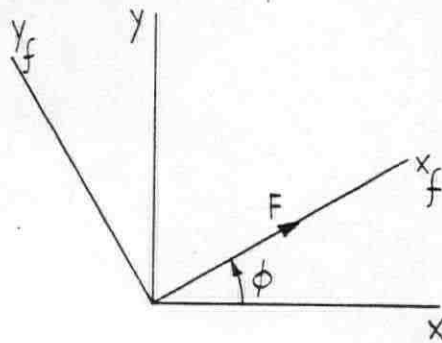
$$M_y = -\frac{4}{\pi^2} \cdot y_f \cdot (1 - x_f)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{\pi}{8 \cdot \sqrt{2}} + (1 - x_f) \cdot \lambda^{-2} \right)$$

$$\text{met } \lambda = \frac{L}{D}$$

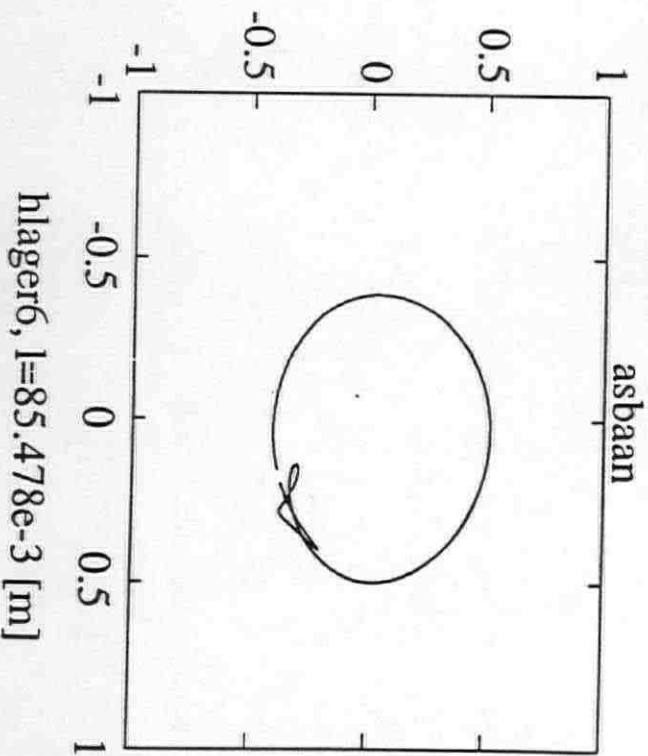
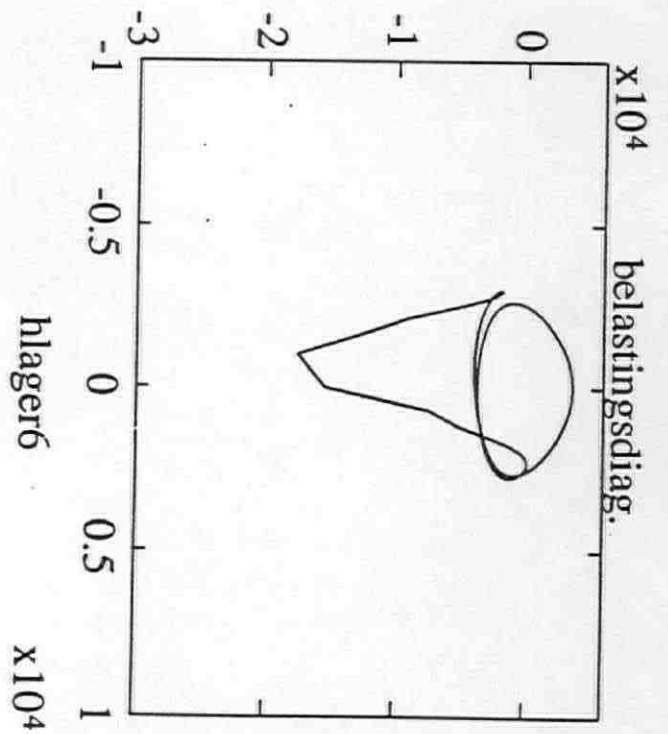
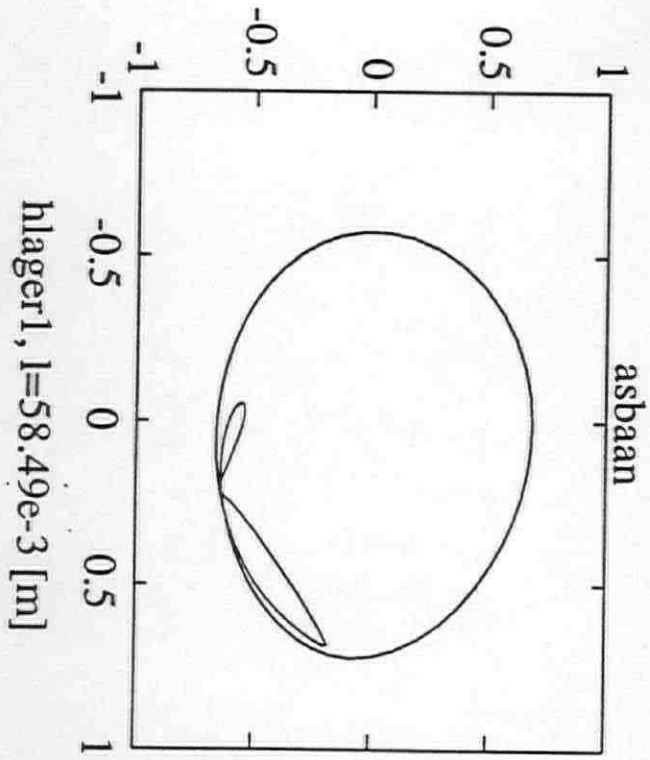
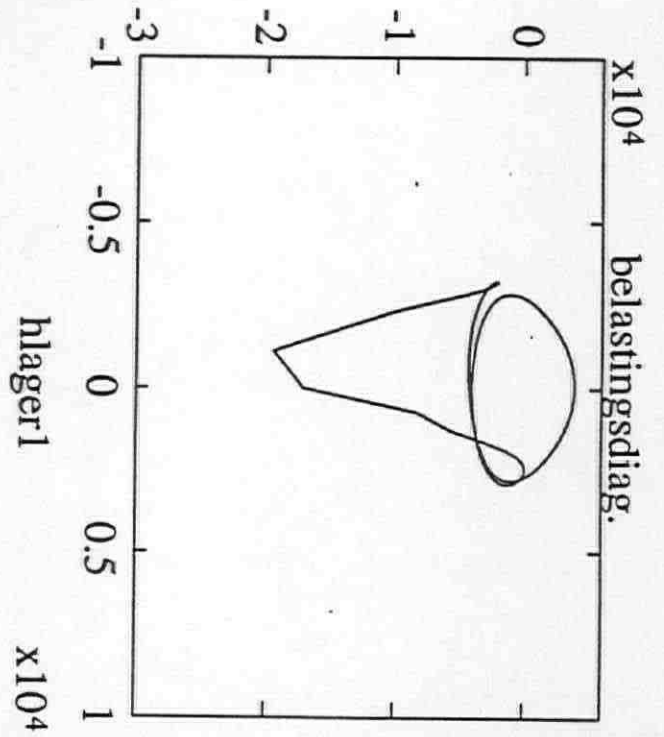
$$\text{en } \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi \\ -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix}$$

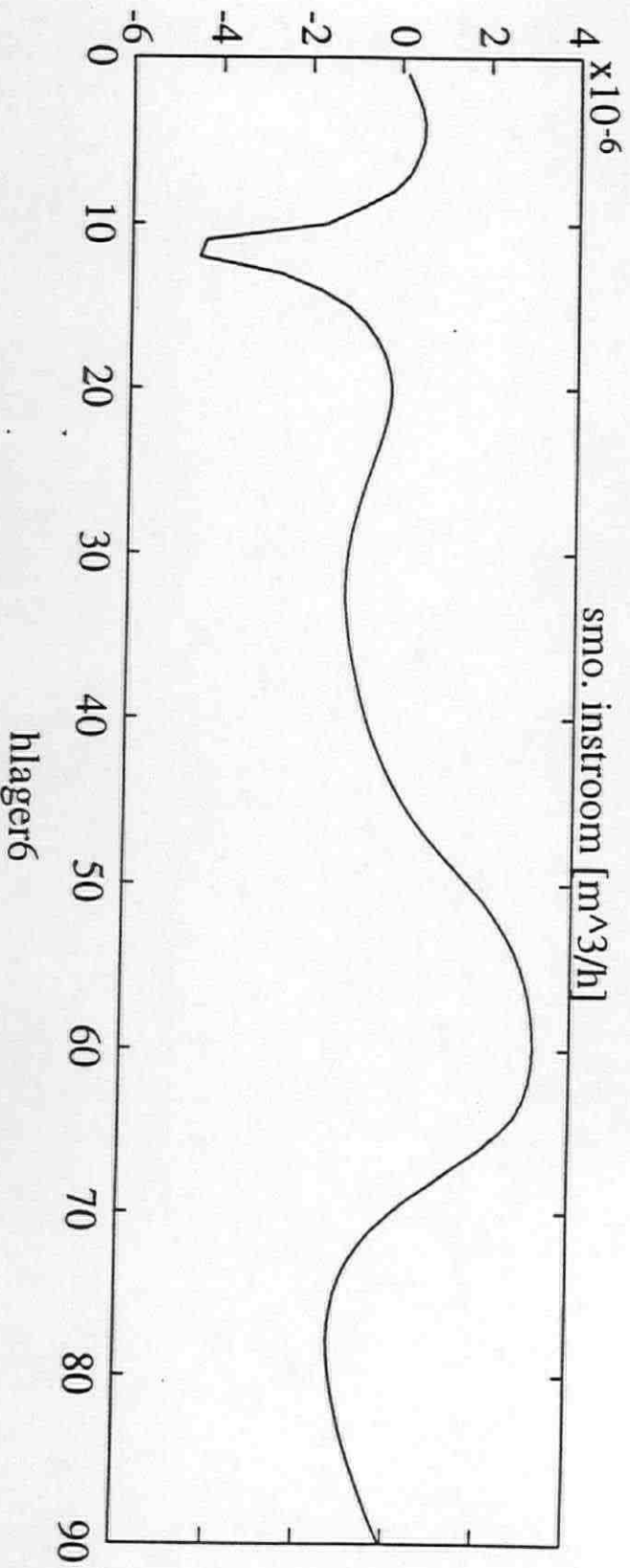
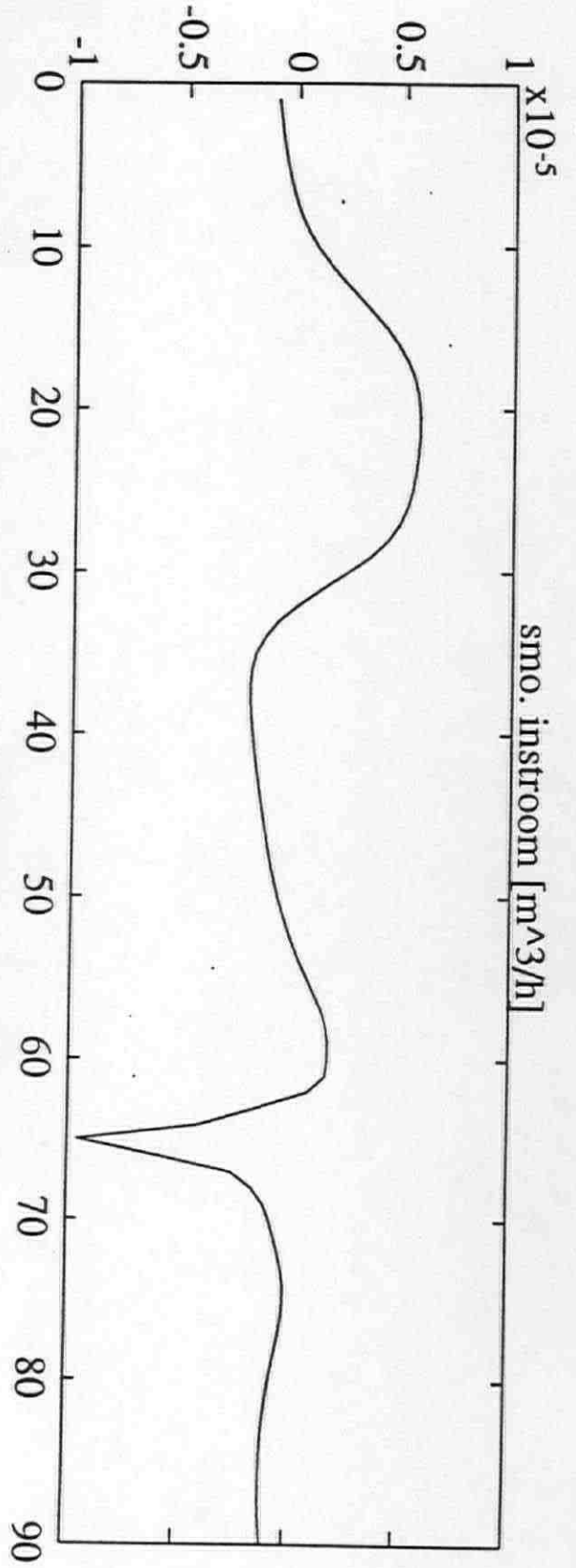
$$\cos \phi = \frac{F_x}{F}$$

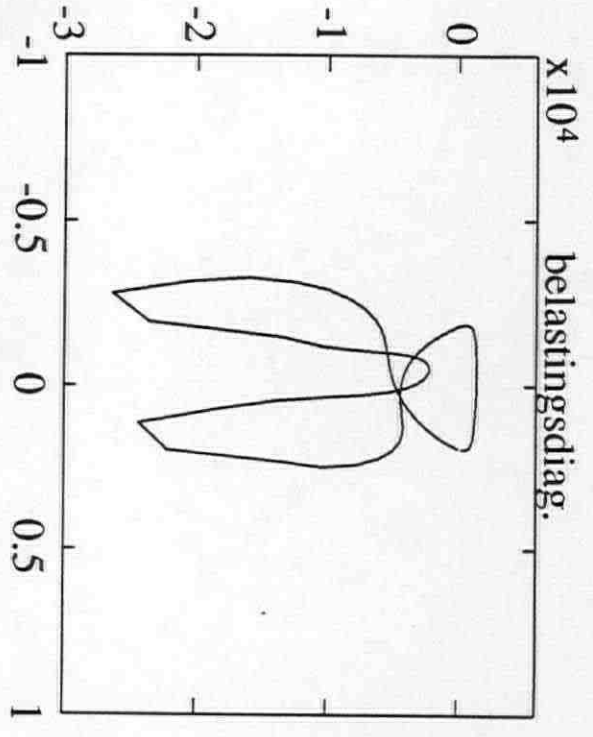
$$\sin \phi = \frac{F_y}{F}$$



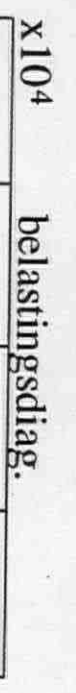
Lagerbelastings-, asbaan- en smeeroilie in- en uitstroom figuren van de zes hoofdlagers met de smeeroliegroeft onder in



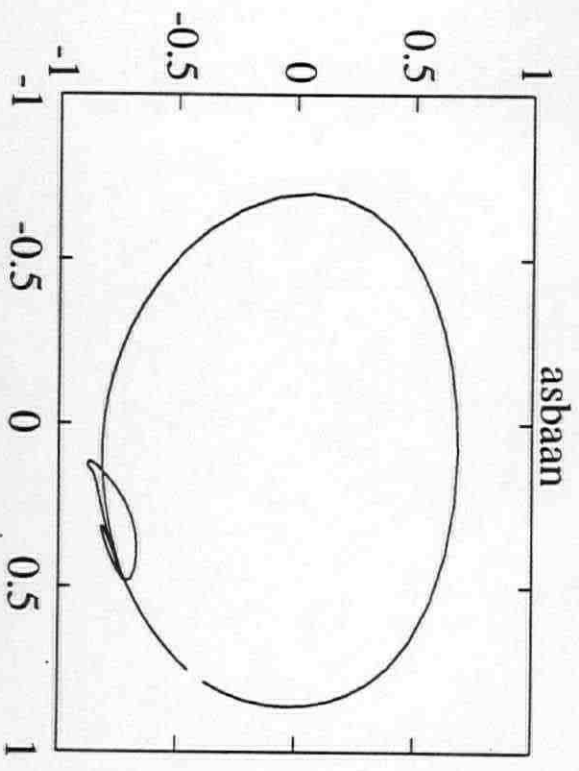




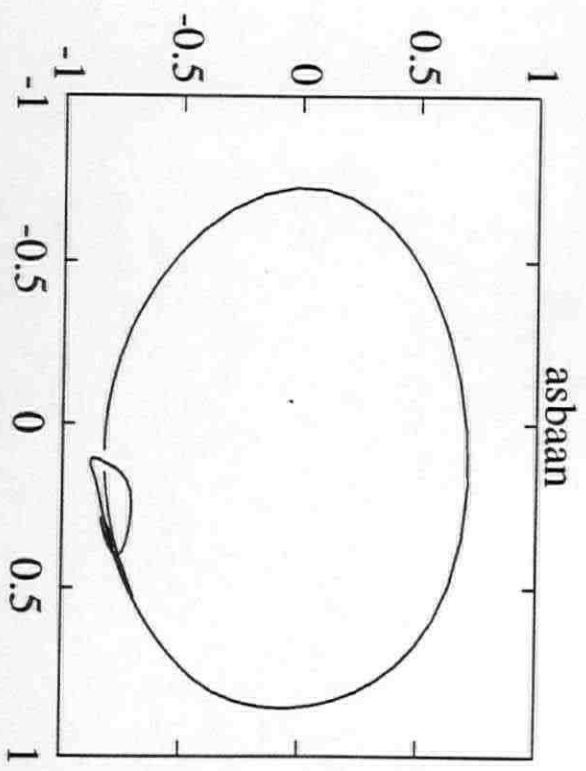
h_{lager2} x 10^4



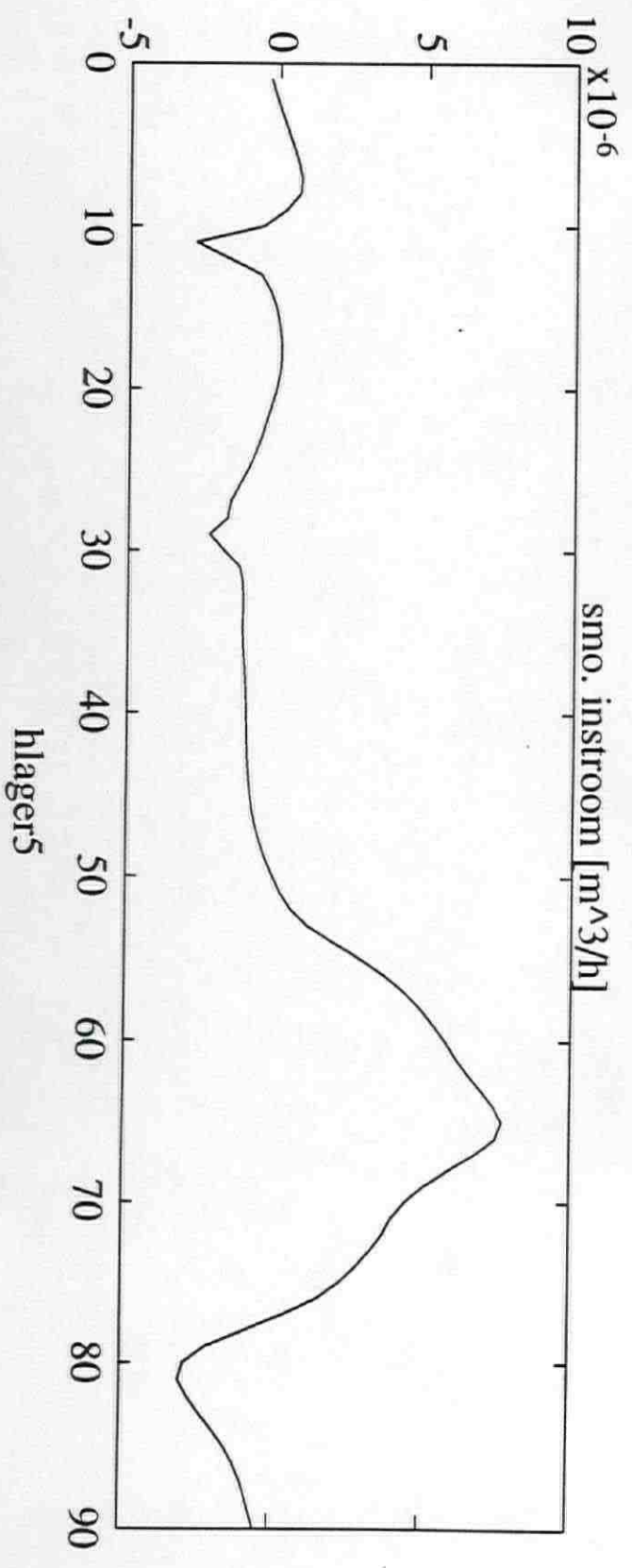
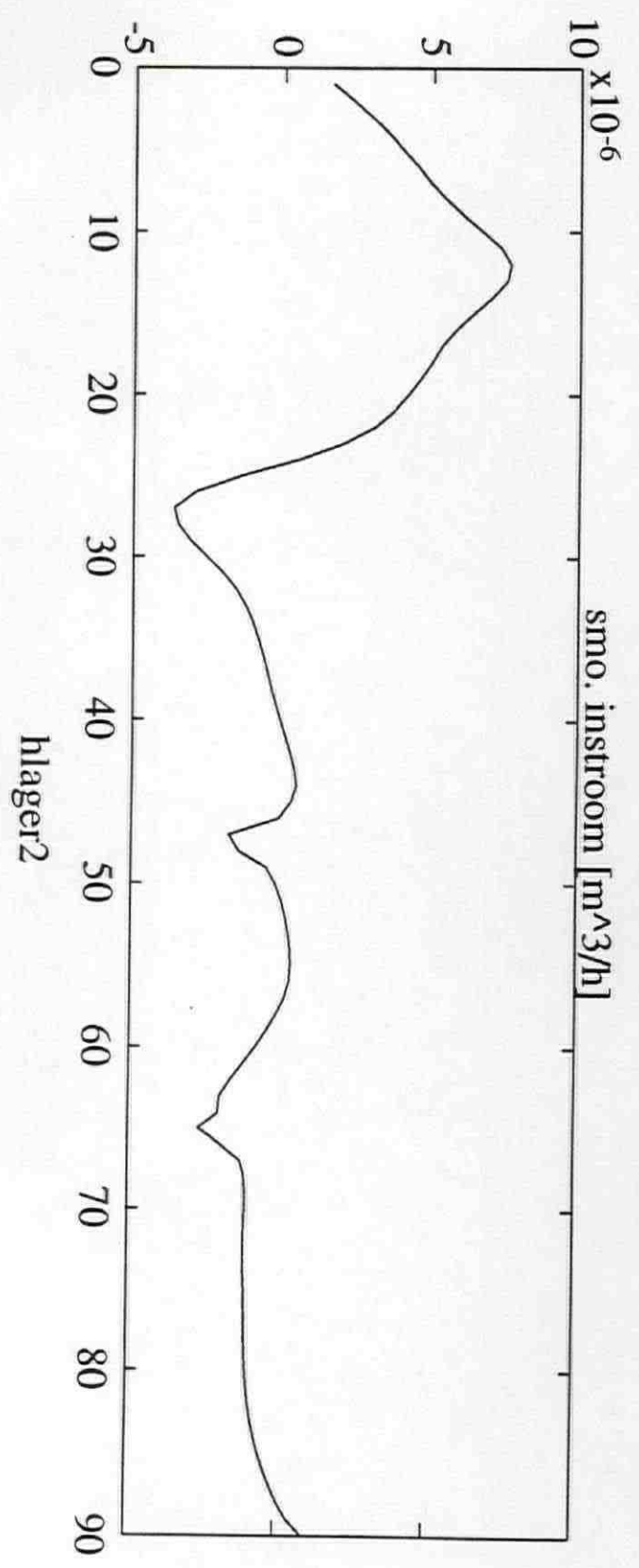
h_{lager5} x 10^4

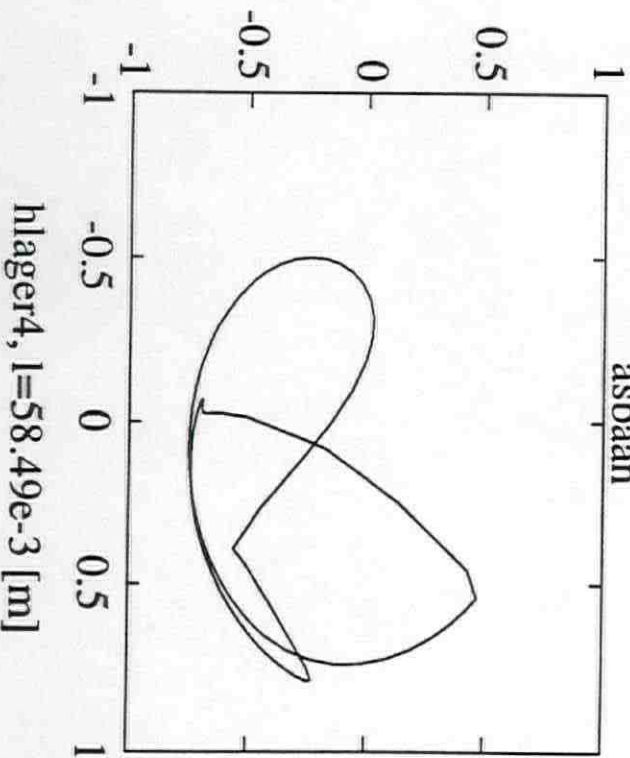
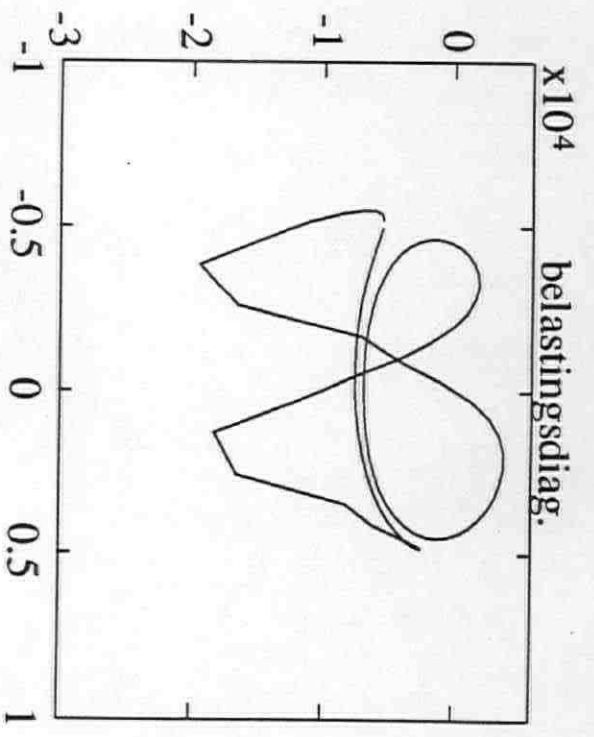
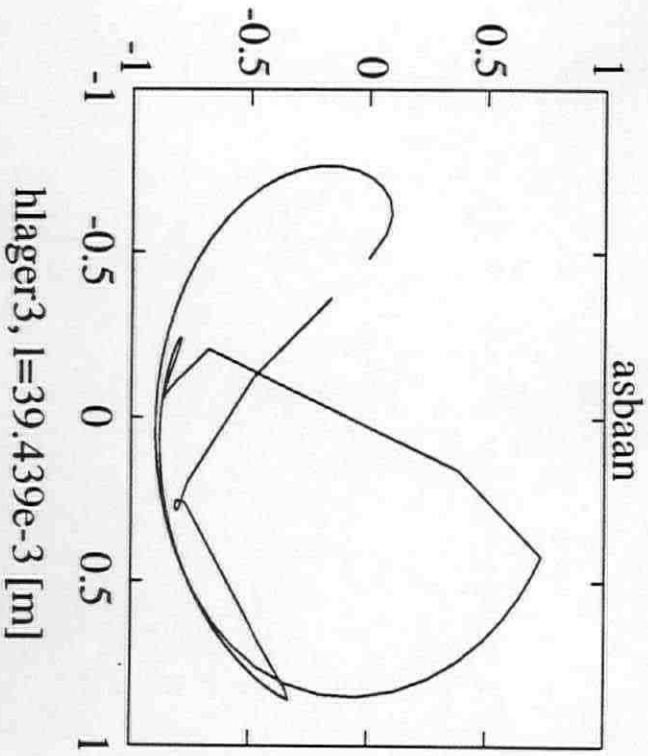
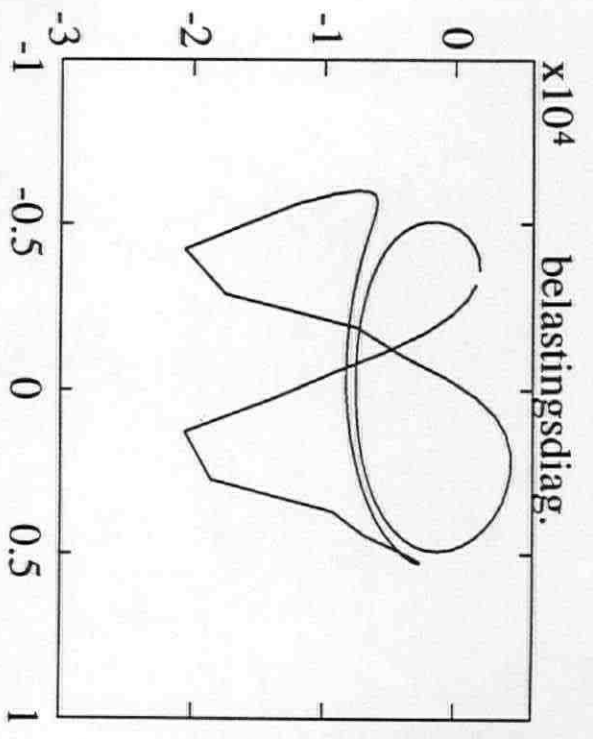


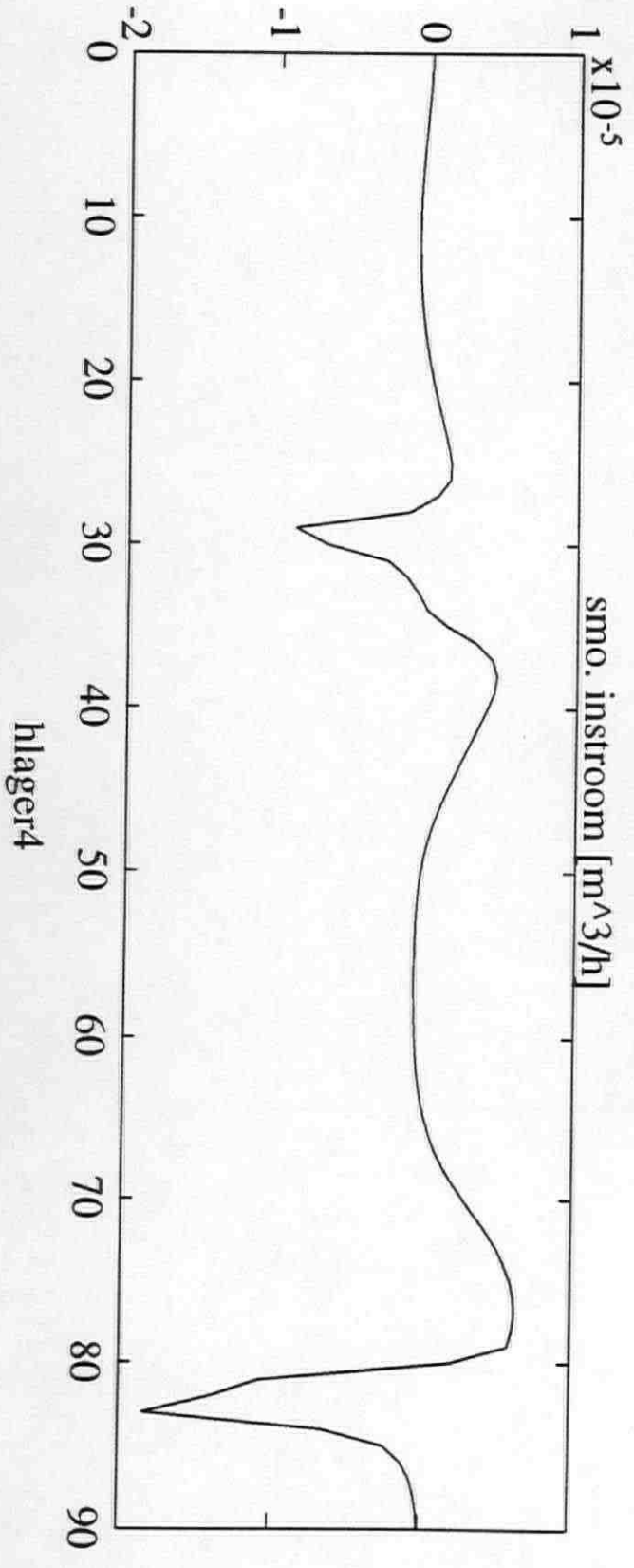
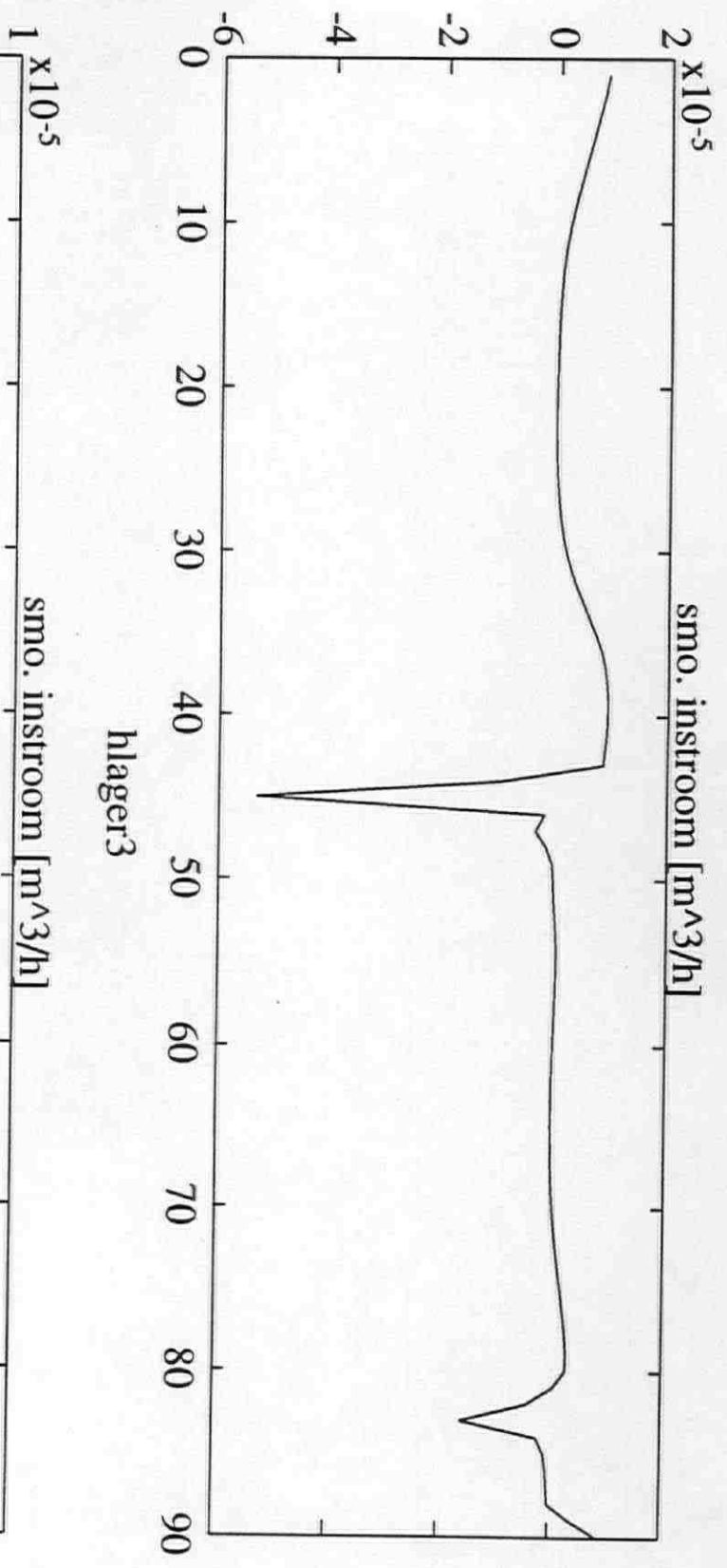
h_{lager2} , l = $39.439e-3$ [m]



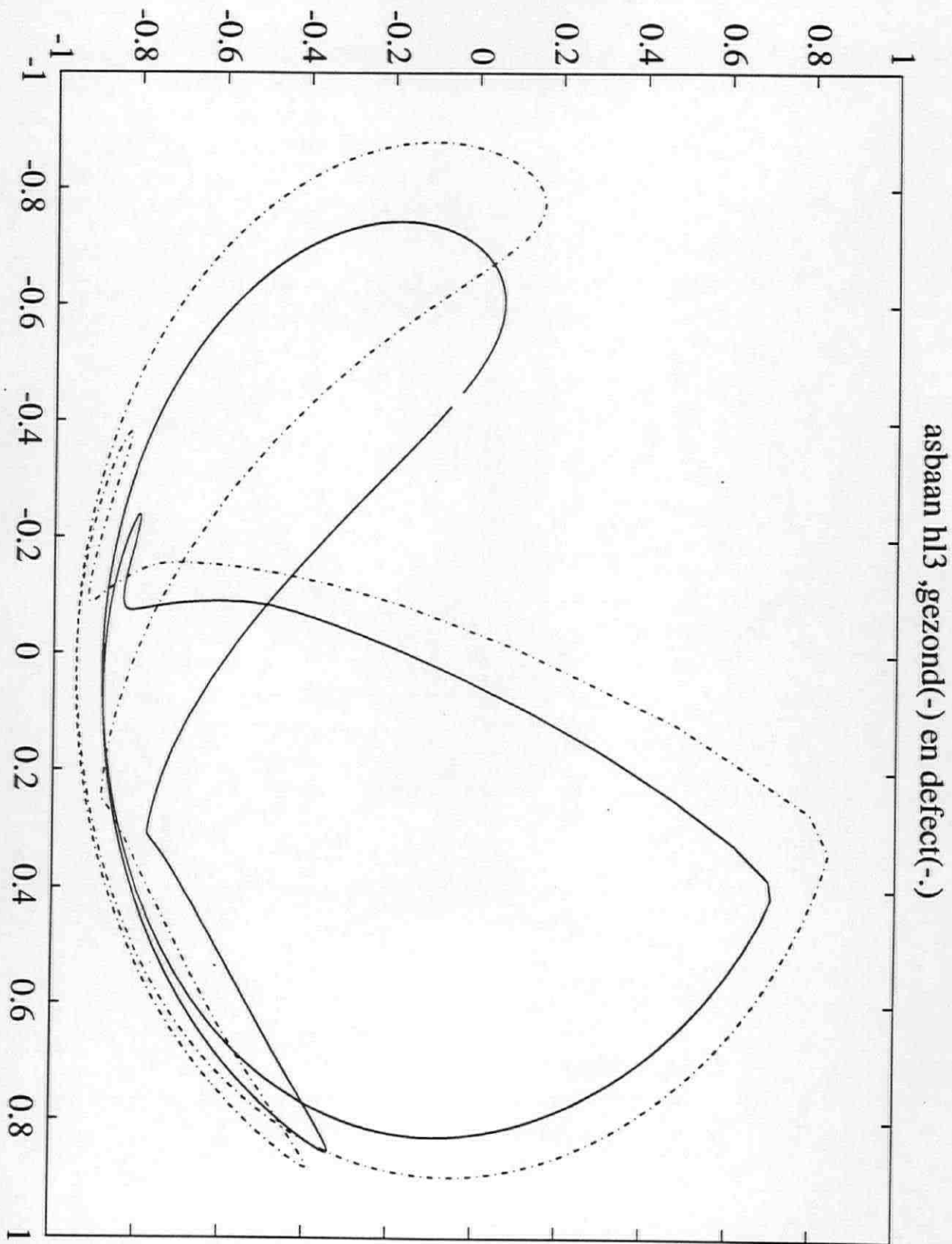
h_{lager5} , l = $39.439e-3$ [m]



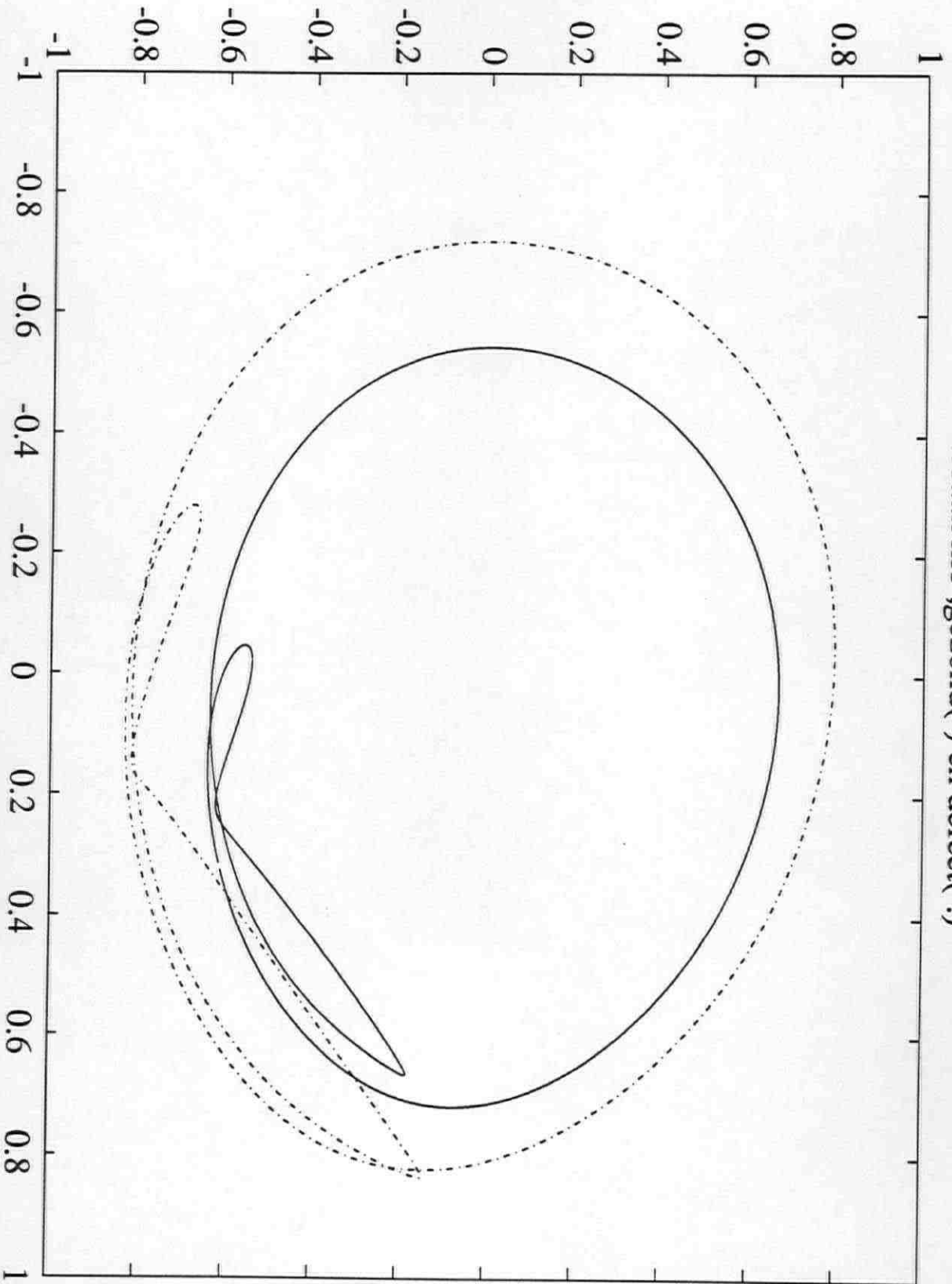




Asbaanfiguren gezond en defect hoofdlagers 3 en 1 met de smeeroliegroef onder in



asbaan h11 ,gezond(-) en defect(-.)



Modelleren smeeroeliecircuit

Het smeeroeliecircuit van de proefmotor is hieronder als een netwerk weergegeven (zie ook figuur 118b). De smeeroelie stroom is instationair met viskeuze wrijving. Massa traagheids effecten en energieverliestermen worden verwaarloosd. De algemene stromingsvergelijking is:

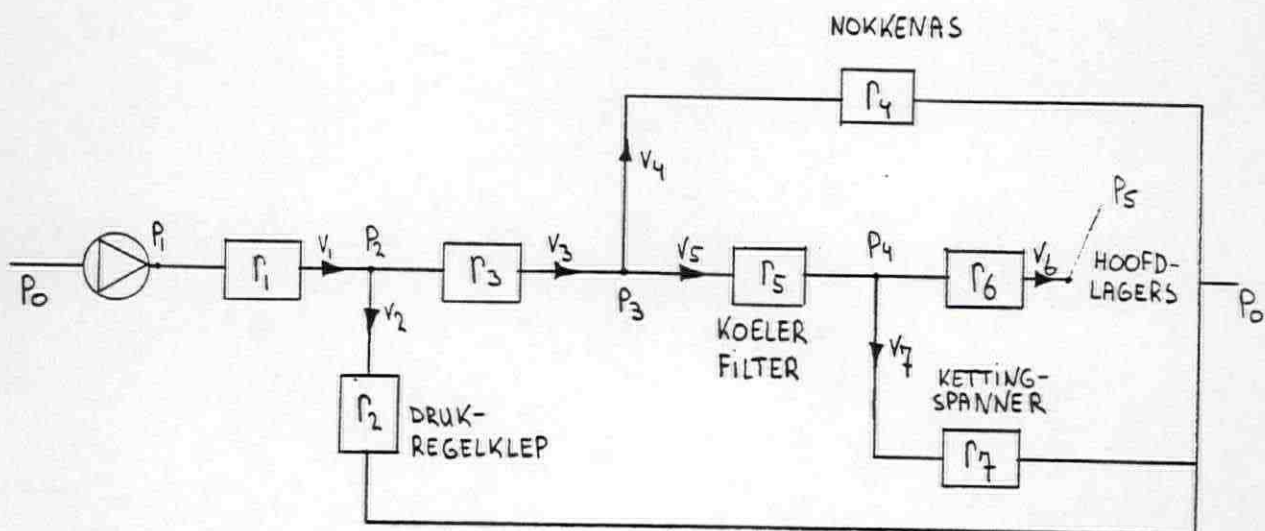
$$p_1(t) - p_2(t) = r_1 \cdot v_1(t)$$

met p = smeeroeliedruk [N/m^2]

r = viskeuze wrijvingsweerstand [$N \cdot s/m^3$]

v = stroomsnelheid [m/s]

Er wordt verondersteld dat de wrijvingsweerstand van de drukregelklep constant is. Dit betekent dat de drukregelklep niet reageert op de drukfluctuaties veroorzaakt door de variabele smeeroelieconsumptie van de hoofdlagers.



met r_2 = wrijvingsweerstand drukregelklep

p_0 = carterdruk

v_6 = smeeroelie stroom naar hoofdlagers

Vergelijkingen netwerk (met A is doorstroomoppervlak en a,b zijn constanten):

$$v1(t).A1 - v2(t).A2 - v3(t).A3 = 0$$

$$v3(t).A3 - v4(t).A4 - v5(t).A5 = 0$$

$$v5(t).A5 - v7(t).A7 = v6(t).A6$$

$$v1(t) + b.p1(t) = a \quad (\text{pompvergelijking})$$

$$p1(t) - p2(t) - r1.v1(t) = 0$$

$$p2(t) - r2(t).v2(t) = p0(t)$$

$$p2(t) - p3(t) - r3.v3(t) = 0$$

$$p3(t) - r4.v4(t) = p0(t)$$

$$p3(t) - p4(t) - r5.v5(t) = 0$$

$$p4(t) - r7.v7(t) = p0(t)$$

$$p4(t) - p5(t) = r6.v6(t)$$

Situatie drukregelklep werkt niet:

$$r2(t) = \text{constant en bekend} \rightarrow r2(t) = r2$$

Bekende

variabelen:

$$r2(t) = r2$$

$$p0(t) = 0$$

$$v6(t)$$

Onbekende

variabelen:

$$v1(t)$$

$$v2(t)$$

$$v3(t)$$

$$v4(t)$$

$$v5(t)$$

$$v7(t)$$

$$p1(t)$$

$$p2(t)$$

$$p3(t)$$

$$p4(t)$$

$$p5(t)$$

Conclusie: 11 vergelijkingen en 11 onbekenden \rightarrow stelsel is direct oplosbaar.

Vector \underline{c} met bekenden:

0
0
 $v6(t).A6$
 a
0
0
0
0
0
0
 $r6.v6(t)$

Vector \underline{b} met onbekenden:

$v1(t)$
 $v2(t)$
 $v3(t)$
 $v4(t)$
 $v5(t)$
 $v7(t)$
 $p1(t)$
 $p2(t)$
 $p3(t)$
 $p4(t)$
 $p5(t)$

DETECTIE EN DIAGNOSE VAN LAGERDEFECTEN
AAN MEDIUM-SPEED DIESELMOTOREN

K.O. Broekhaus

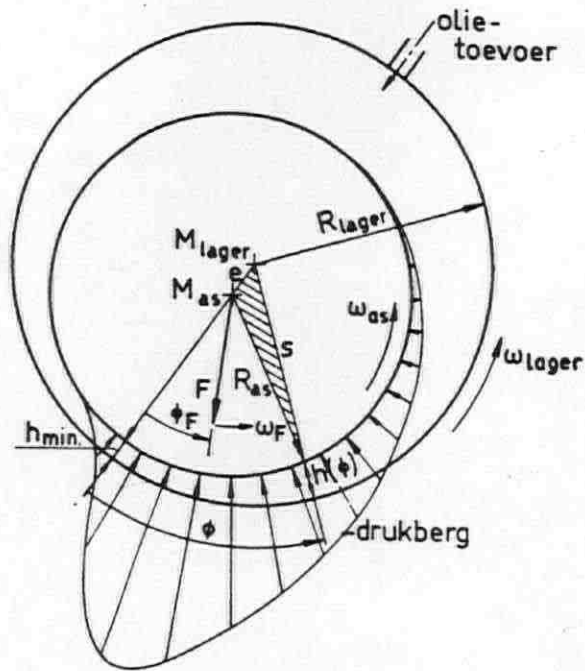
Figuren- en tabellenboek

Documentatienr. T.U.D: E.V. 1627

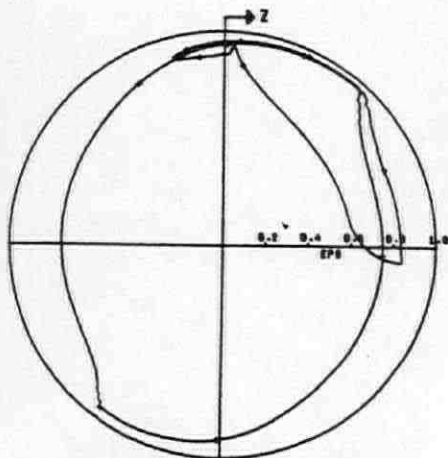
K.I.M: WER-92-168

Ingenieursopdracht T.U. Delft
Juni 1992

Faculteit der Werktuigbouwkunde en
Maritieme Techniek
Vakgroep Proces en Energie
Sectie Maritieme Dieselmotoren



Figuur 1: Dynamisch belast lager [ref. 1].

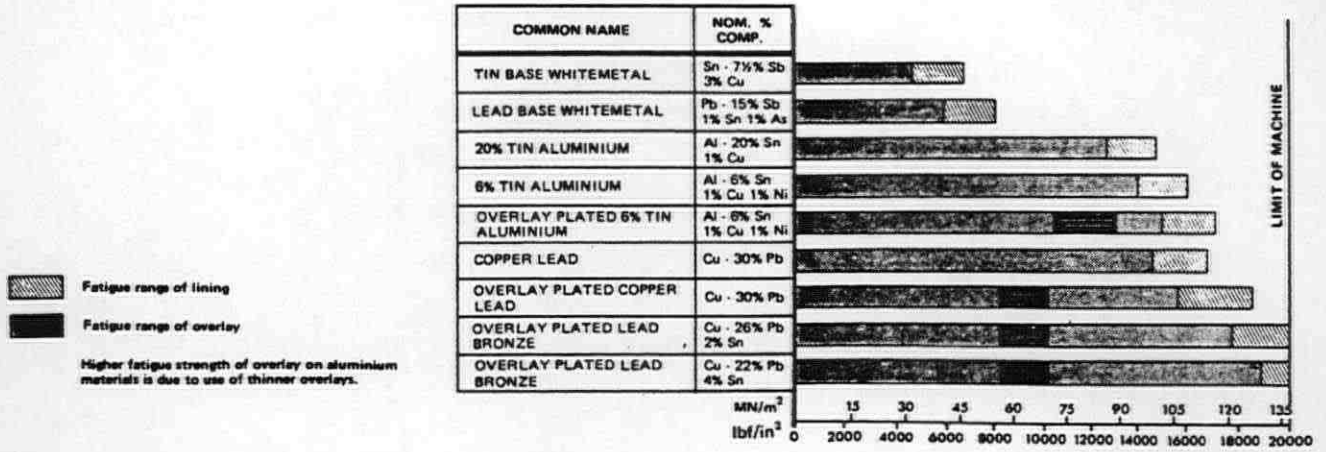


4-TAKT MOTOR BOHRUNG/HUB=250/300MM PL
 PZ/PHE=120/16.3 1000 1/MIN
 OEL SAE 40 / 100 GRAD C GANZE BREITE

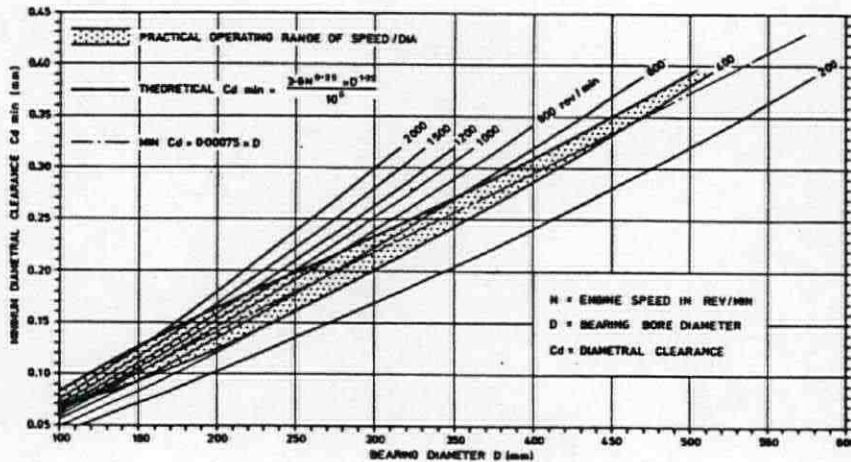
	h_{\min} [μm]	P_{\max} [MPa]	P_{Rspez} [W/mm ²]	$\alpha_{h_0 < 3\mu\text{m}}$ [%]
Pleuel-lager	~350	~350	~0.25	~25
Haupt-lager	~450	~150	~0.25	~15

Figuur 2: Viertaktmotoren; asbaan drijfstanglager en typische bedrijfsgegevens [ref. 2].

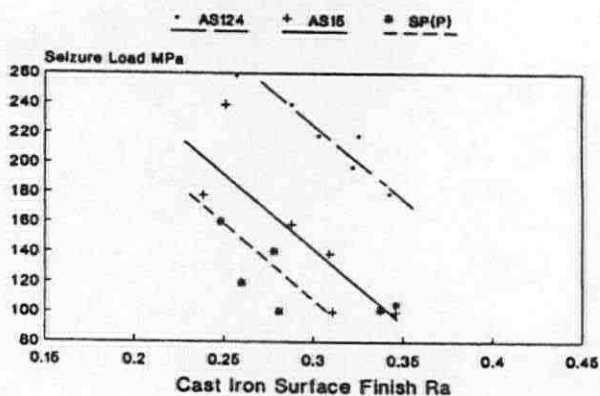
h_{\min} : minimale smeerfilmdikte;
 P_{\max} : maximale smeerfilmdruk;
 P_{Rspez} : maximaal specifieke hydrodynamische wrijving;
 $\alpha_{h_0 < 3\mu\text{m}}$: krukhoek met smeerfilmdikte kleiner dan $3\mu\text{m}$.



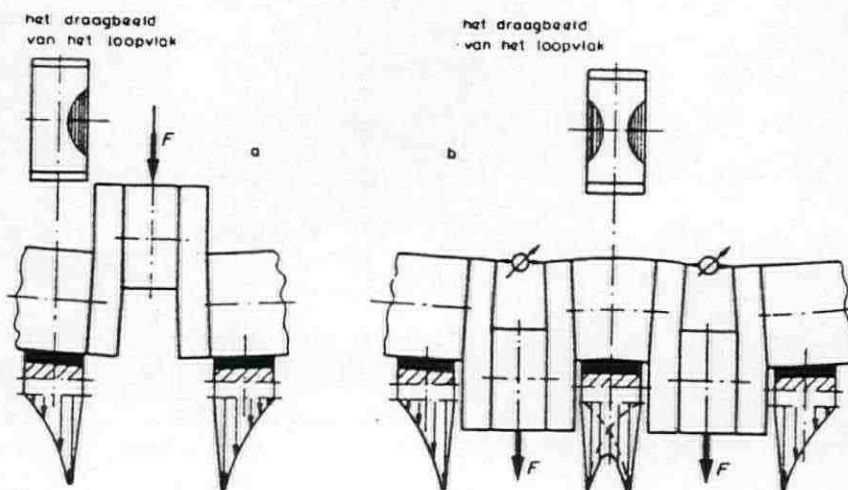
Figuur 3: Vermoeingssterkte van lagermaterialen verkregen uit testopstelling [ref. 3].



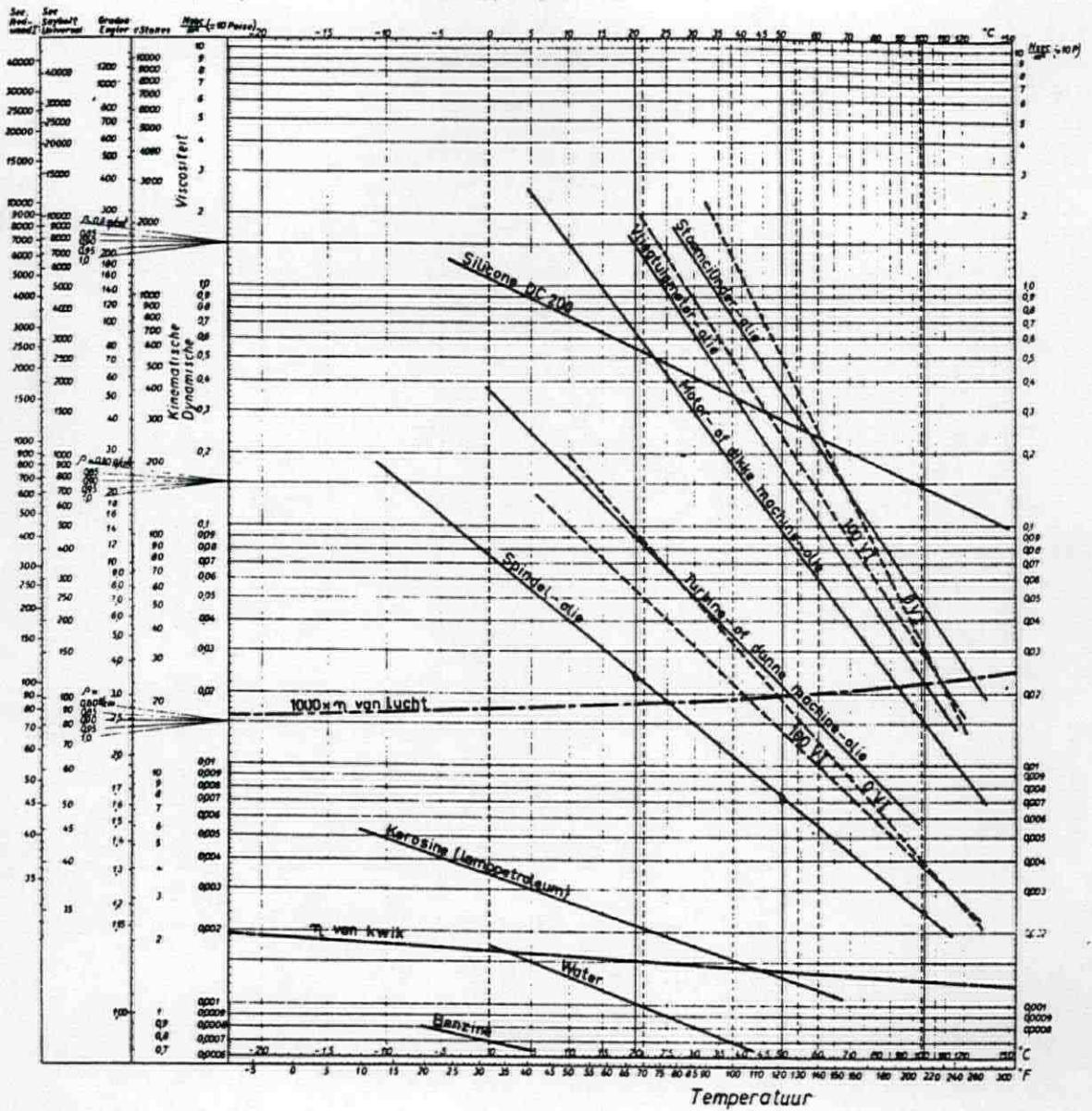
Figuur 4: Minimale diametrale speling als functie van de diameter [ref. 3].



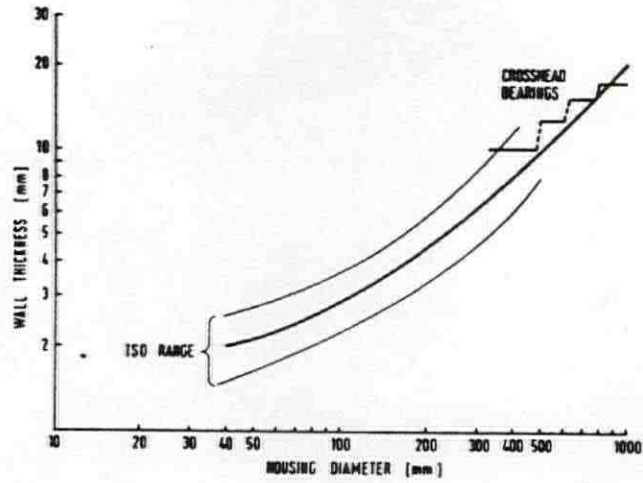
Figuur 5: Voor drie lagermaterialen de relatie tussen asruwheid en belasting waarbij beschadiging van het lager optreedt [ref. 9].



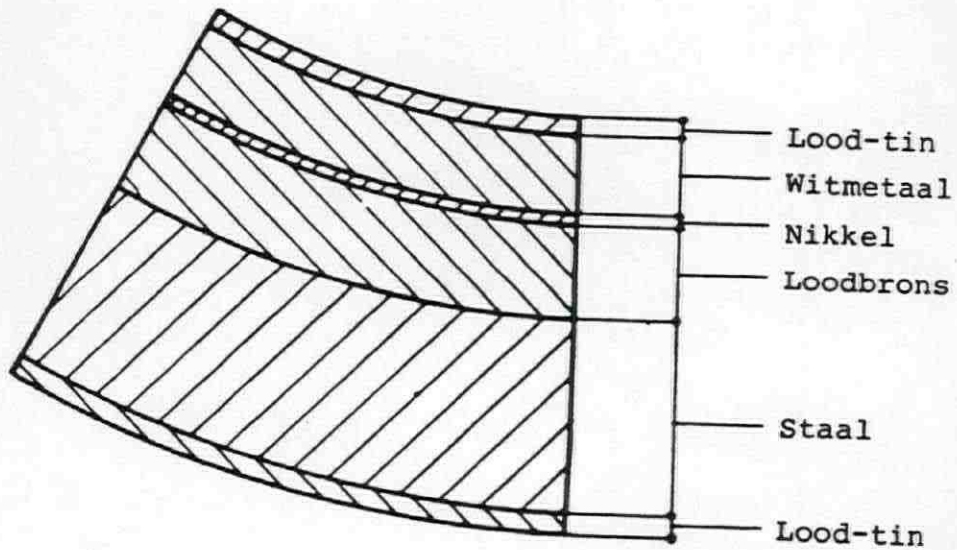
Figuur 6: Uitlijningsafwijkingen door zware belastingen [ref. 6].



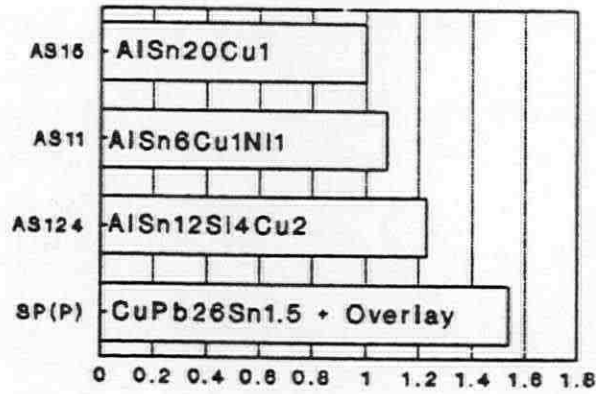
Figuur 7: Viscositeit-temperatuur-grafiek [ref. 1].



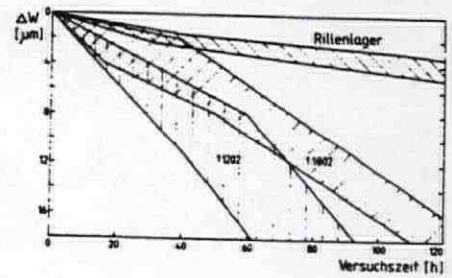
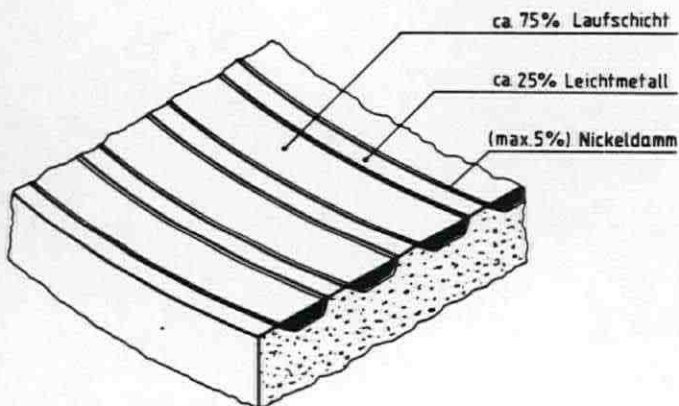
Figuur 8: Dikte- diameterverhouding dunwandige lagerschalen [ref. 3].



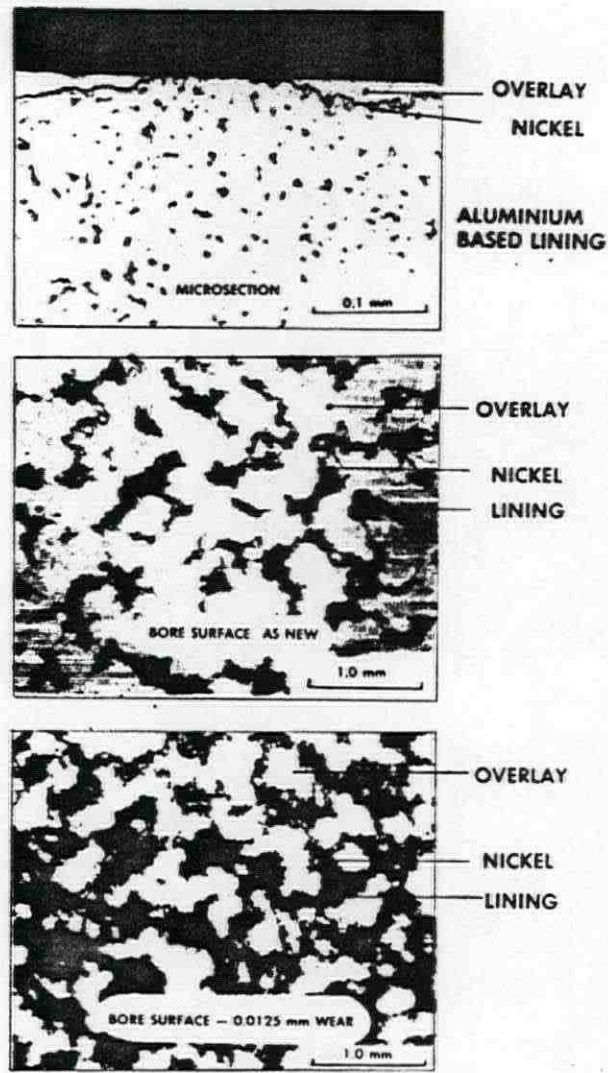
Figuur 9: Schematische opbouw lagerschaal [ref. 12].



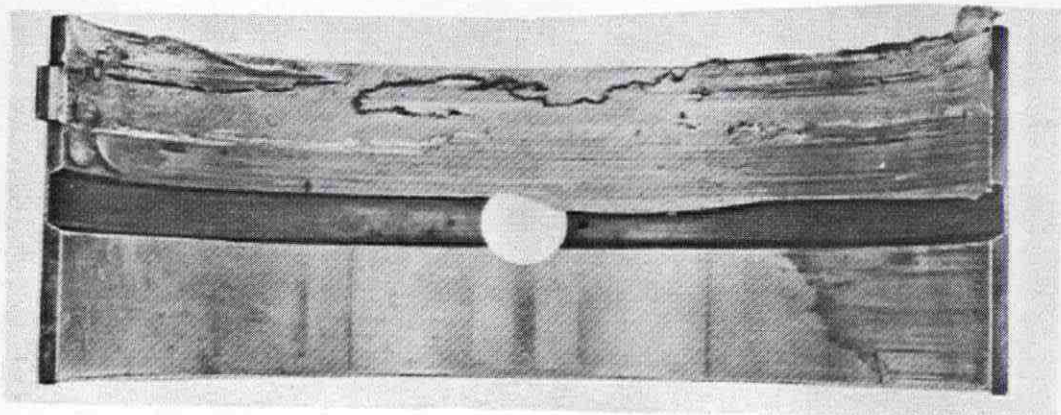
Figuur 10: Relatieve vermoeiingssterkte van lagermaterialen [ref. 9].



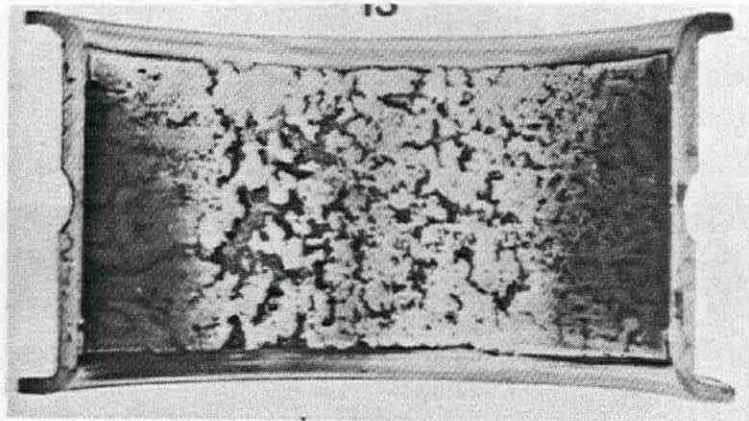
Figuur 11: Miba's "Rillen"-lager [ref. 2].



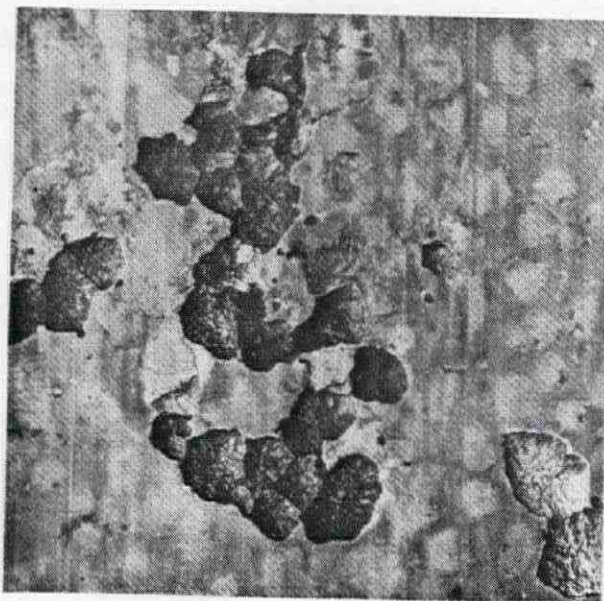
Figuur 12: Glacier's "Mosaic"-lager [ref. 11].



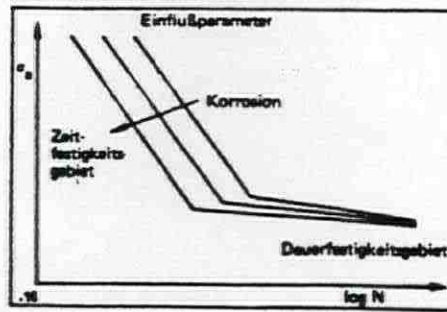
Figuur 13: Smeltslijtage tin-aluminiumlager door verminderde smeerolietoevoer [ref. 28].



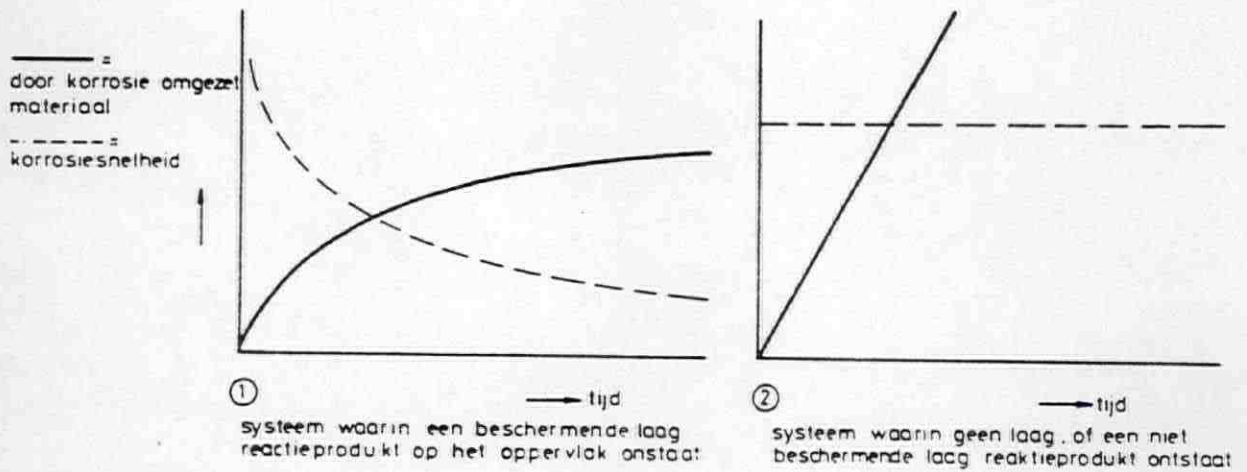
Figuur 14: Corrosie van koper-loodlager zonder witmetaal- en nikkellaag. De loodfase is aangetast door organisch zuur (oxidatie smeerolie) [ref. 28].



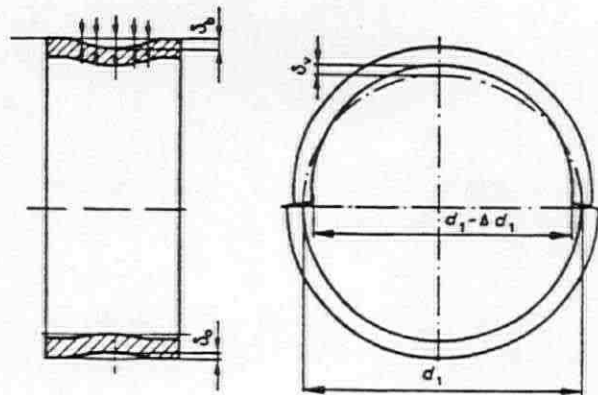
Figuur 15: Corrosie van een gesinterde lood-bronslager. Het schadebeeld lijkt hier op vermoeiing (het scheuren en uitbrokkelen van schilfers materiaal) [ref. 5].



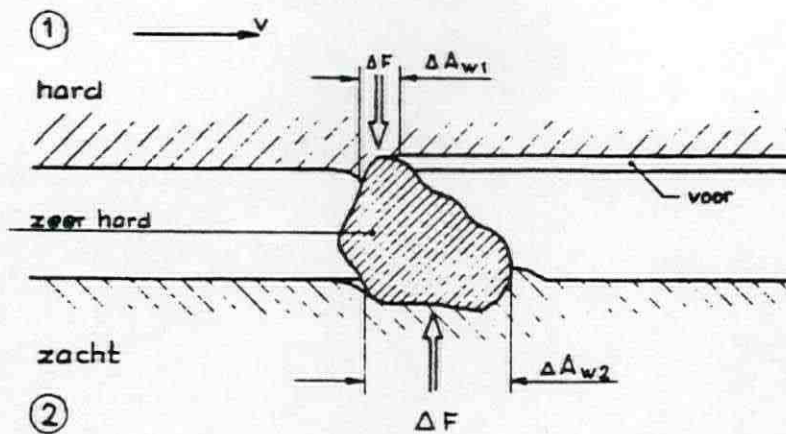
Figuur 16: Kwalitatieve uitwerking van de invloed van corrosie op de vermoeingssterkte van glijlagermaterialen [ref. 22].



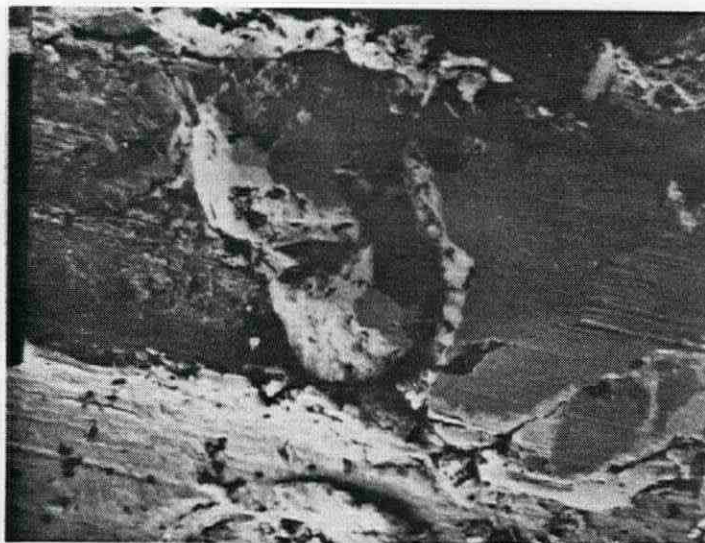
Figuur 17: Principe mogelijke corrosie-tijd verbanden (parabolische wet en lineaire wet) [ref. 21].



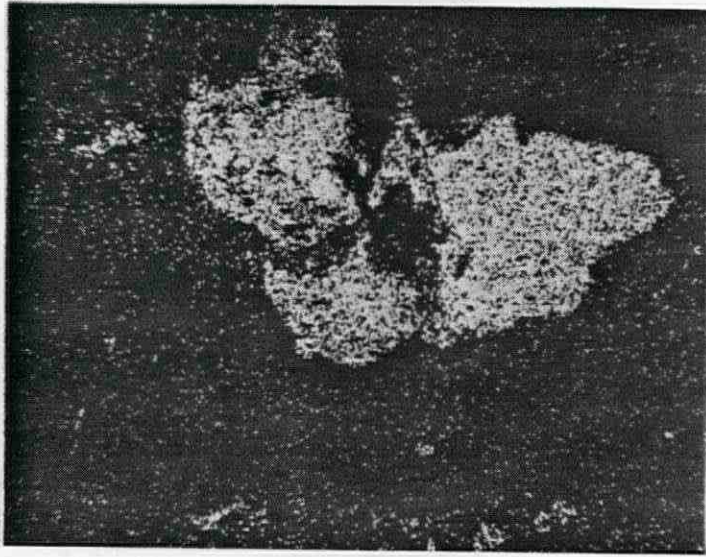
Figuur 18:
a. Axiale vervorming van de schaal tot diabolovorm [ref. 6].
b. Spreidingsverlies van de lagerschaal [ref. 6].



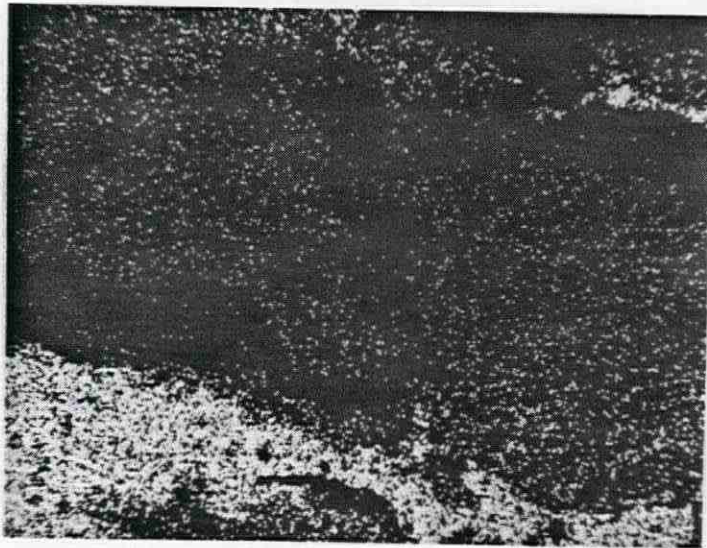
Figuur 19: Aantasting van hard oppervlak door abrasief deeltje, dat in het zachtere loopvlak is ingebed [ref. 21].



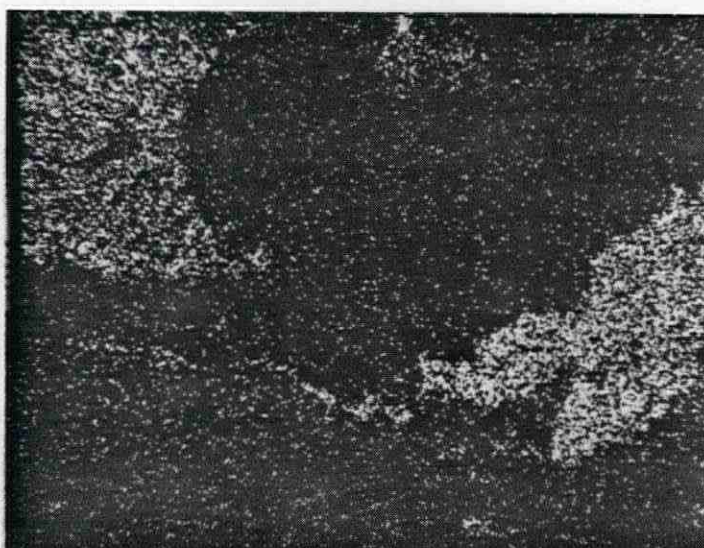
Figuur 20: Scanning elektronen microscoop opname van verontreinigingen (staalgrid, gemiddelde diameter 0,5 mm) in slijtage-spoor van een lagerschaal [ref. 30]. Zie volgende figuur!.



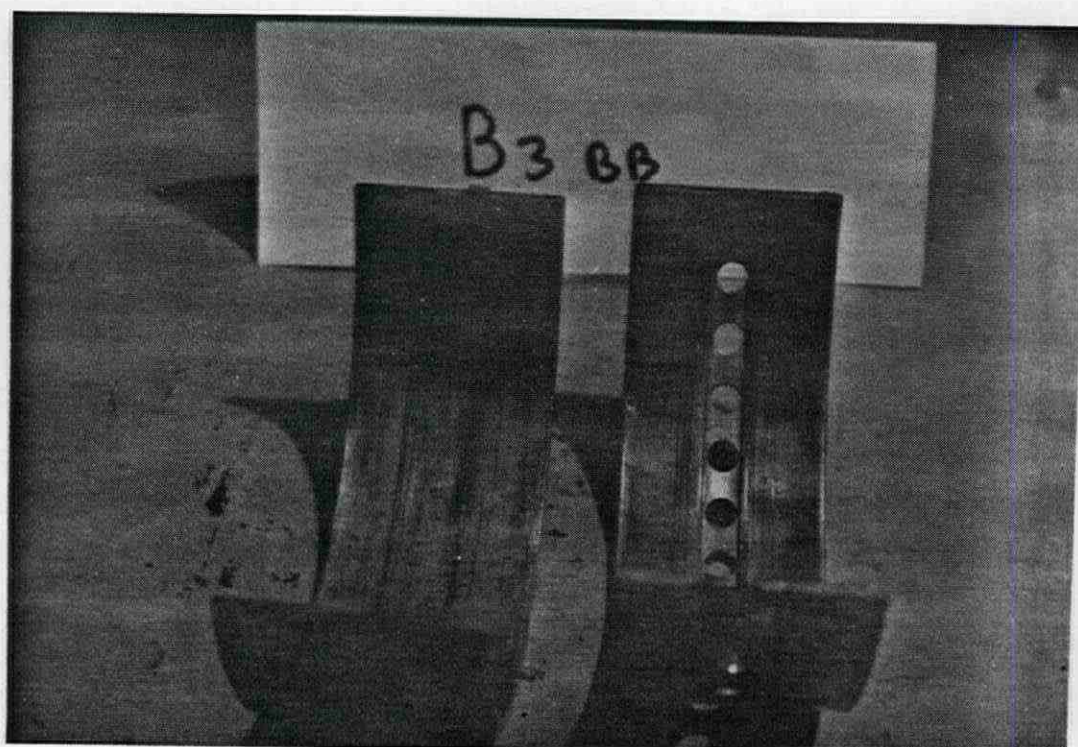
Figuur 21: Röntgen microanalyse op ijzer van oppervlak figuur 21 [ref. 30]. De twee staalgrid bolletjes en een geheel platgedrukte zijn duidelijk herkenbaar. Zie volgende figuur!



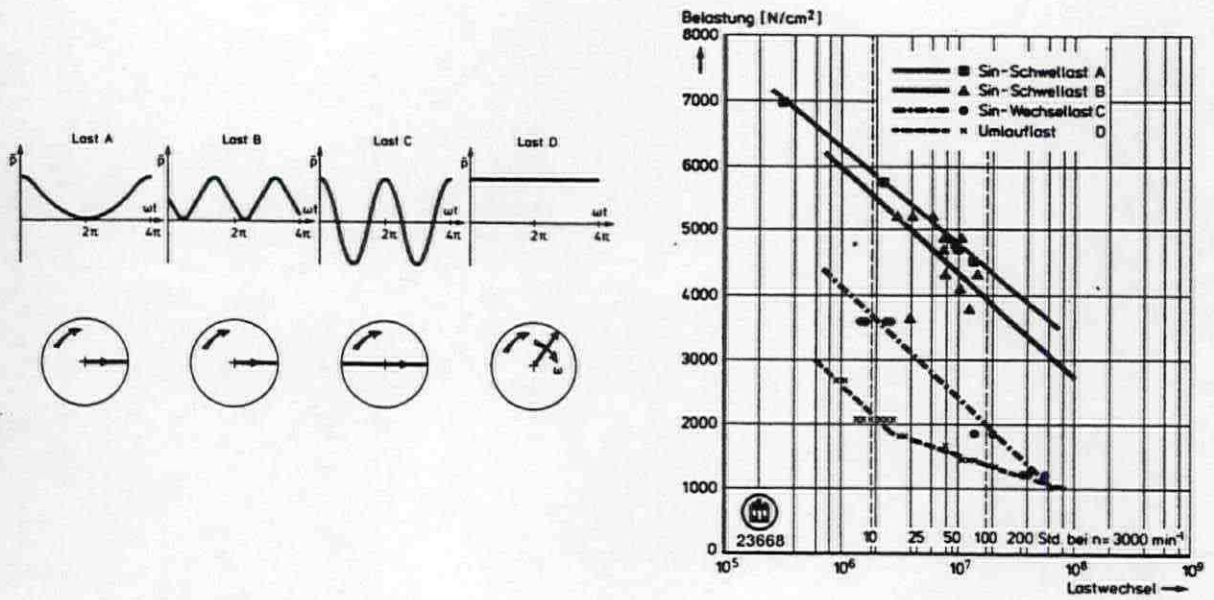
Figuur 22: Röntgen microanalyse op tin van oppervlak figuur 21 [ref. 30]. Het staalgrid heeft een heel slijtagespoor getrokken door de looplaag op tinbasis. Zie volgende figuur!



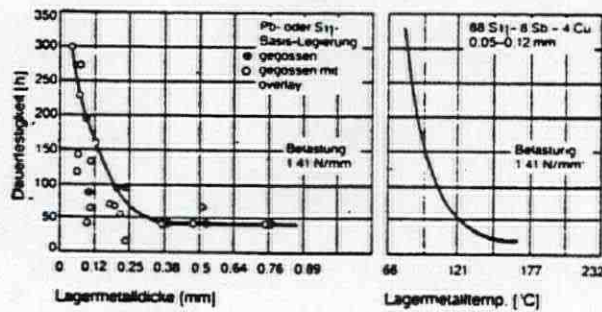
Figuur 23: Röntgen microanalyse op koper van oppervlak figuur 21 [ref. 30]. Het slijtagespoor zit zo diep, dat de tussenlaag (koper-legering) achter het staalgrid zichtbaar is en zelfs voor het staalgrid is uitgestuwd.



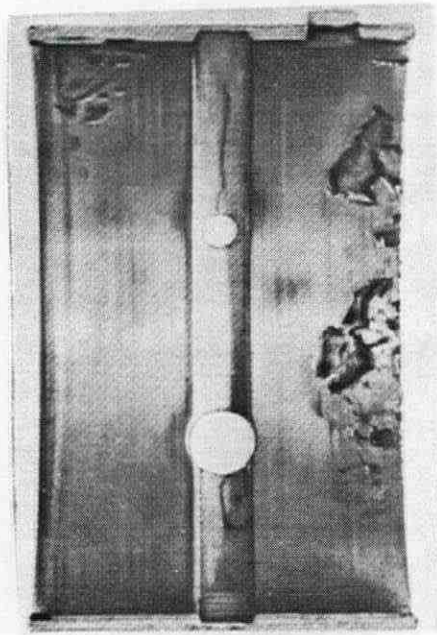
Figuur 24: Sporen, groeven en krassen in lagerschalen door abrasie.



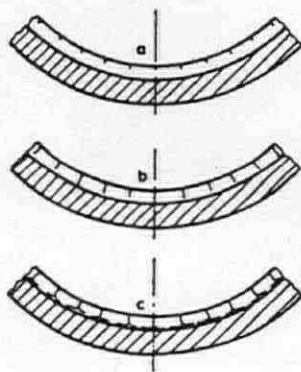
Figuur 25: Wöhlerkrommen voor vermoeiingsbegin van testlagers afhankelijk van de soort belasting [ref. 24].



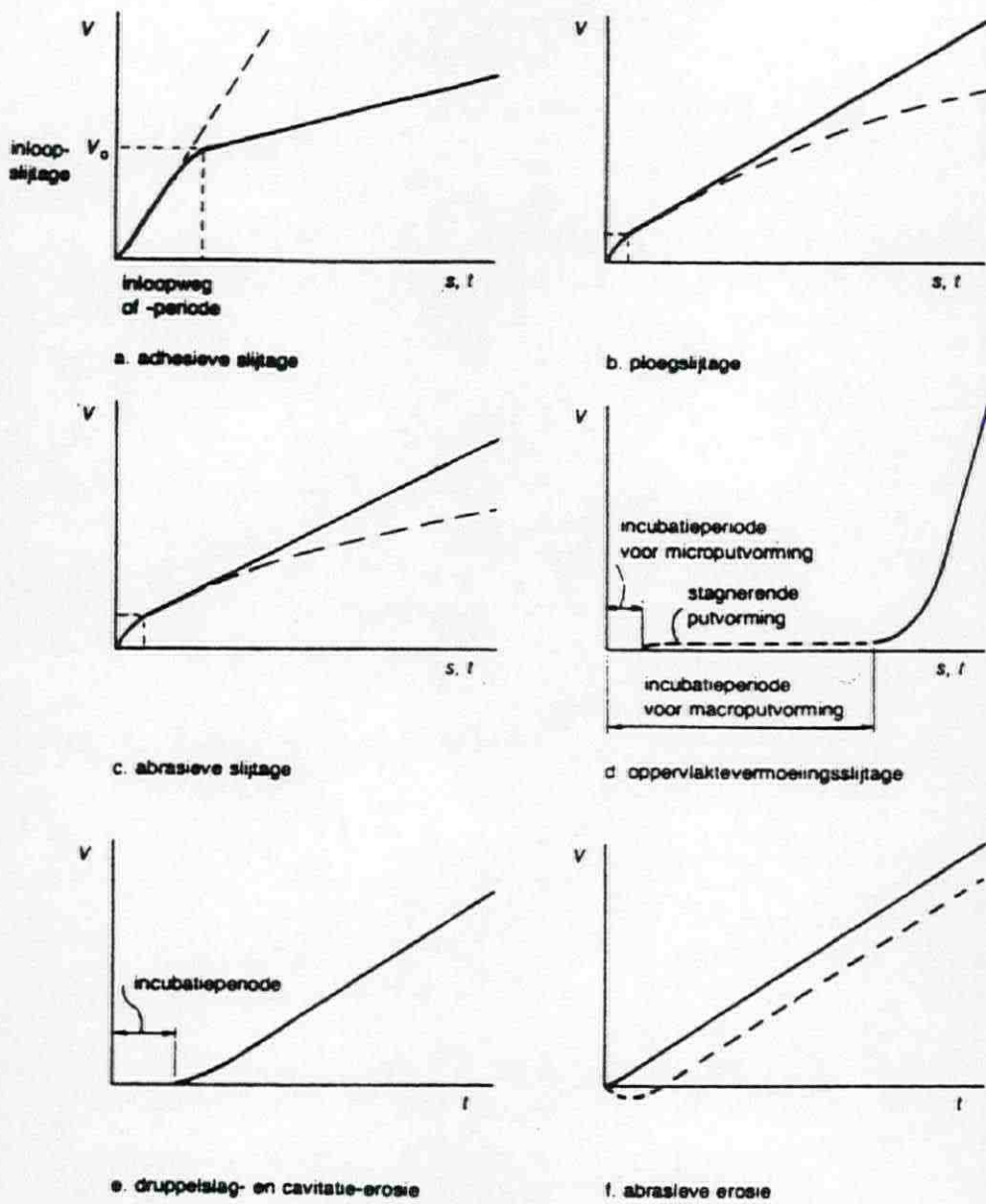
Figuur 26: Invloed van laagdikte en lagermetaaltemperatuur op de vermoeiingssterkte [ref. 25].



Figuur 27: Vermoeiing door uitlijningsfout [ref. 28].



Figuur 28: Vermoeiingsproces van het loopvlak van de lagerschaal [ref. 6].



Figuur 29: Schema van verband tussen afgesleten volume V en glijweg s of procestijd t voor verschillende slijtagetypen [ref. 21].

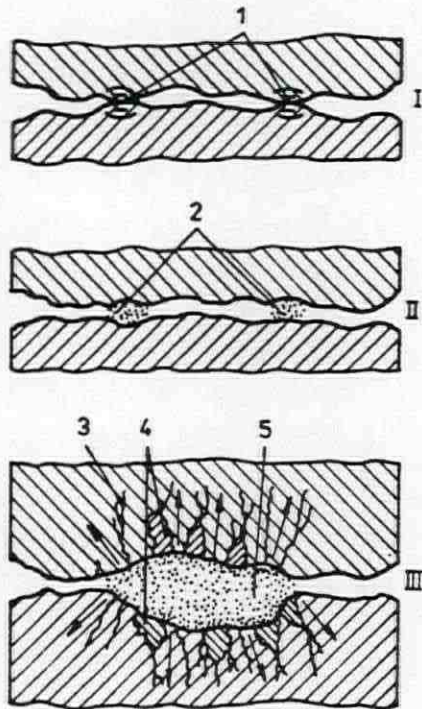
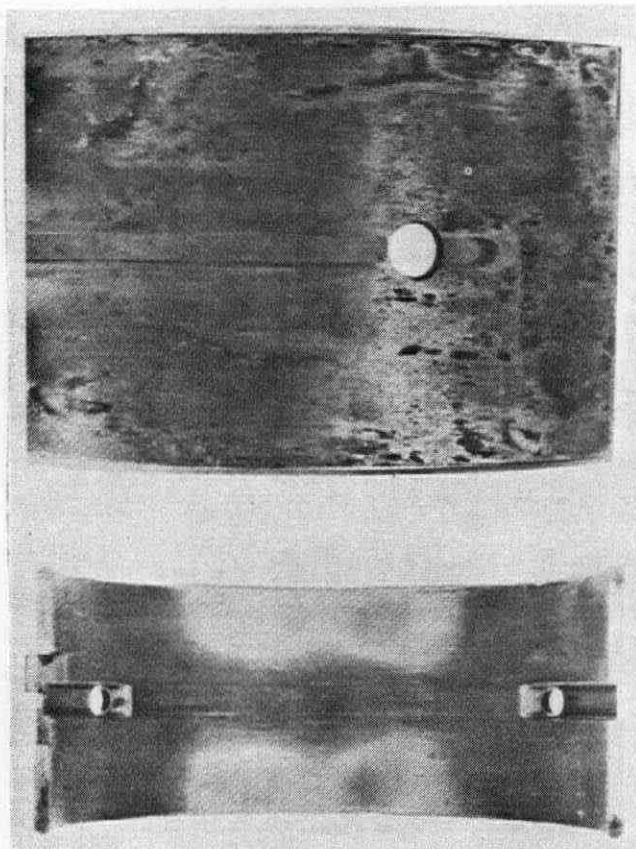
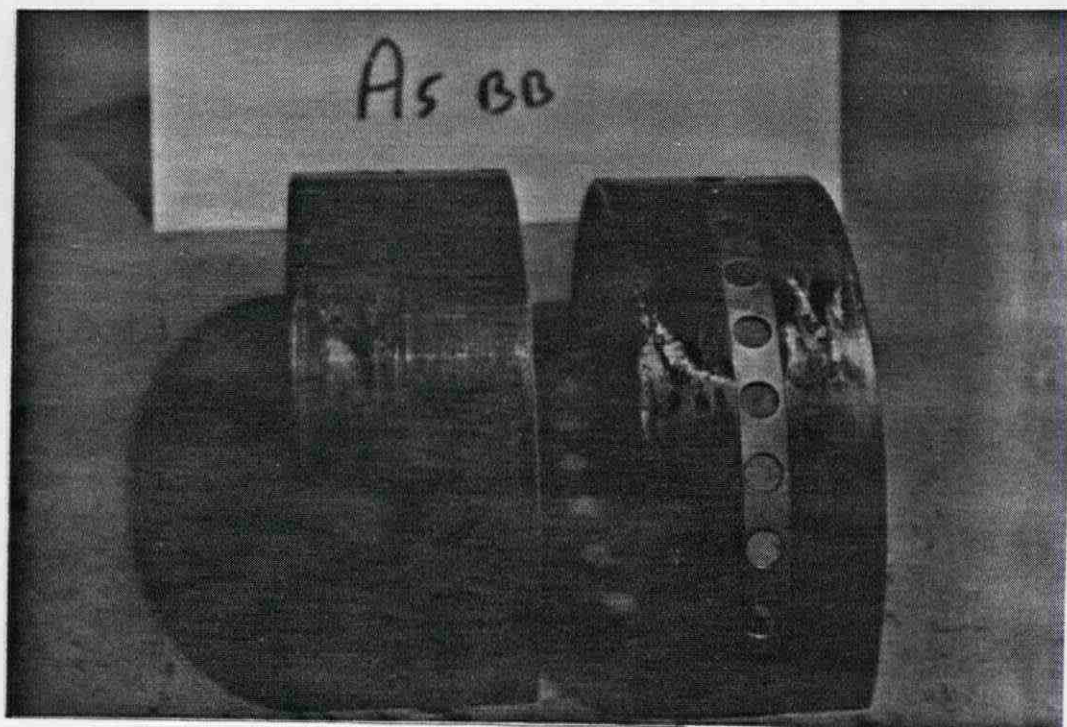


Bild 1: Schematischer Mechanismus der Flächenzerstörung. 1. Berührungspunkte, Deformationen der Oberfläche in der Berührungszone; 2. winzige entstehende Kavernen; 3. Mikrobrüche; 4. Ausbröckelungen der Oberfläche; 5. umfangreiche mit den Verschleißprodukten ausgefüllte Kaverne

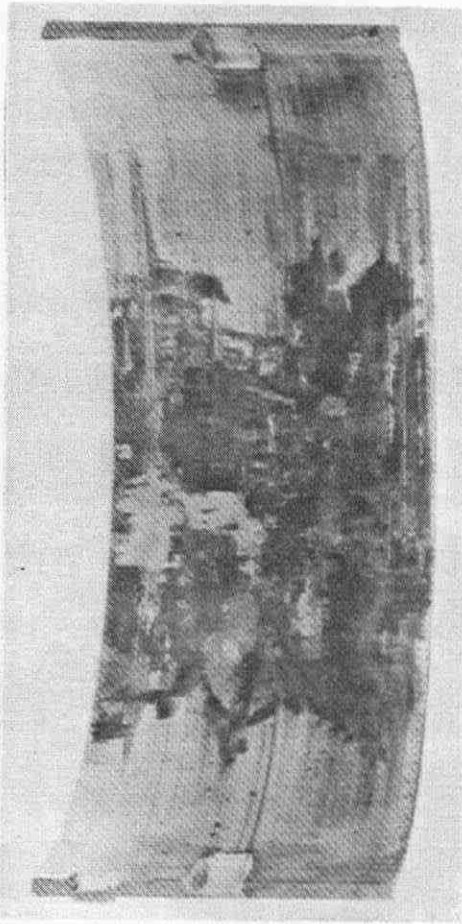
Figuur 30: Fretting corrosie is aantasting van oppervlaktemateriaal door een oscillerende microbeweging [ref. 26].



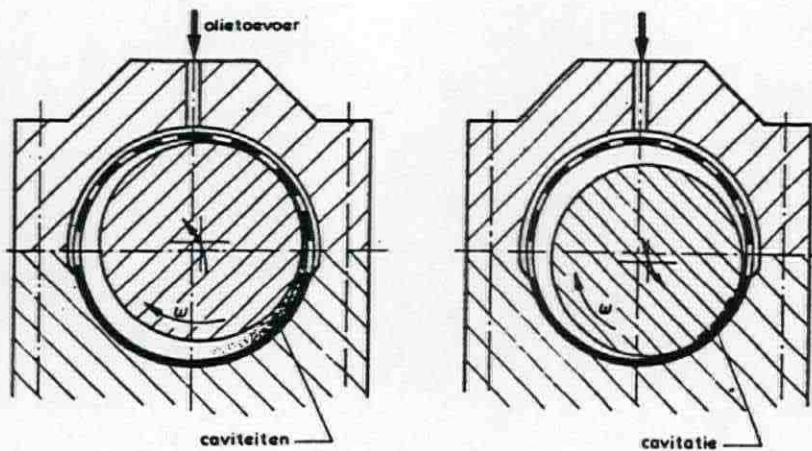
Figuur 31: Passingsroest op rug van lagerschaal [ref. 5].



Figuur 32: Passingsroest op rug van lagerschaal.



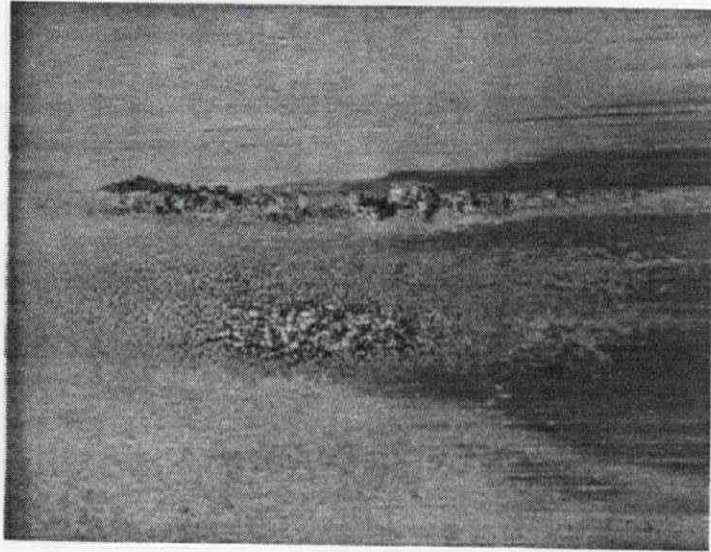
Figuur 33: Slijtagebeeld van "static fretting" [ref. 5].



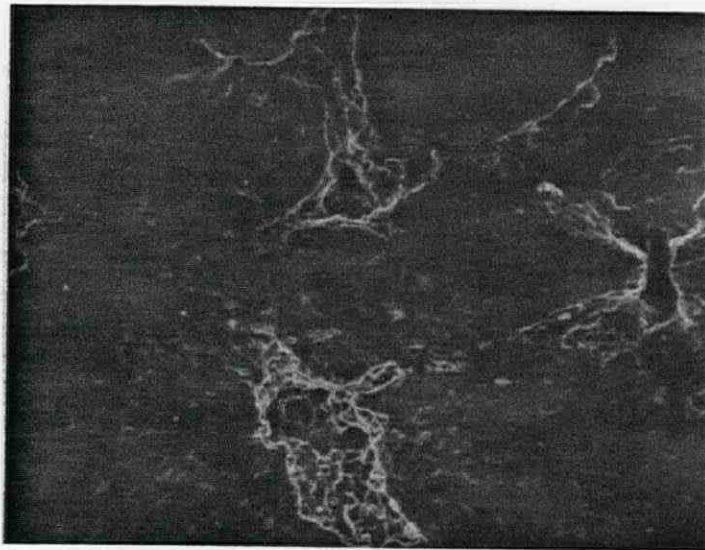
a. Radiale beweging van de as omhoog. Aan de aanloopzijde van het loopvlak van de onderschaal ontstaan ten gevolge van turbulente stroming oliedampbellen - "caviteiten"

b. Beweging van de as omlaag. Door de indrukking van caviteiten imploderen deze in het loopvlak en tasten het lagermetaal aan

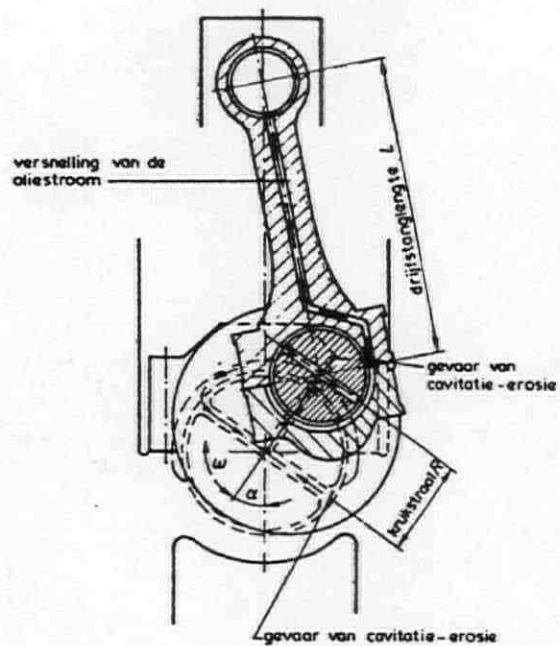
Figuur 34: Cavitatie door radiale beweging van de as in het lager [ref. 6].



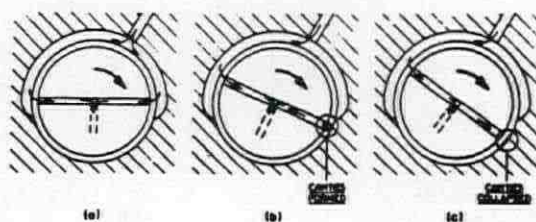
Figuur 35: Cavitatie-erosie door radiale asbeweging (2 maal vergroot) [ref.31].



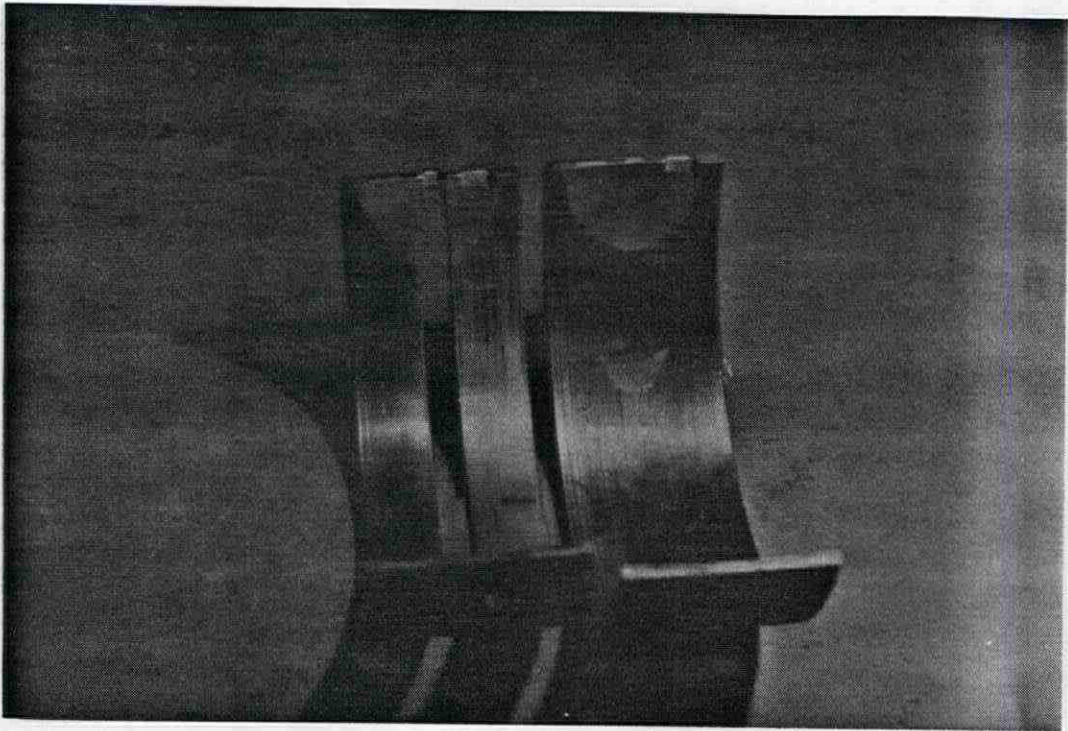
Figuur 36: Rasterelektronenmicroscopopname cavitatie-erosie (V = 100 maal) [ref. 31].



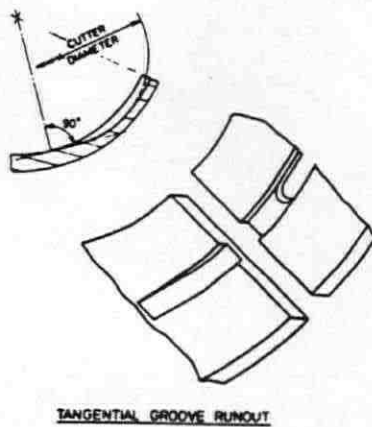
Figuur 37: Oliepulsaties door oscillerende beweging van het krukmechanisme [ref. 6].



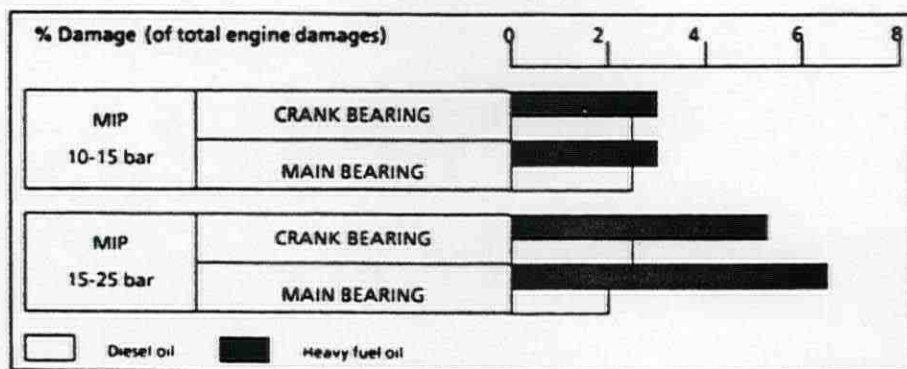
Figuur 38: Cavitatie-erosie door interactie krukasdoorboring en smeeroliegroefontwerp [ref. 27].



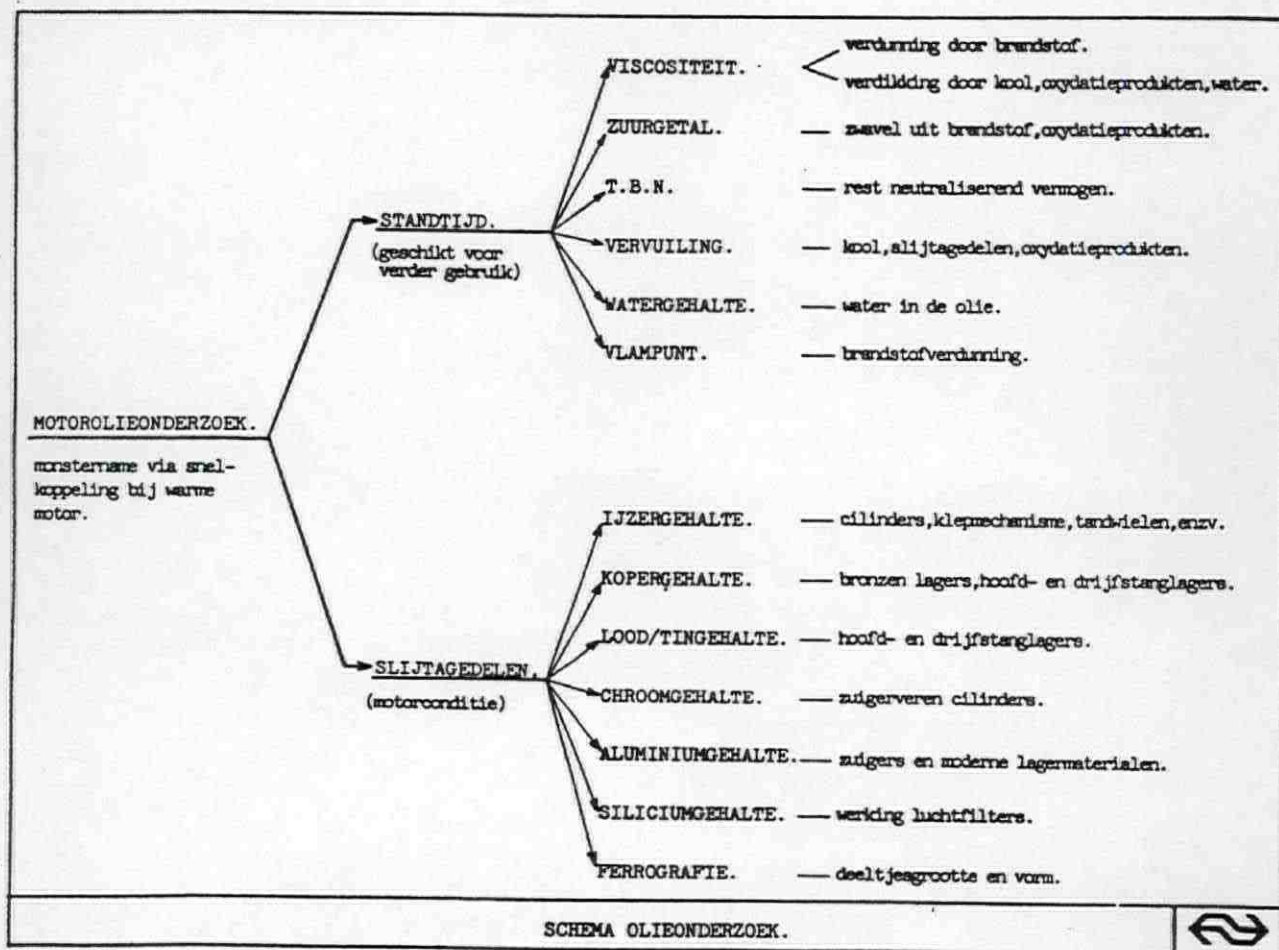
Figuur 39: Cavitatieplek in halve maanvorm door interactie lagergroefontwerp en doorboringen krukas.



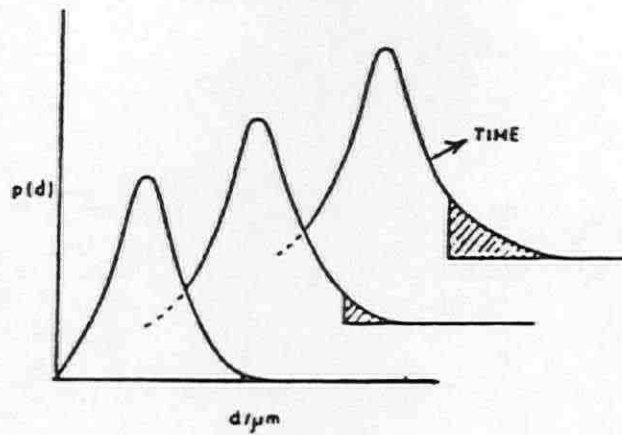
Figuur 40: Tangentieel smeero-
liegroefontwerp [ref. 27].



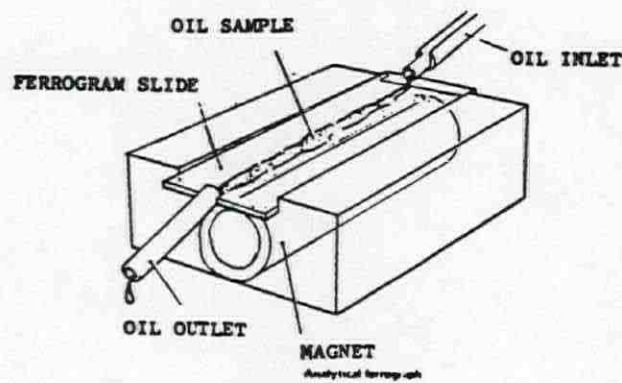
Figuur 41: De faalfrequentie van lagers van dieselmotoren op zware brandstoffen is groter dan van dieselmotoren op dieselolie [ref. 20].



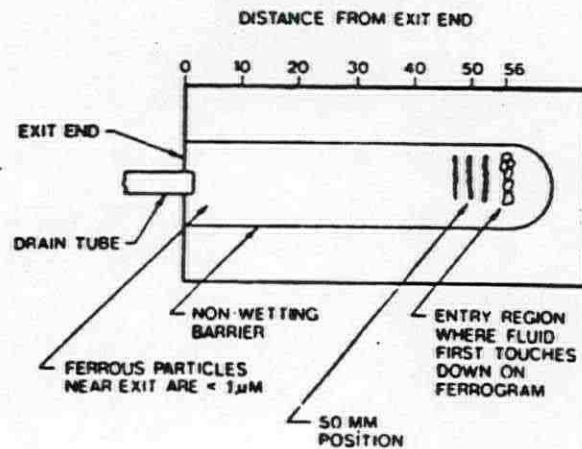
Figuur 42: Smeerolieanalyse voor de bepaling van de kwaliteit van de olie en de conditie van de moter [ref. 39].



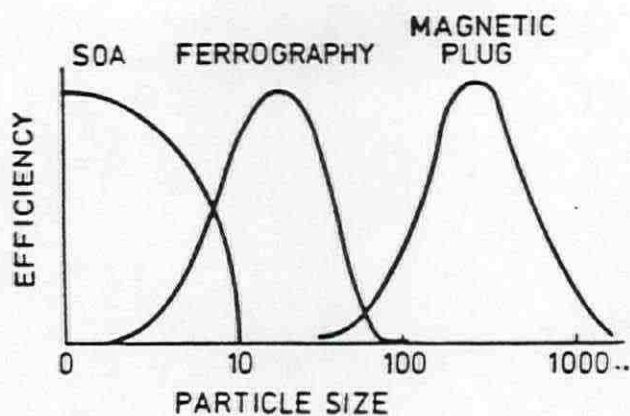
Figuur 43: Progressieve groei van de grootteverdeling van slijtagedeeltes als gevolg van de voortgang van een faalmechanisme [ref. 40].



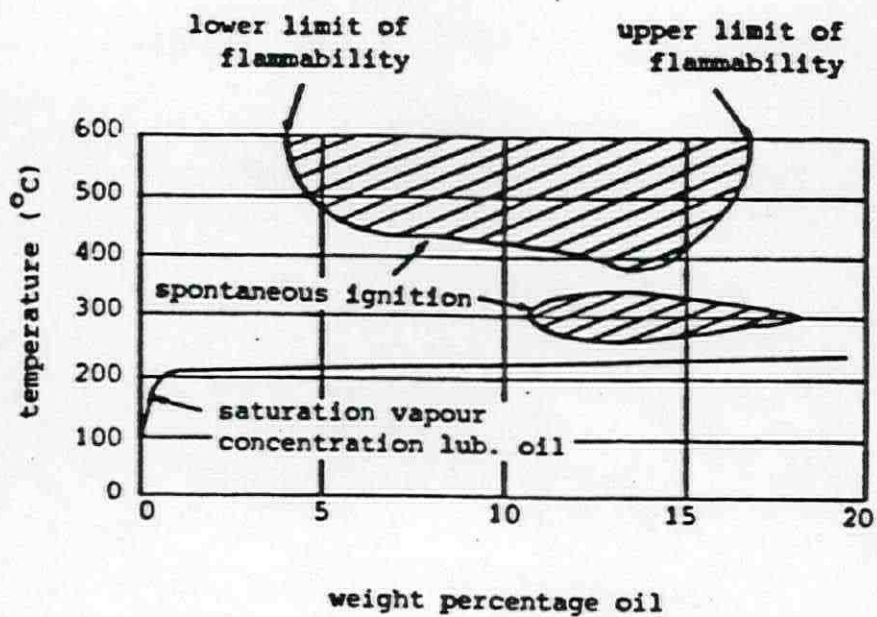
Figuur 44: Schema van een analytische ferrograaf [ref. 40].



Figuur 45: Strengen deeltjes op een ferrogram [ref. 40].



Figuur 46: De gevoeligheid van spectrografie, ferrografie en magnetische pluggen als functie van de deeltjesgrootte (μm) [ref. 40].



Figuur 47: Gebieden van spontane onsteking van een oliedampvluchtmengsel [ref. 50].

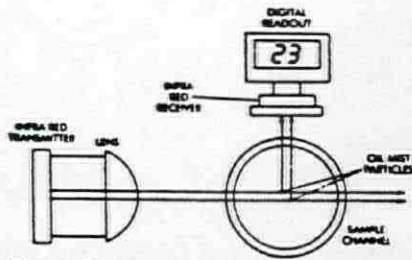


Fig. 2. Schematic diagram showing principle of nephelometry

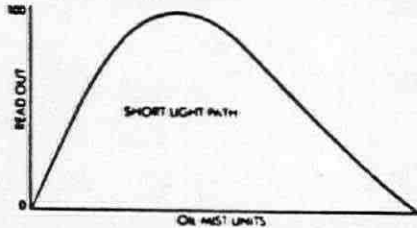


Fig. 4. Typical graph produced by nephelometer

Absorptometry (Figs 3 and 5)
 Sensitivity difficult at low levels.
 Zero mist reads 100%.
 Increasing mist reduces signal by small amounts.
 Long light path necessary to achieve sensitivity.

Nephelometry (Figs 2 and 4)
 Is highly sensitive at low levels.
 Zero mist gives zero signal.
 Signal increases with mist level.
 Short light path an advantage.

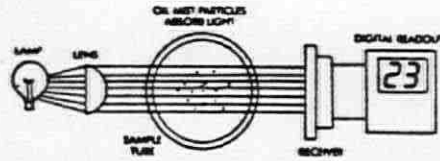


Fig. 3. Schematic diagram showing principle of absorptometry

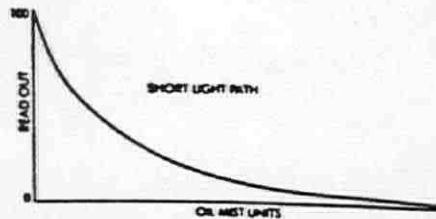
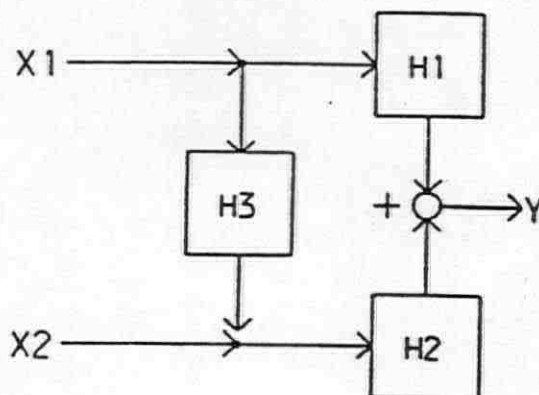
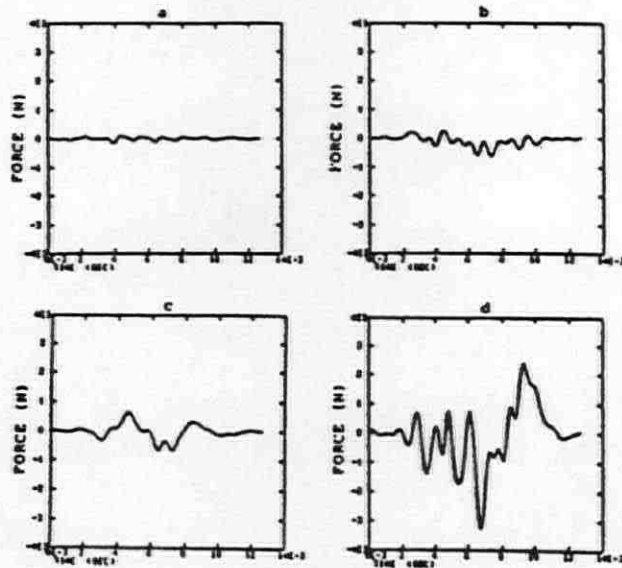


Fig. 5. Typical graph produced by absorptometer

Figuur 48: Twee technieken van oliemistdetectie gebaseerd op doorzichtigheid van de olienevel [ref. 51].

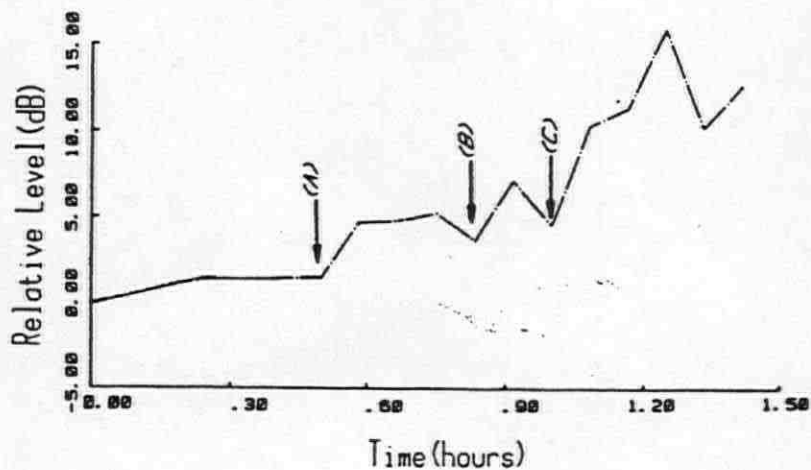


Figuur 49: Overdrachtsmodel van krukkastrillingen. X_1 = cilinderdruk, X_2 = wrijvingskracht lager, Y = krukkastrilling [ref. 53].

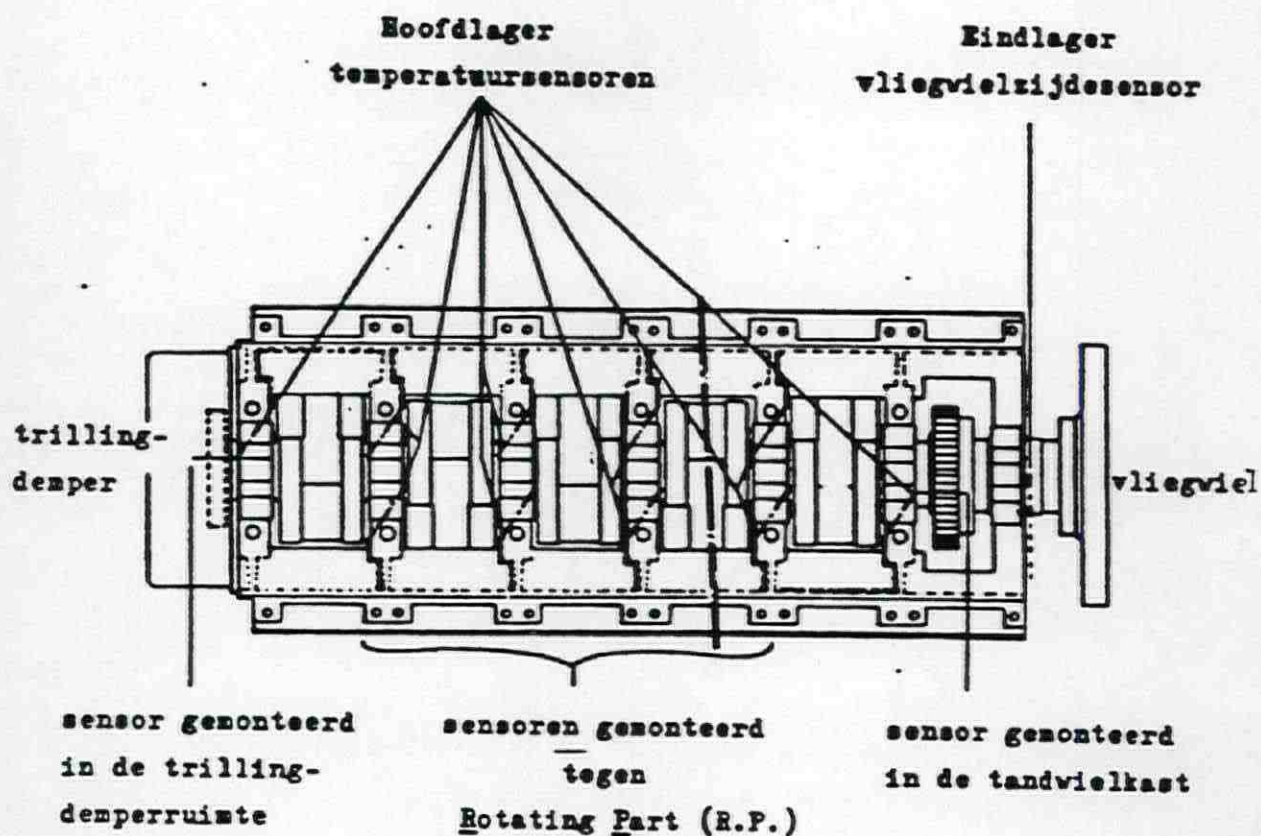


Reconstructed bearing wear forces,
 (a) 1800 RPM, (b) later data 1800 RPM,
 (c) 2100 RPM, (d) within one minute of
 failure, 1800 RPM.

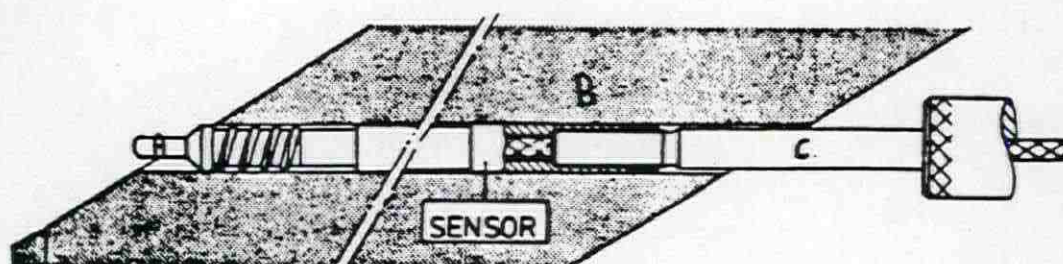
Figuur 50: Gereconstrueerde wrijvingskrachten van de lagers volgens overdrachtsmodel van figuur 49 [ref. 53].



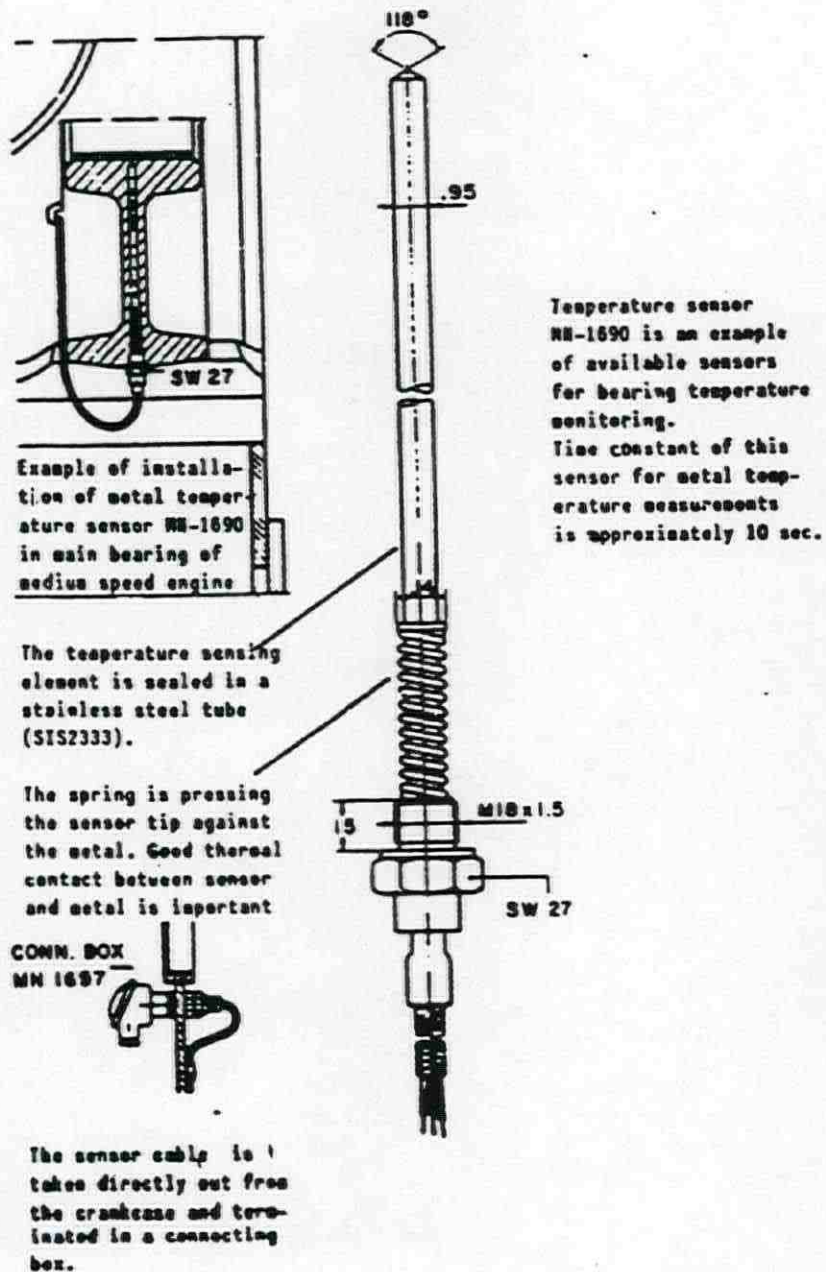
Figuur 51: Trillingsmetingen op het lagerhuis van een statisch belaste as in glijlagers. (A) stoppen smeerolietoevoer, (B) opleggen lichte belasting, (C) verhogen belasting [ref. 54].



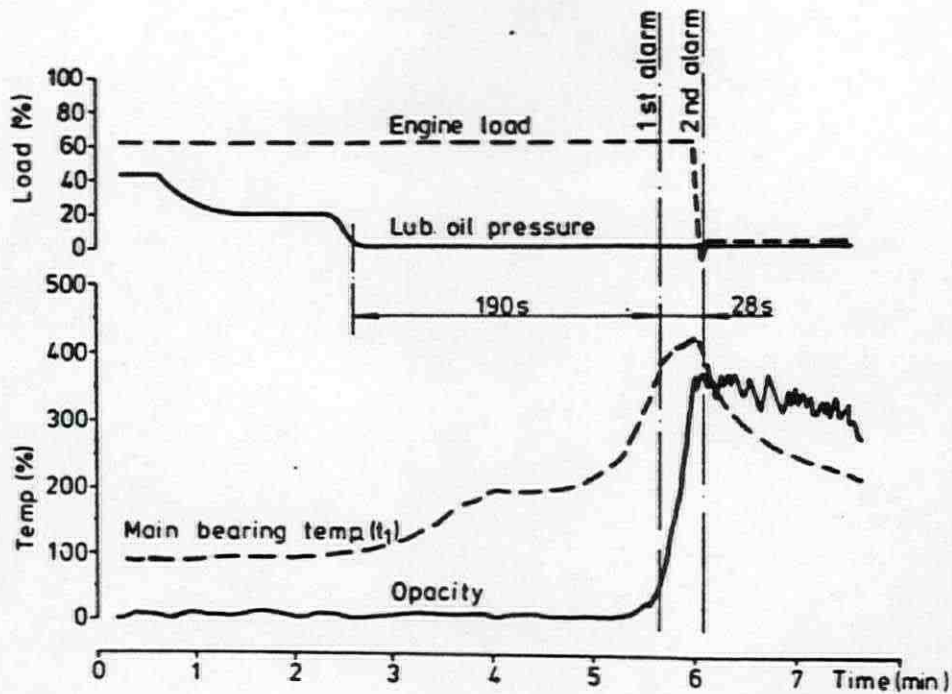
Figuur 52: Plaats van de smeeroliettemperatuursensoren in het carter [ref. 57].



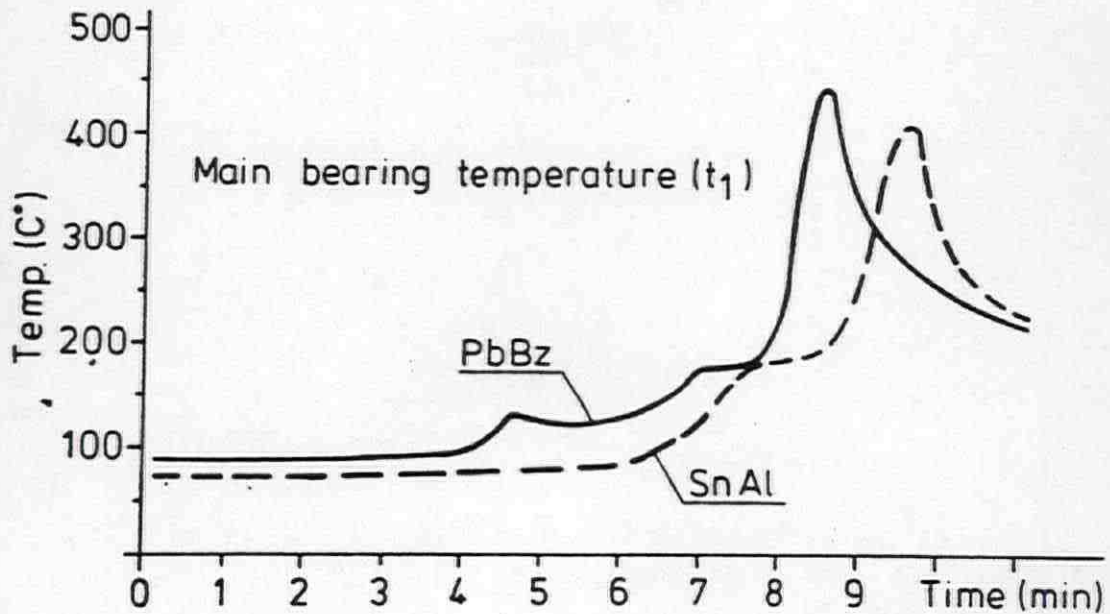
Figuur 53: Schuine ligging temperatuursensor.
(A) sensorkop, (B) krukstschot, (C) montagegereedschap [ref. 57].



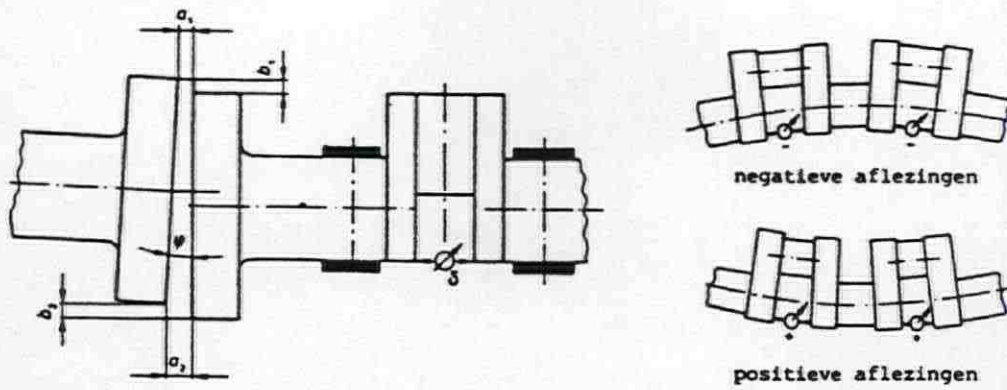
Figuur 54: Voorbeeld lagerschaaltemperatuursensor [ref. 18].



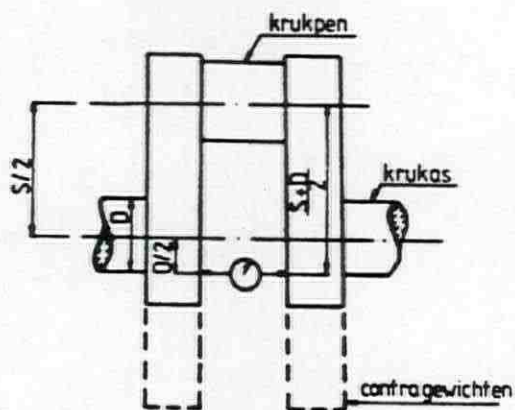
Figuur 55: Reactiesnelheid lagertemperatuursbewaking versus oliemistdetectie [ref. 52].



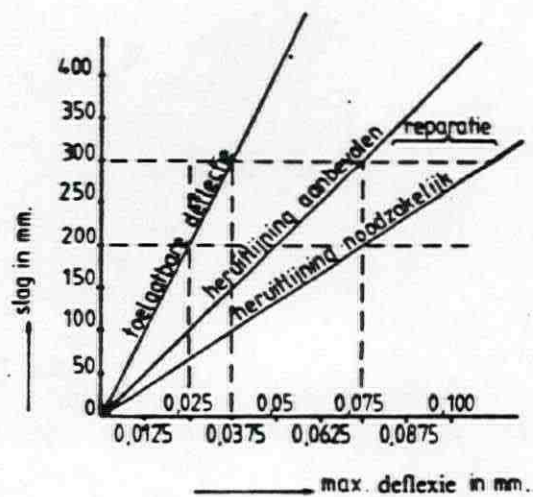
Figuur 56: Lagerschaaltemperatuursverloop hoofdlager van lood-brons en tin-aluminium na het stoppen van de smeeroiltoevoer [ref. 52].



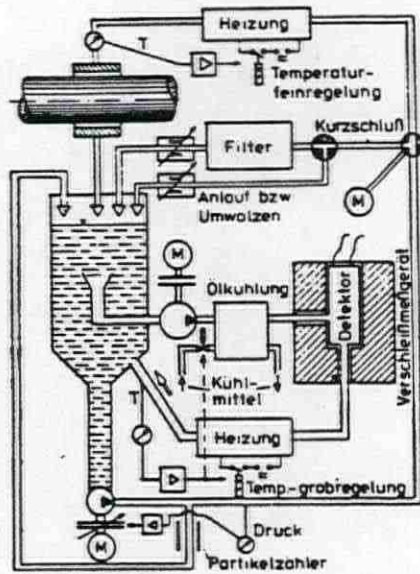
Figuur 57: Het meten van de krukasdeflexie [ref. 6].



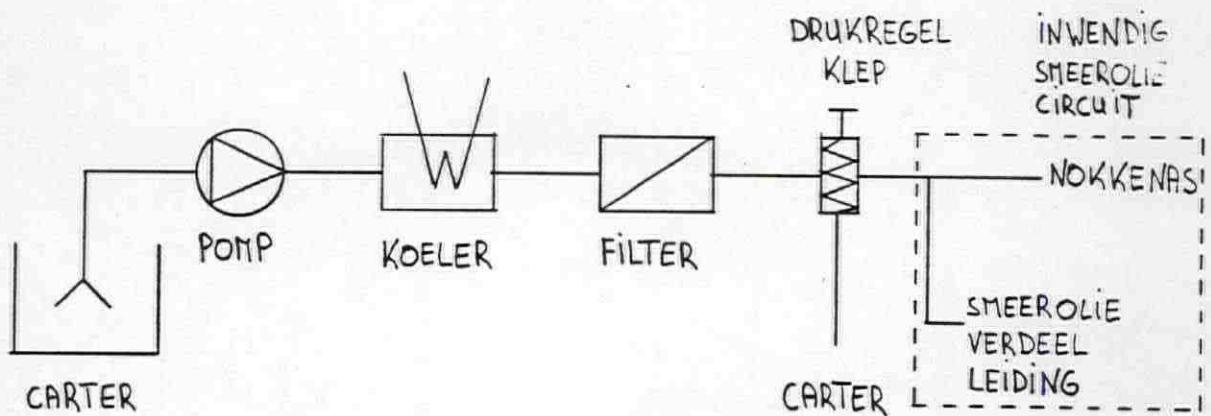
Figuur 58: Plaatsing van de deflexiemeetklok [ref. 58].



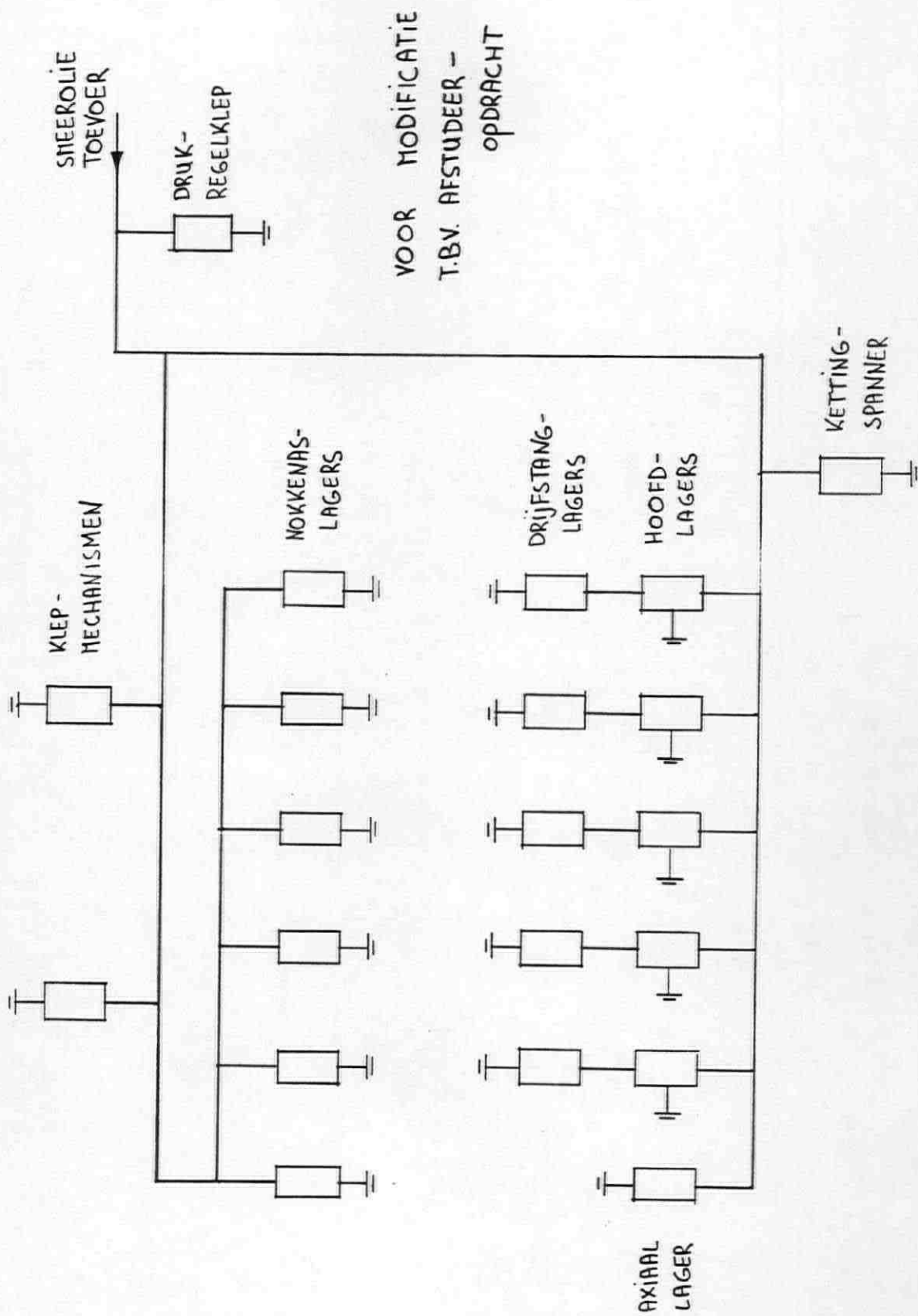
Figuur 59: Algemene deflexienorm [ref. 58].



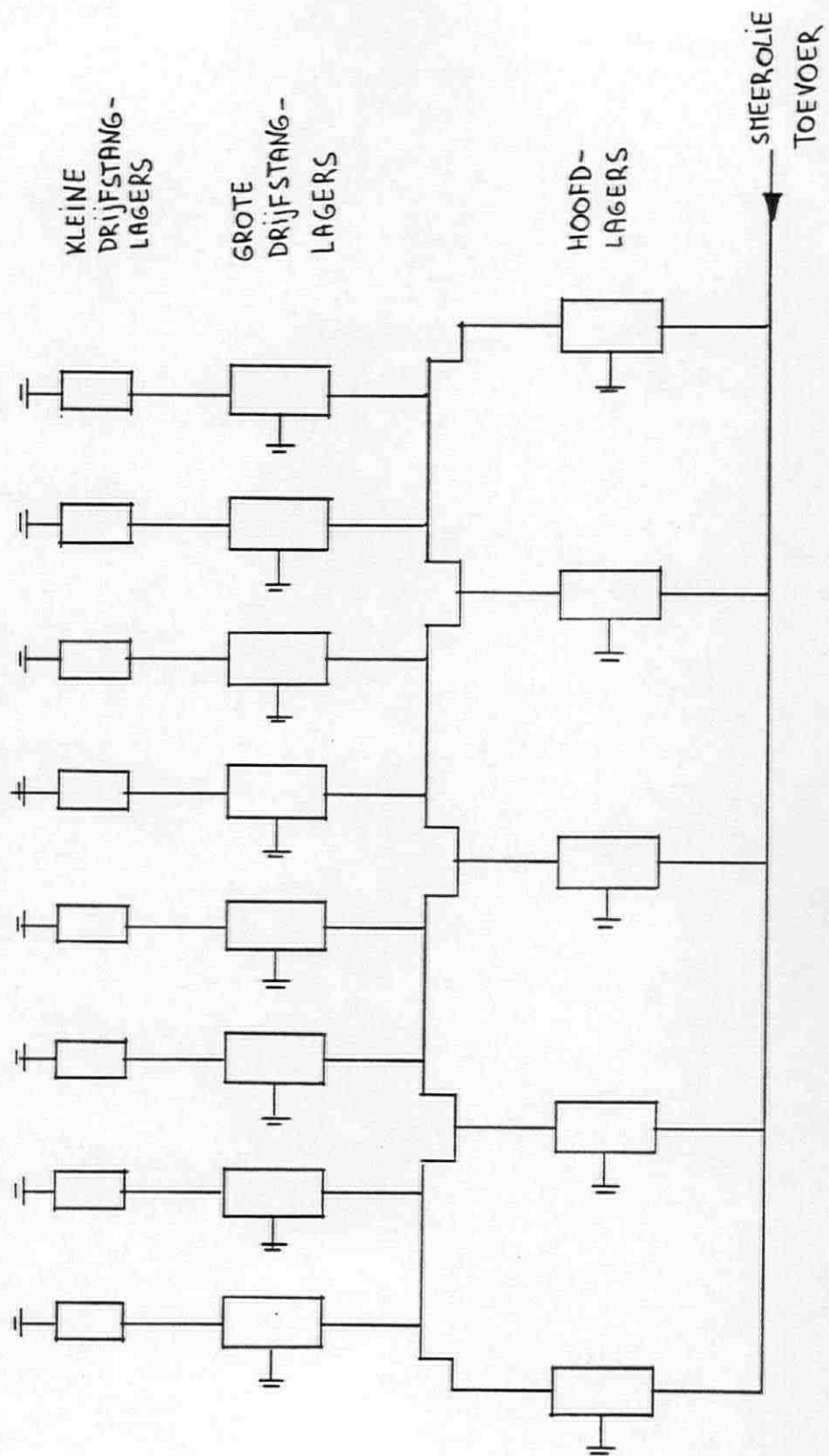
Figuur 60: Smeeroliesysteem laboratoriumopstelling voor radioactieve glijlagers [ref. 23].



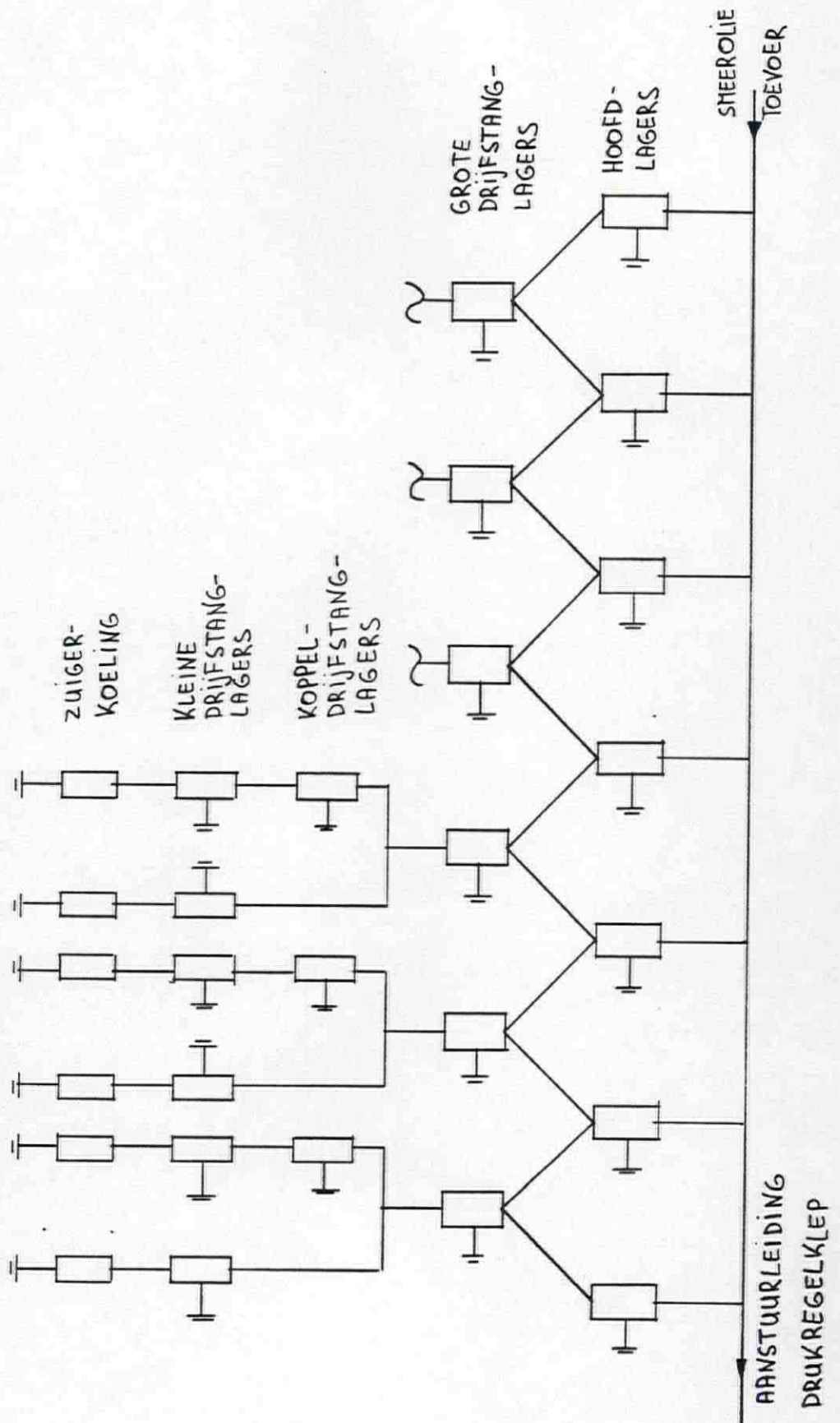
Figuur 61: Een gebruikelijk smeerolie-circuit.



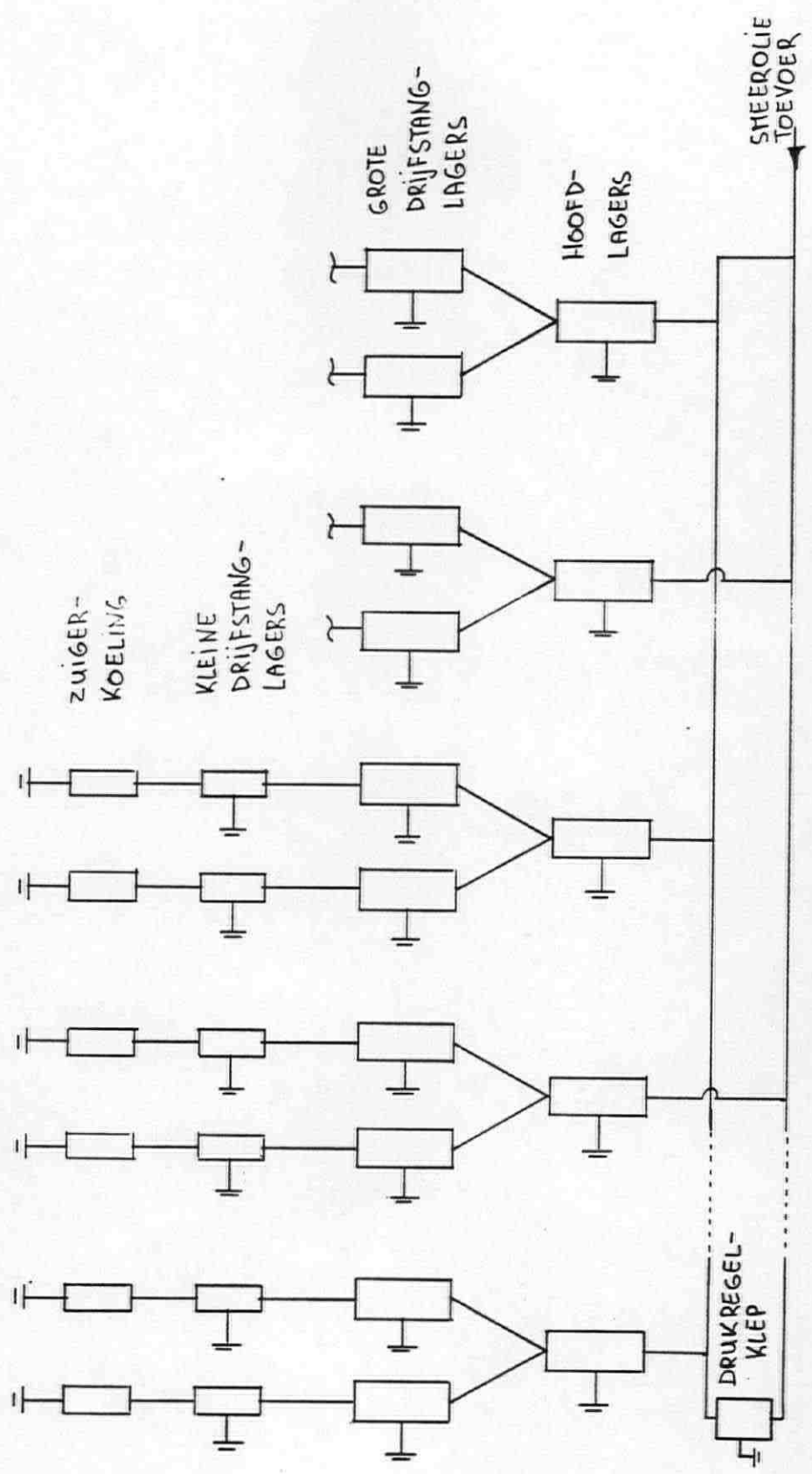
Figuur 62: Schema inwendig smeeroliesysteem Kromhout GS-108.



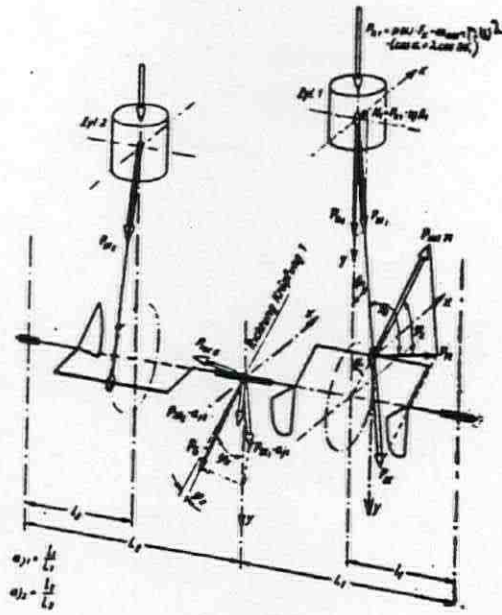
Figuur 63: Schema smeeroliesysteem drijfwerk Pielstick 8 PA4 V 200 VG.



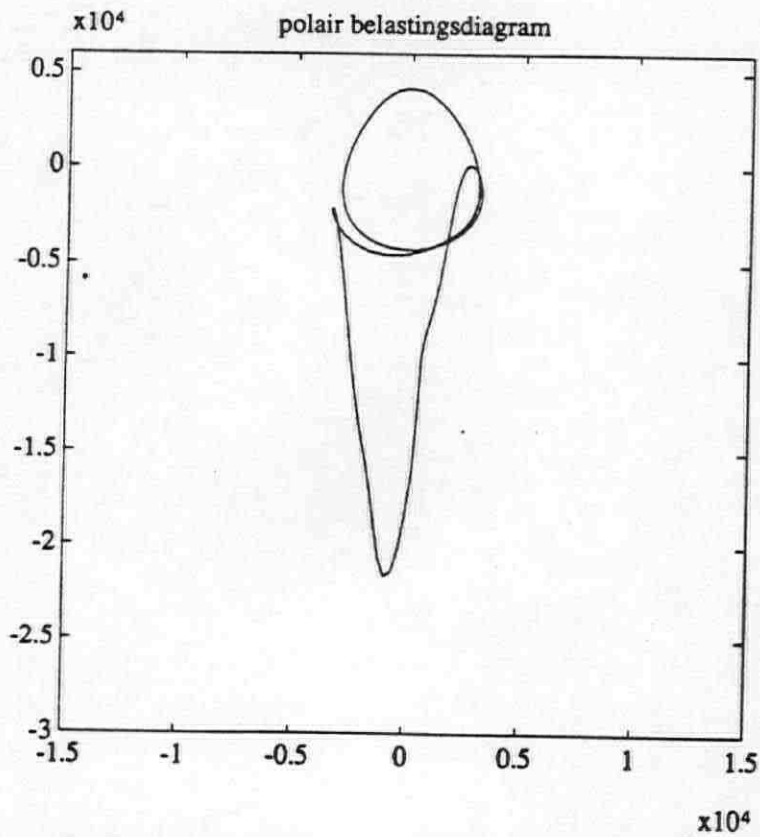
Figuur 64: Schema smeeroliesysteem drijfwerk Brons A-RUB 215x12.



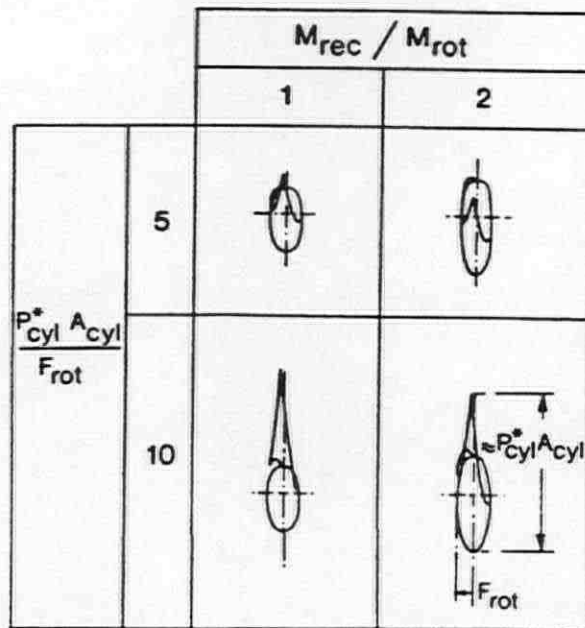
Figuur 65: Schema smeeroliesysteem drijfwerk SWD 16 TM410.



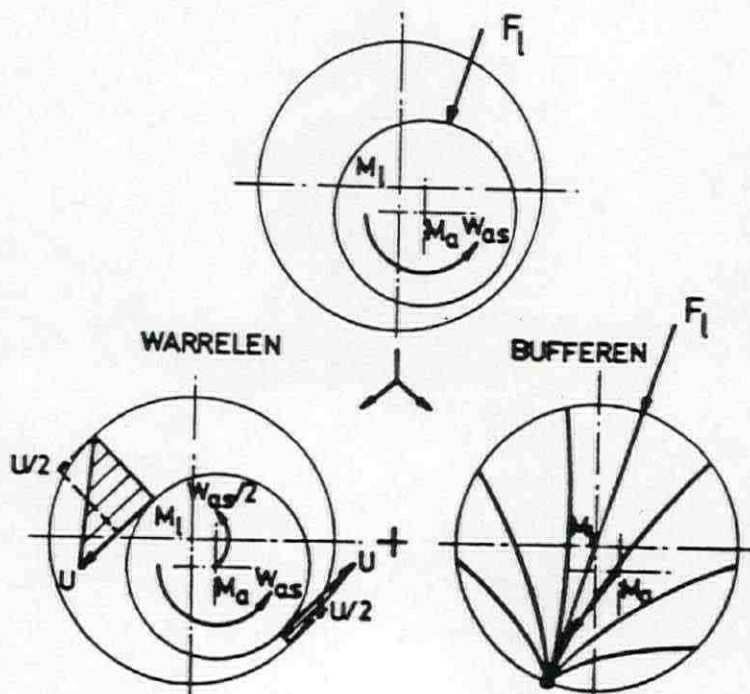
Figuur 66: Gas- en onbalanskrachten in het drijfwerk van een verbrandingsmotor [ref. 64].



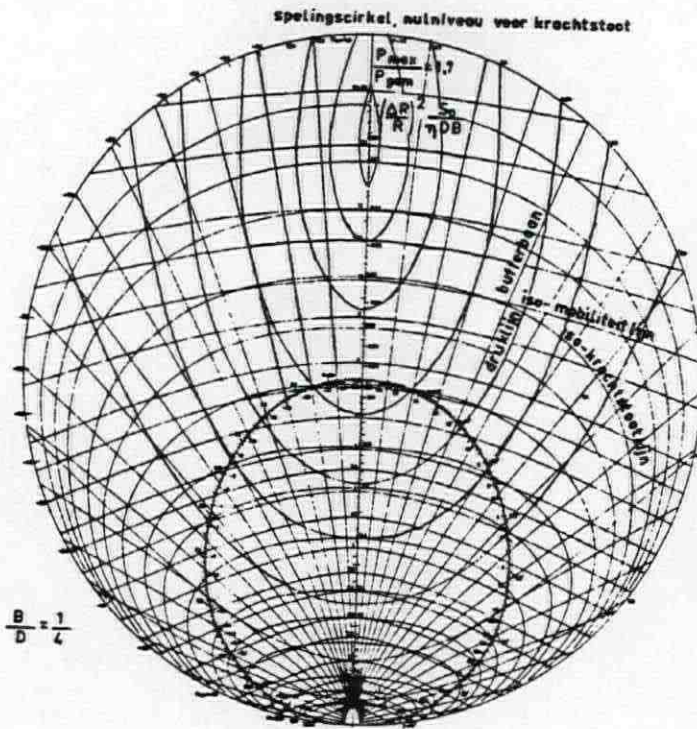
Figuur 68: Lagerbelastingsdiagram hoofdlager virtuele 1-cilinder motor (krukhoekincrement 2°).



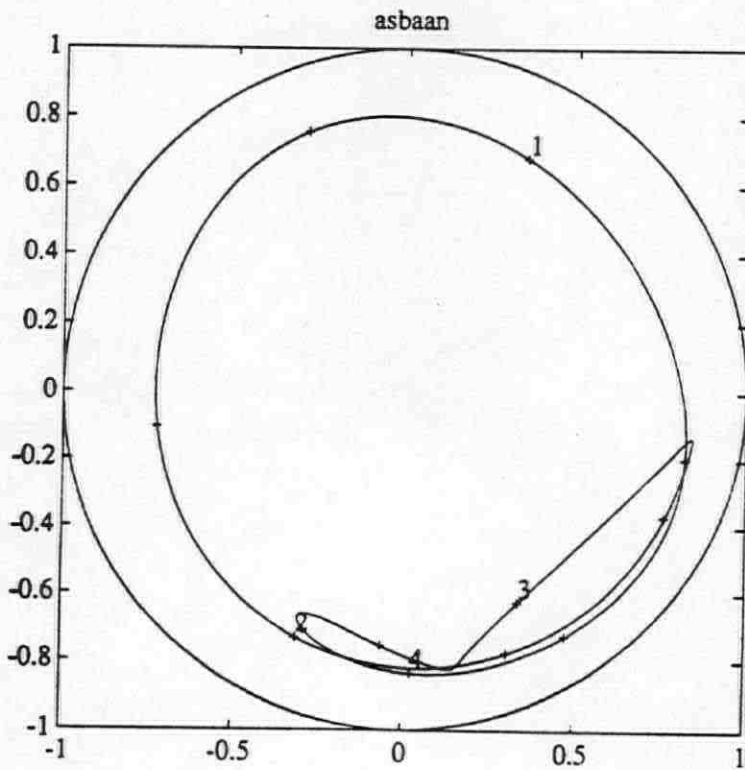
Figuur 69: Parameterstudie lagerbelas-
tingsdiagrammen [ref. 4].



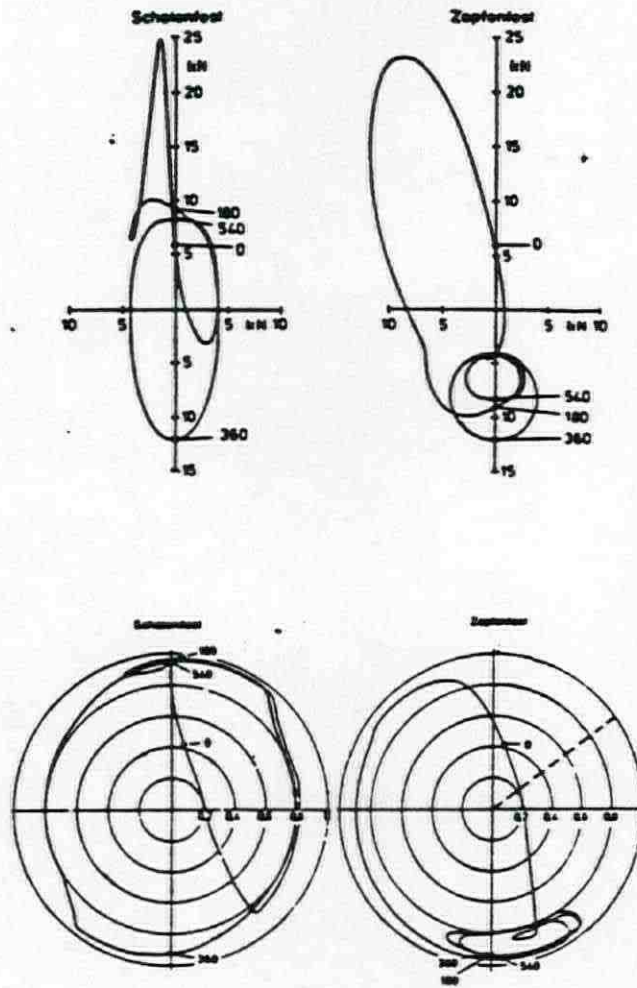
Figuur 70: Asbeweging opgesplitst in een
warrel- en een bufferbeweging [ref. 12].



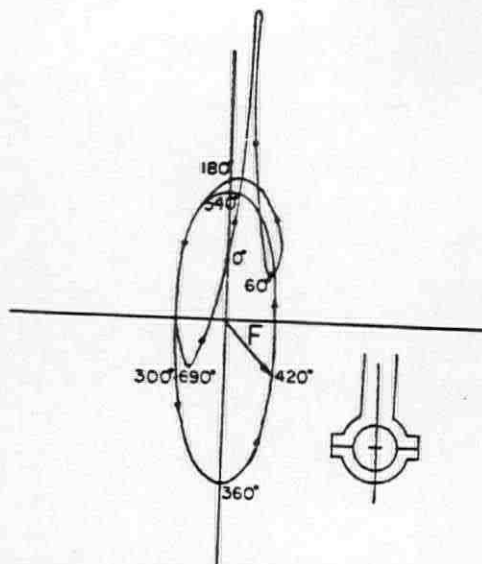
Figuur 71: Bufferdiagram met karakteristieke bufferbanen voor volcilindrisch lager met centrale groef [ref. 1].



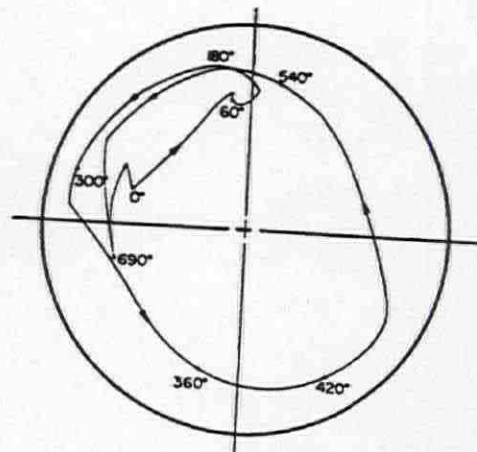
Figuur 72: Asbaan hoofdlager 1-cilindermotor (krukhoekincrement 2°).



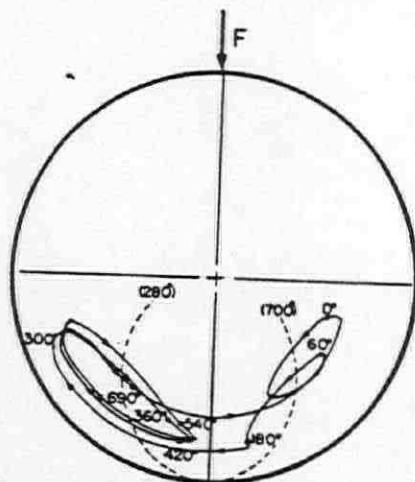
Figuur 73: Lagerbelastings- en asbaan-
diagrammen van het grote drijfstangla-
ger [ref. 68].



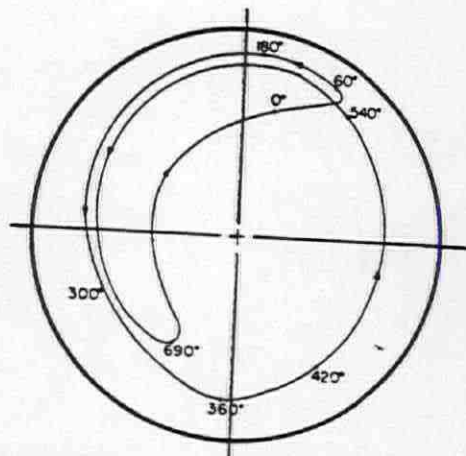
Load relative to connecting rod of I.C. engine



(a) Predicted results

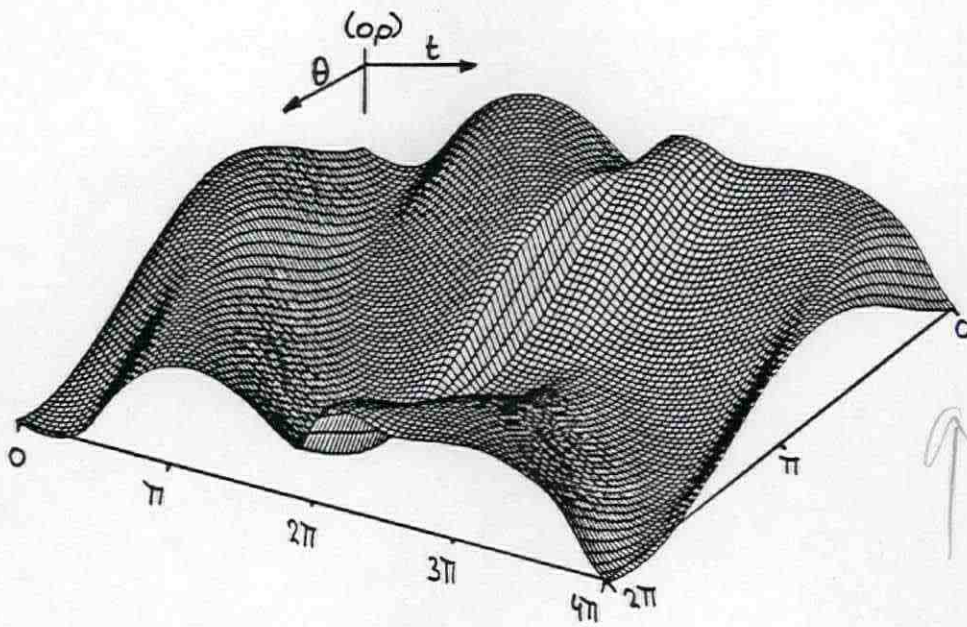


Predicted journal motion relative to load

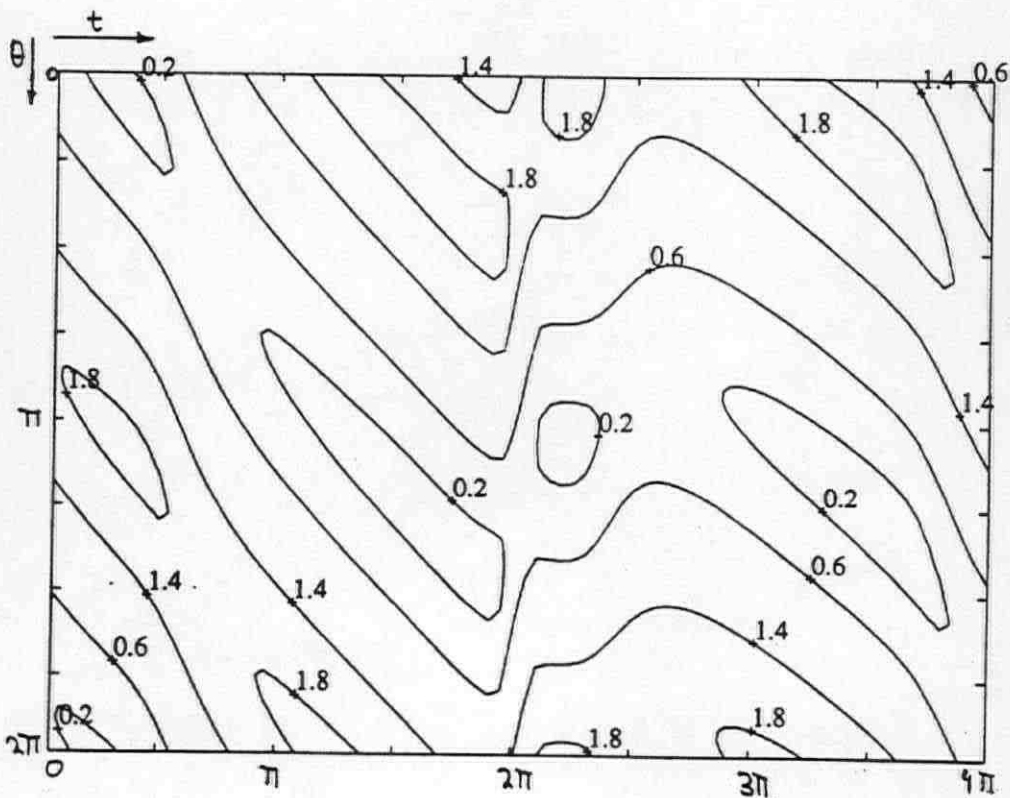


(b) Experimental results (Courtesy Glacier Metal Co. Ltd.)
Journal motion relative to connecting rod

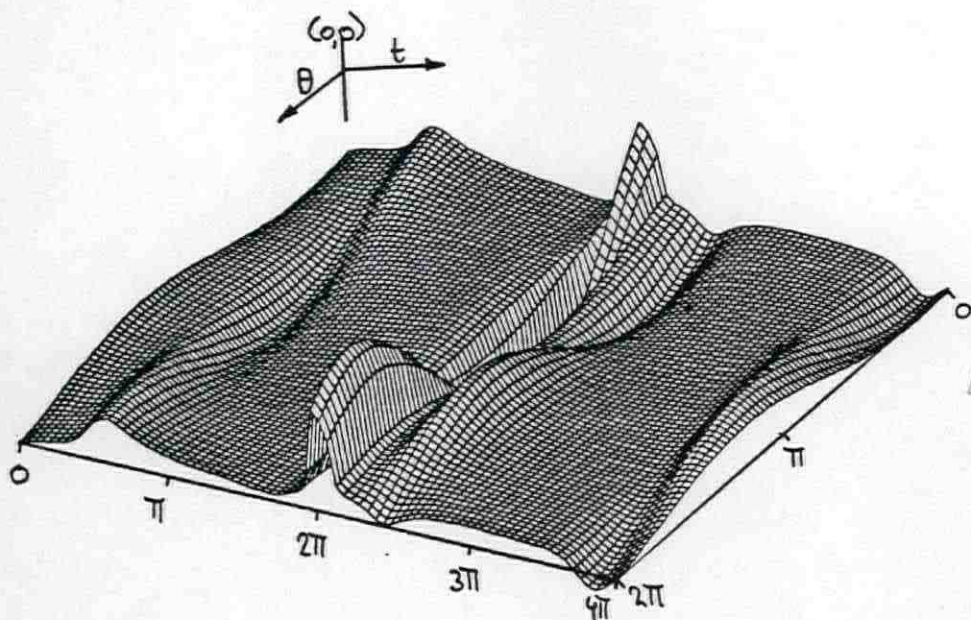
Figuur 74: Lagerbelastings- en asbaandiagrammen voor het grote drijfstanglager [ref. 7].



Figuur 76: Filmdikte naar plaats (diagonaal) en tijd (horizontaal) bij een krukhoekincrement 9° .

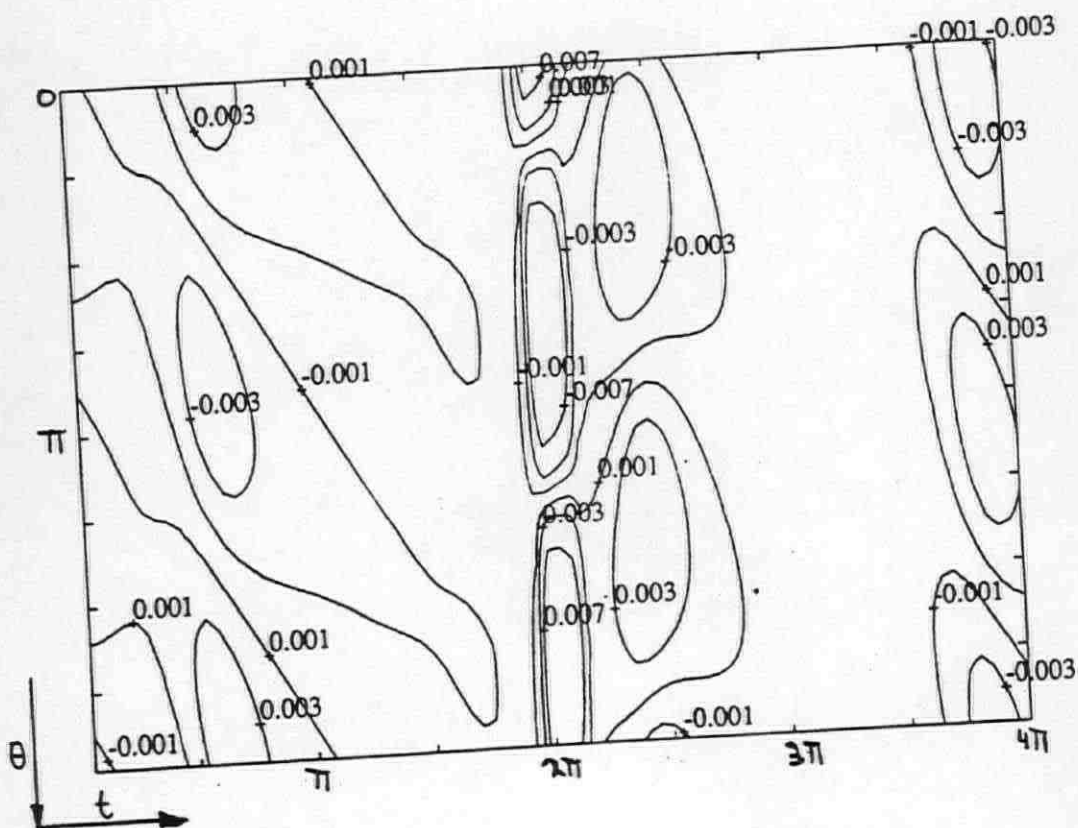


Figuur 77: Contourplot relatieve filmdikte ($H/\delta r$) behorend bij figuur 76.

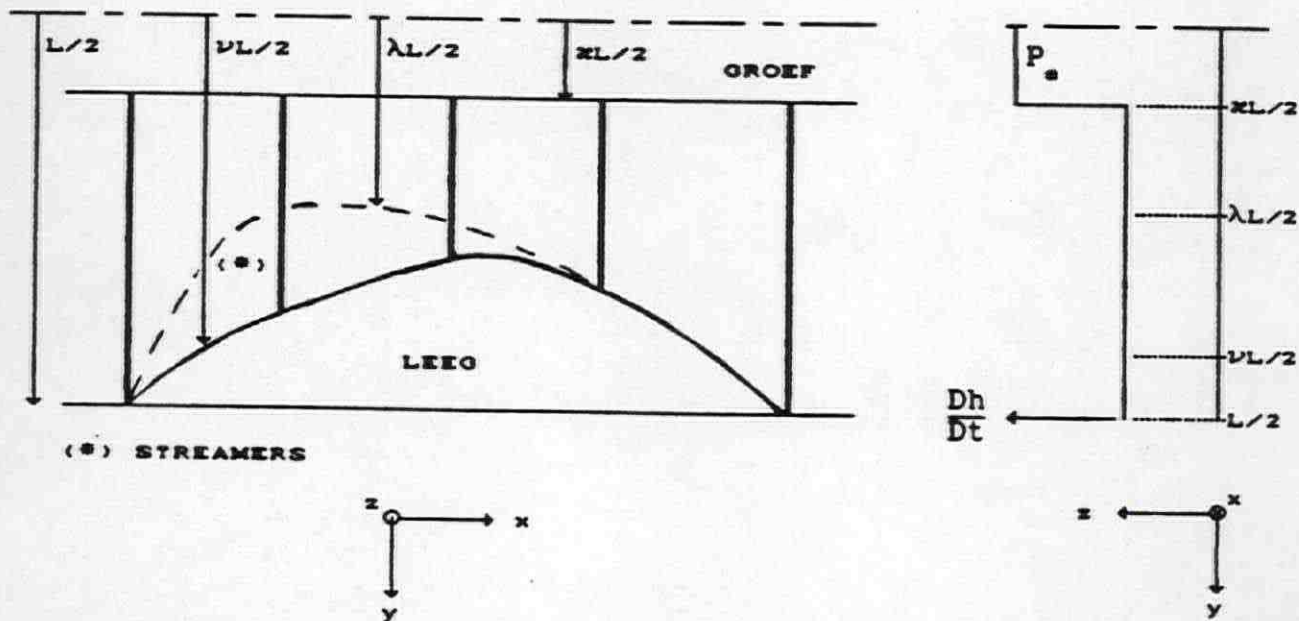


↑ vertikaal
schaal?

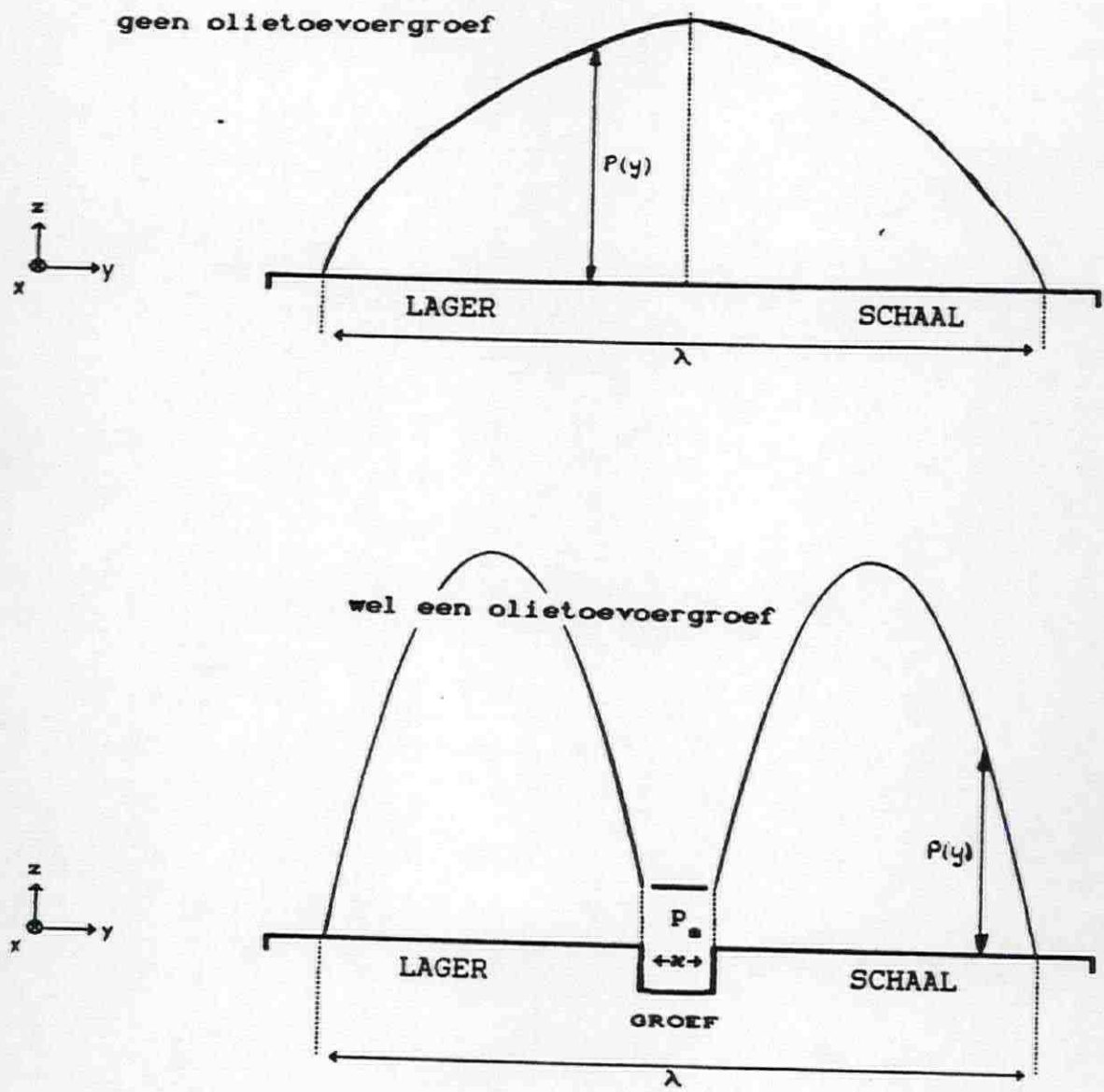
Figuur 78: Dh/Dt naar plaats (diagonaal) en tijd (horizontaal) bij krukhoekincrement 9° .



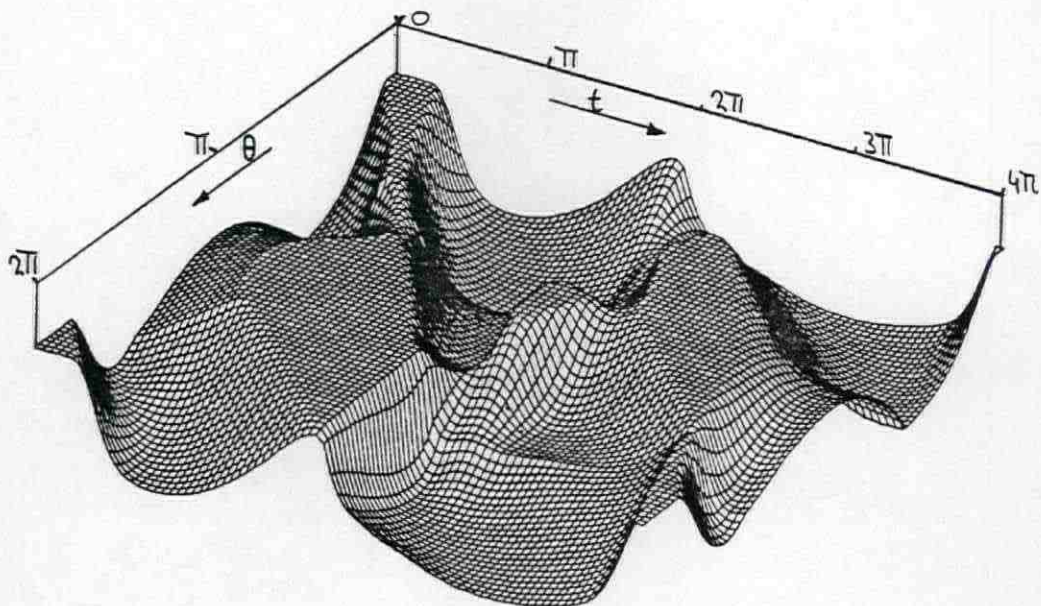
Figuur 79: Contourplot Dh/Dt behorend bij figuur 78.



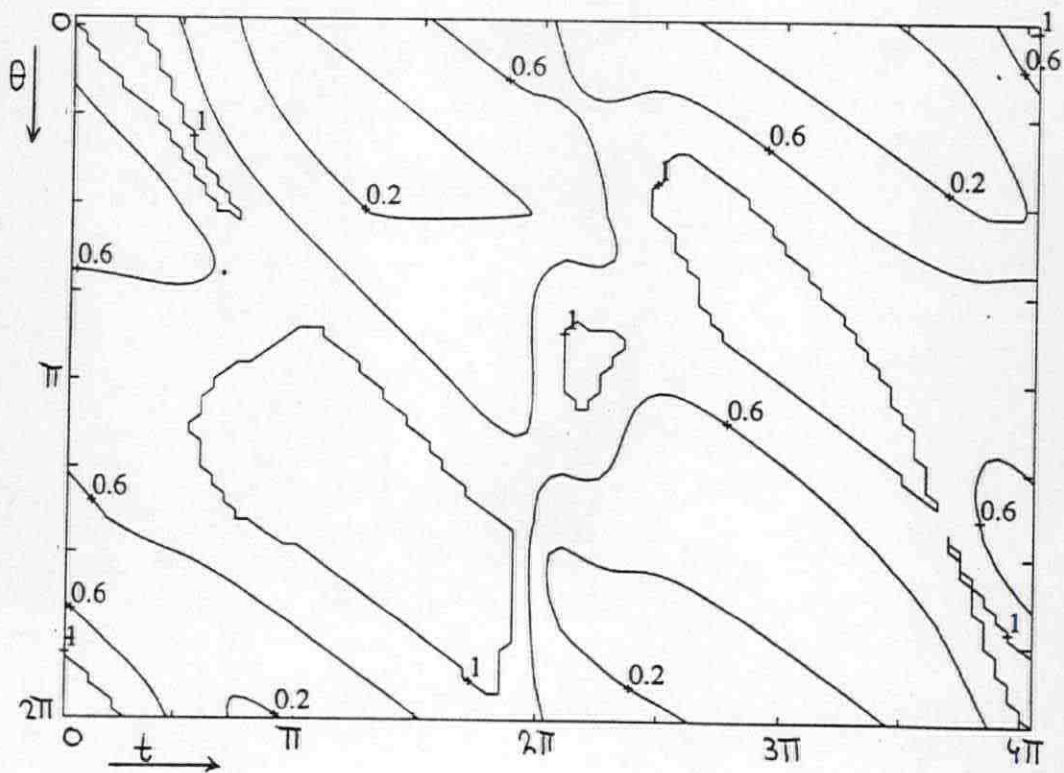
Figuur 80: Het cavitatiemodel met tussen as en lager drie verschillende smeeroliegebieden [ref. 73].



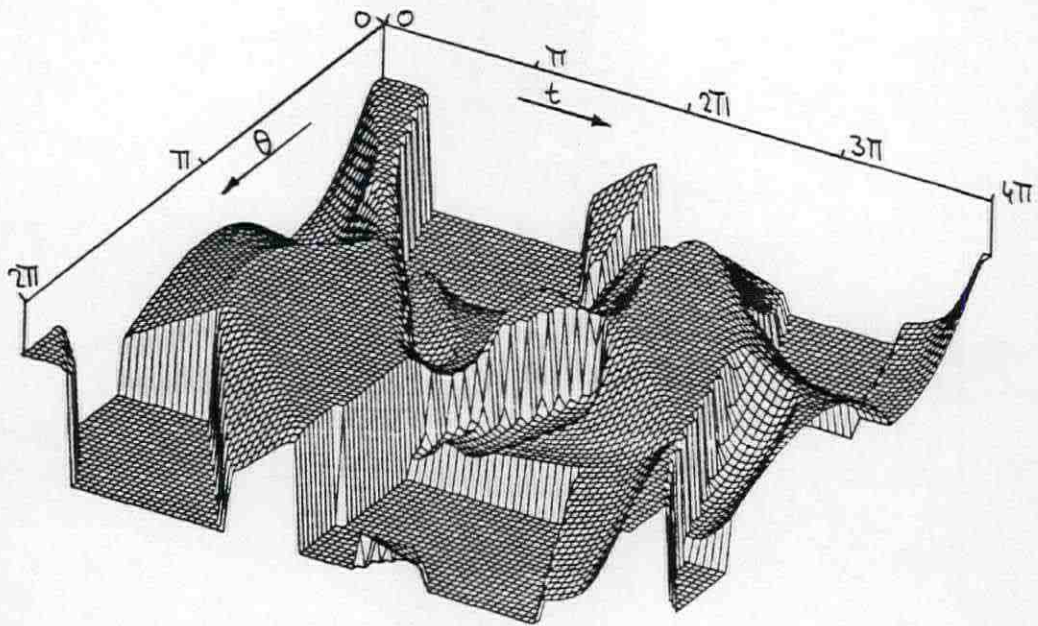
Figuur 81: In axiale richting een parabolische drukopbouw tussen as en lager [ref. 73].



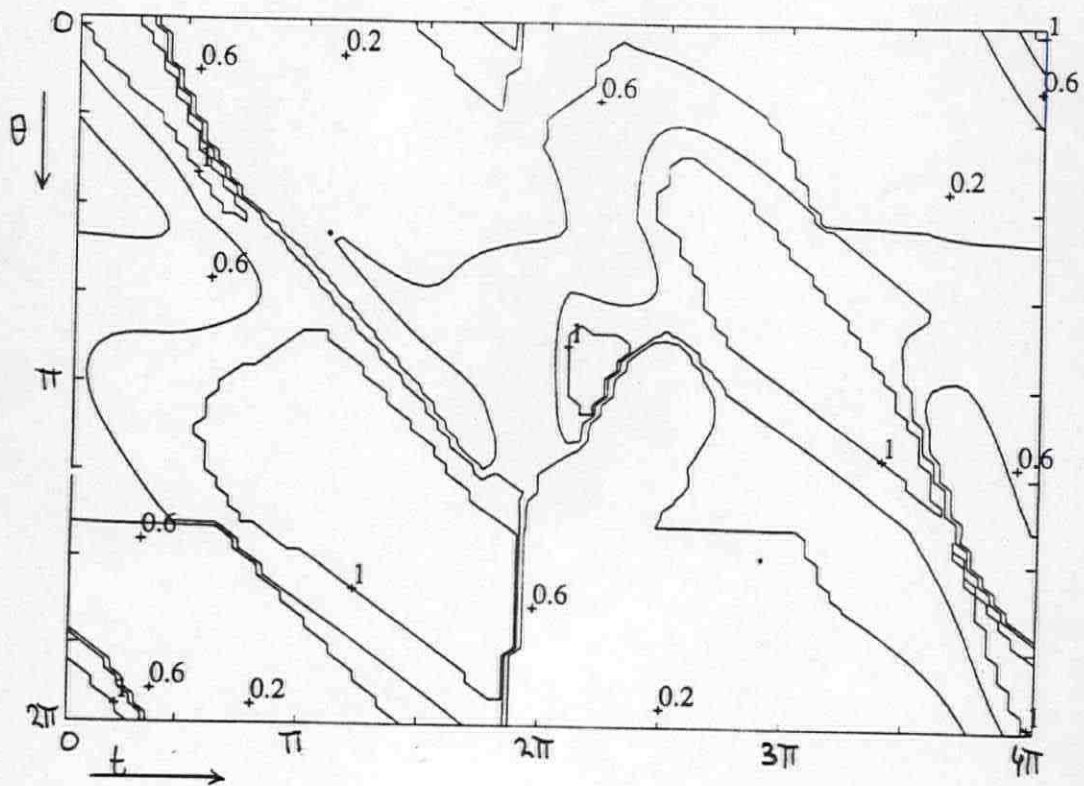
Figuur 82: Vullingsgraad hoofdlager 1-cilindermotor naar plaats en tijd met krukhoekincrement 9° .



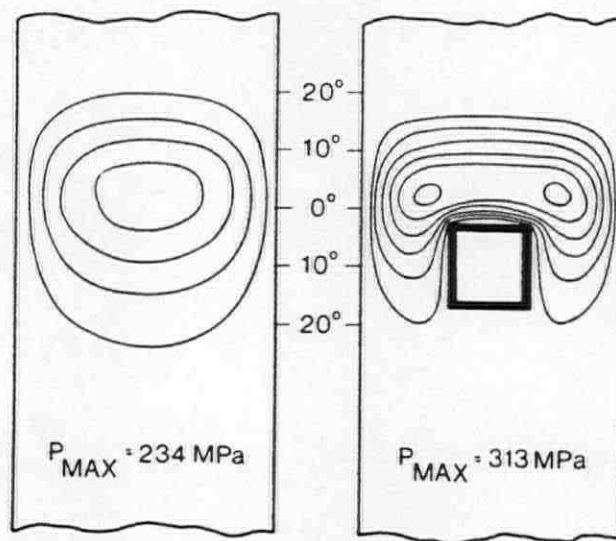
Figuur 83: Contourplot vullingsgraad behorende bij figuur 84.



Figuur 84: Drukvormende lengte (λ) voor hoofdlager 1-cilinder motor met krukhoekincrement 9° .

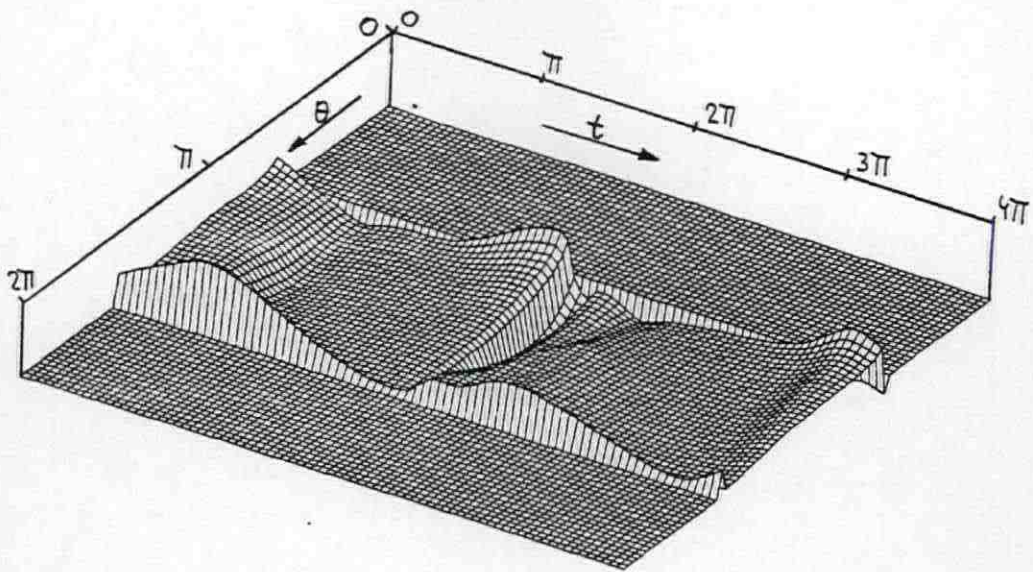


Figuur 85: Contourplot drukvormende lengte behorende bij figuur 84.

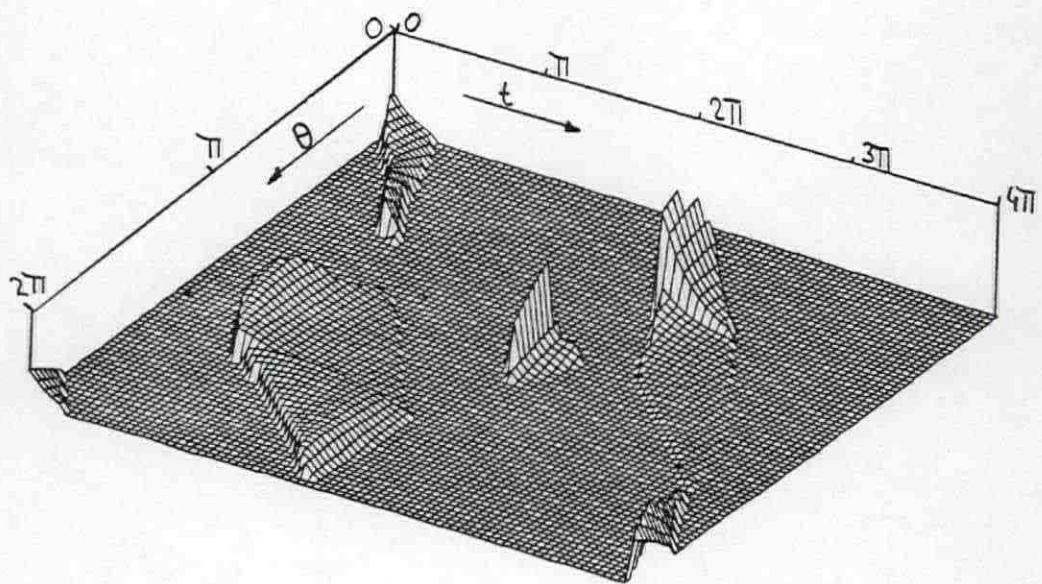


Effect on the oil film pressure of a hole in the loaded area of a connecting rod bearing with a maximum specific load of 41 MPa

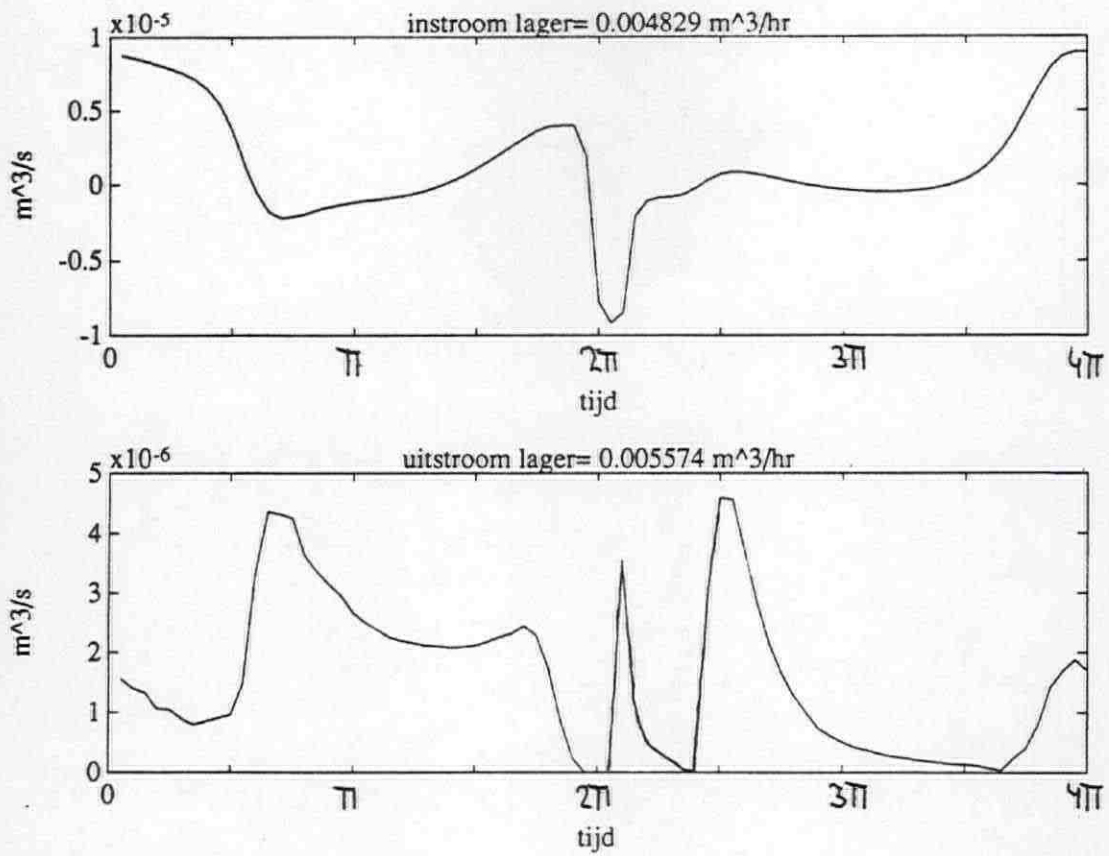
Figuur 86: Smeerfilm drukcontouren in de belaste zone van een drijfstanglager met en zonder gat in de lagerschaal [ref. 4].



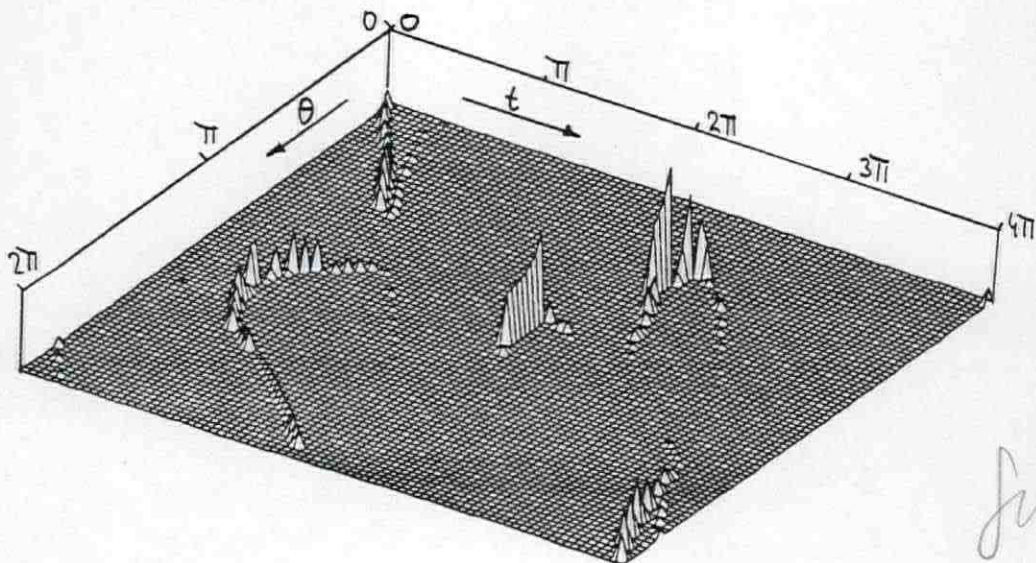
Figuur 87: Smeerolie instroom naar plaats en tijd in het hoofdlager van de 1-cilindermotor met krukhoekincement 9° .



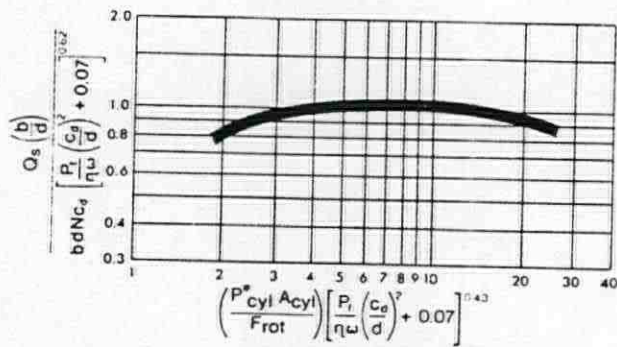
Figuur 88: Smeerolie uitstroom naar plaats en tijd voor het hoofdlager van de 1-cilindermotor met krukhoekincement 9° .



Figuur 89: Smeerolie in- en uitstroom in de tijd weer-
gegeven behorend bij de figuren 87 en 88.

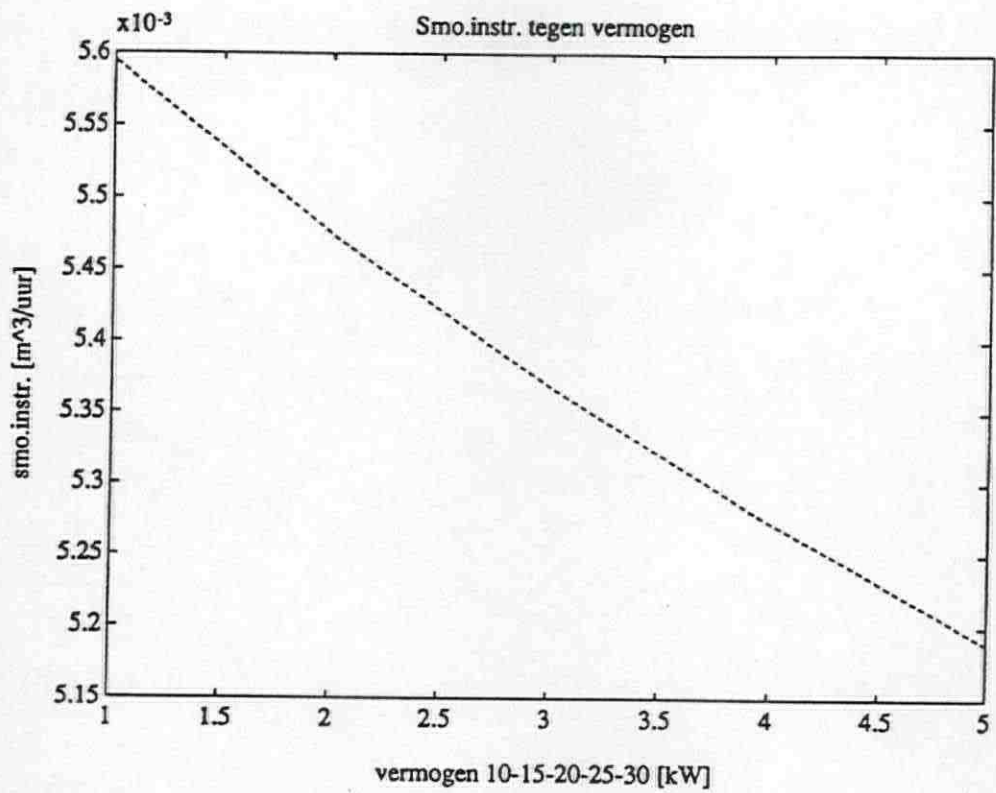


Figuur 90: De fout in de continuïteitsvergelijking.

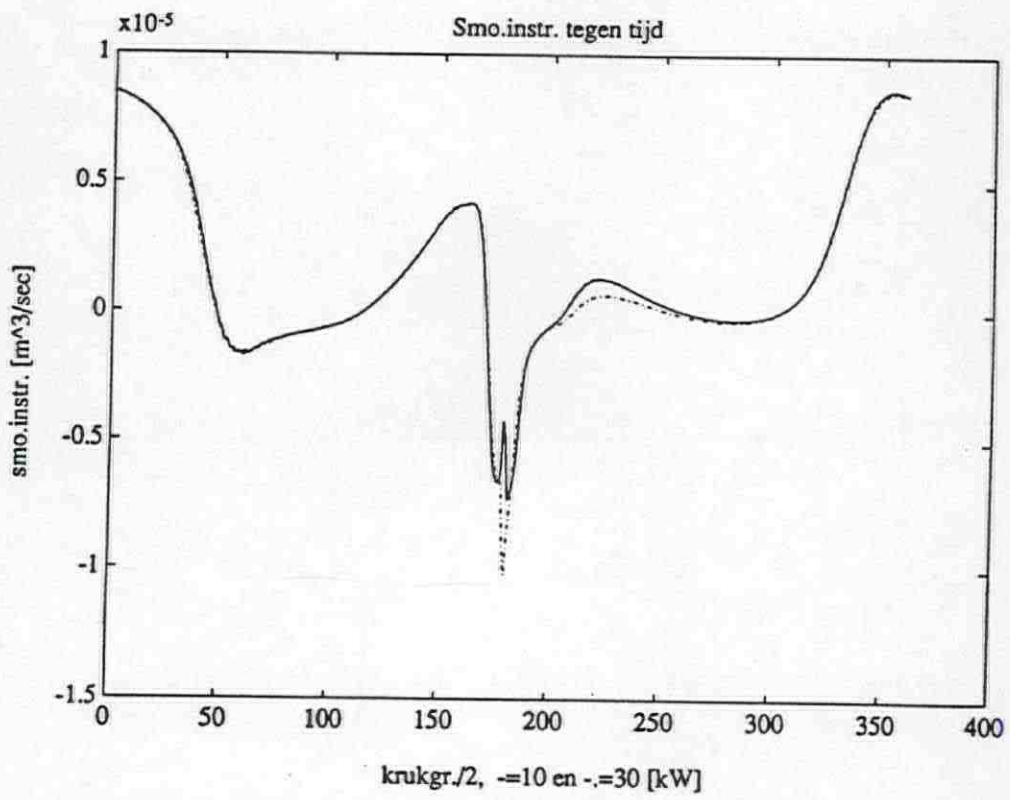


Oil flow from rotating hole in crankpin: parameter study

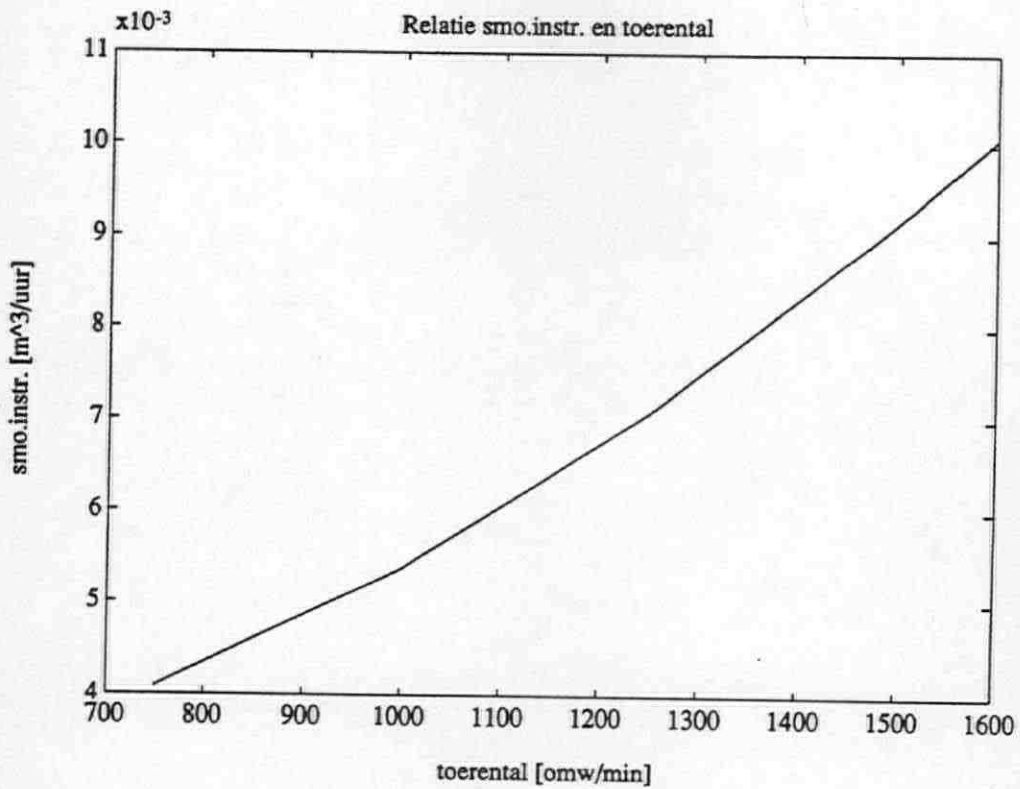
Figuur 91: Parameterstudie smeero-
 stroom door het grote drijfstanglager
 [ref. 4].



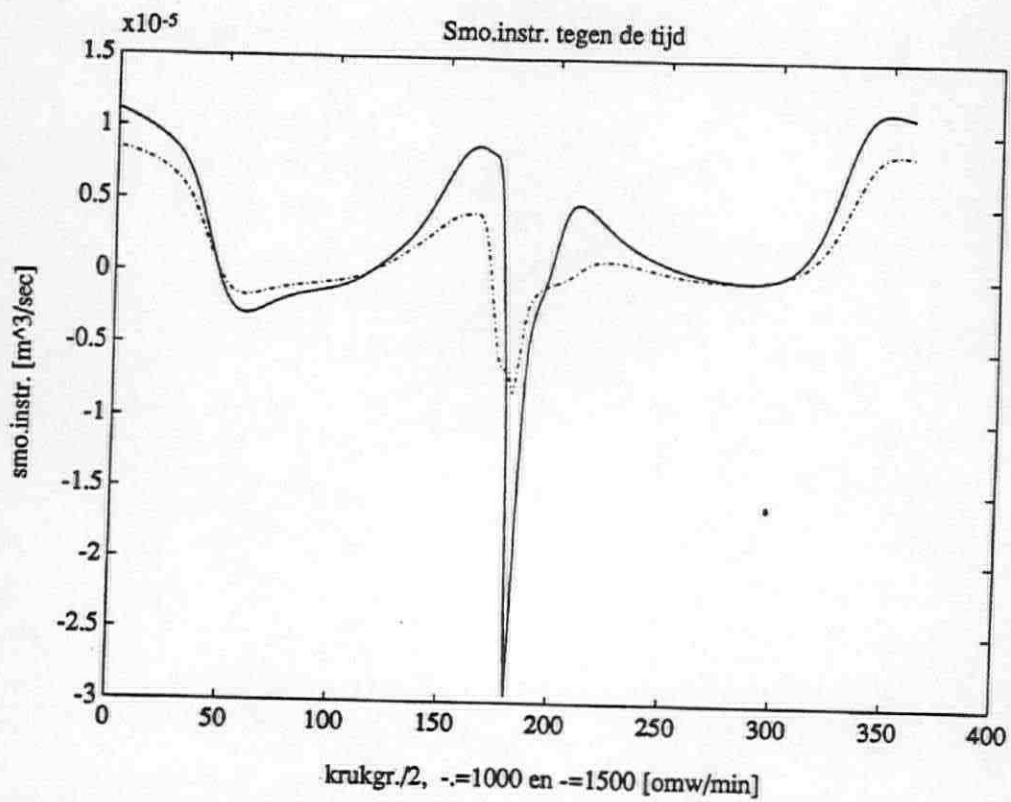
Figuur 92: Gemiddelde smeeroliestroom door het hoofdla-
ger van de 1-cilinder motor uitgezet tegen vermogen.
(1=10 kW, 2=15 kW, 3=20 kW, etc.)



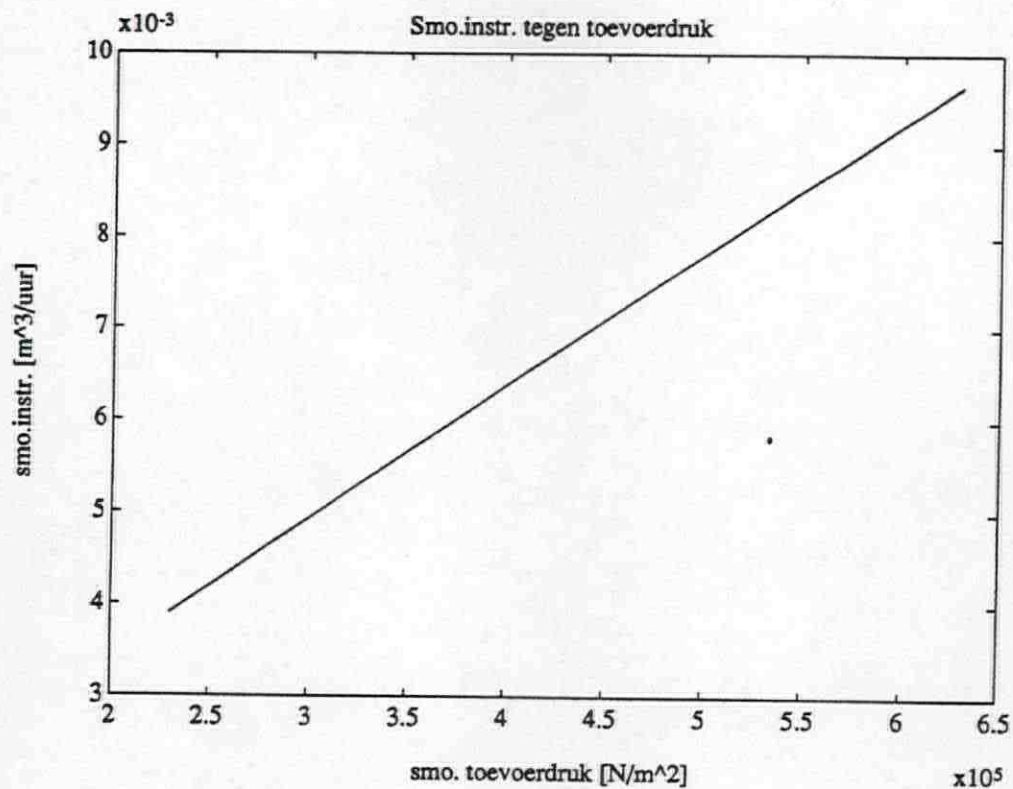
Figuur 93: Dynamische smeeroliestroom afhankelijk van
het motorvermogen.



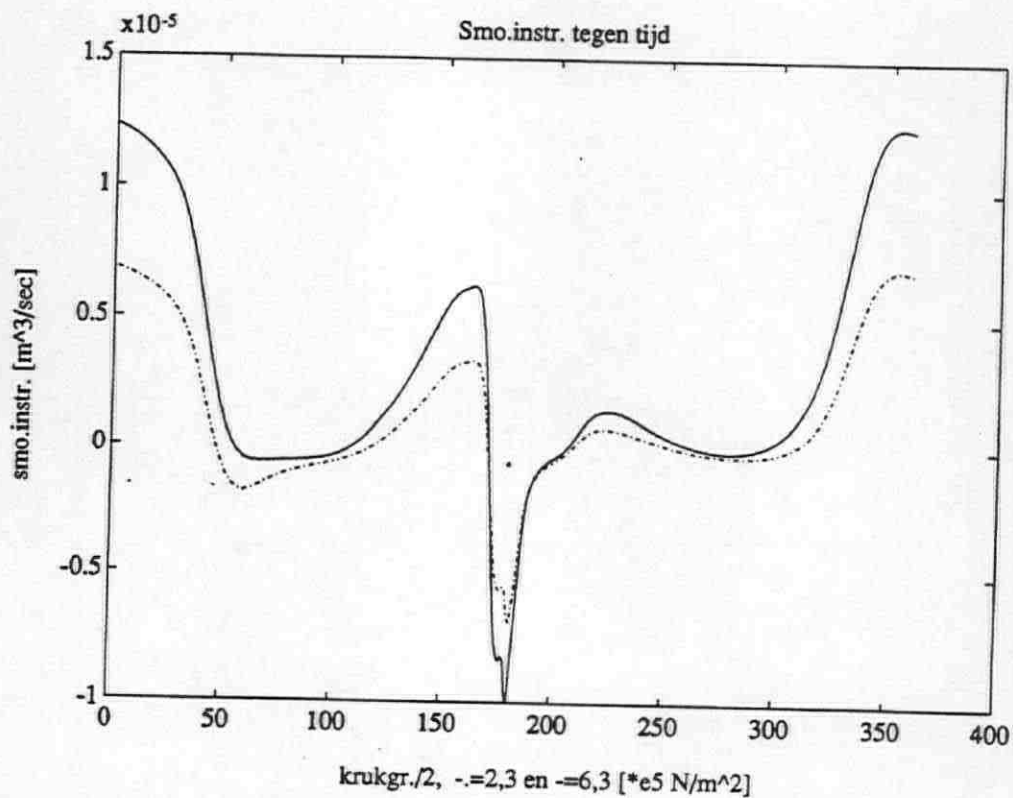
Figuur 94: Gemiddelde smeeroliestroom door het lager uitgezet tegen het toerental.



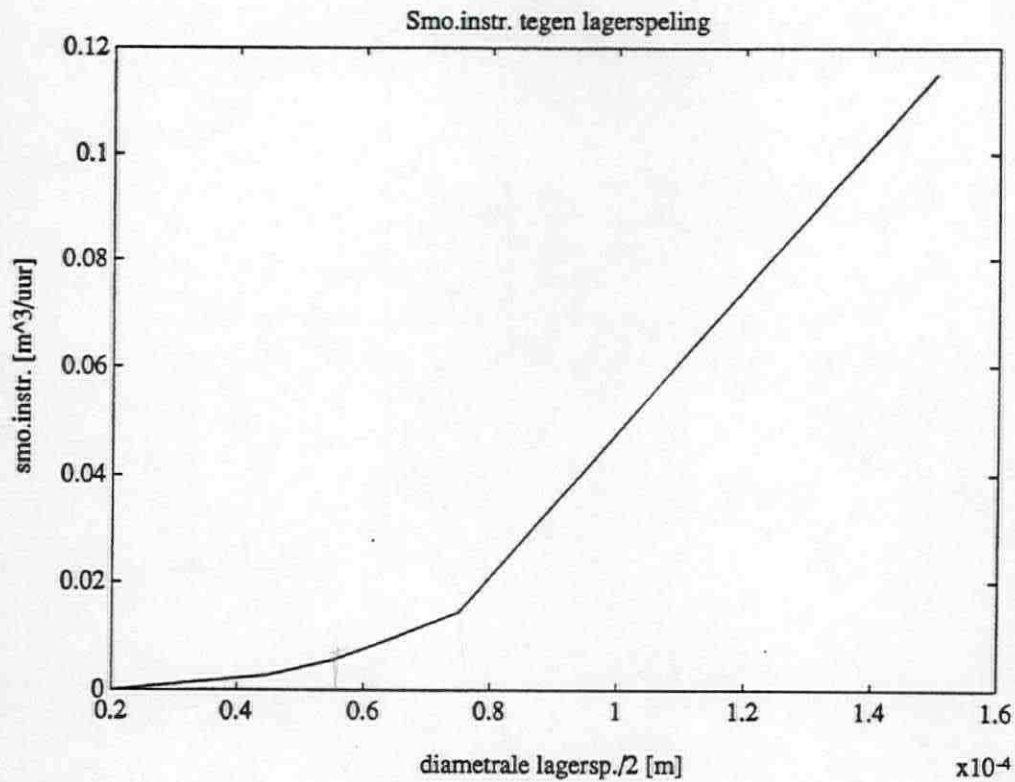
Figuur 95: Dynamische smeeroliestroom afhankelijk van het toerental.



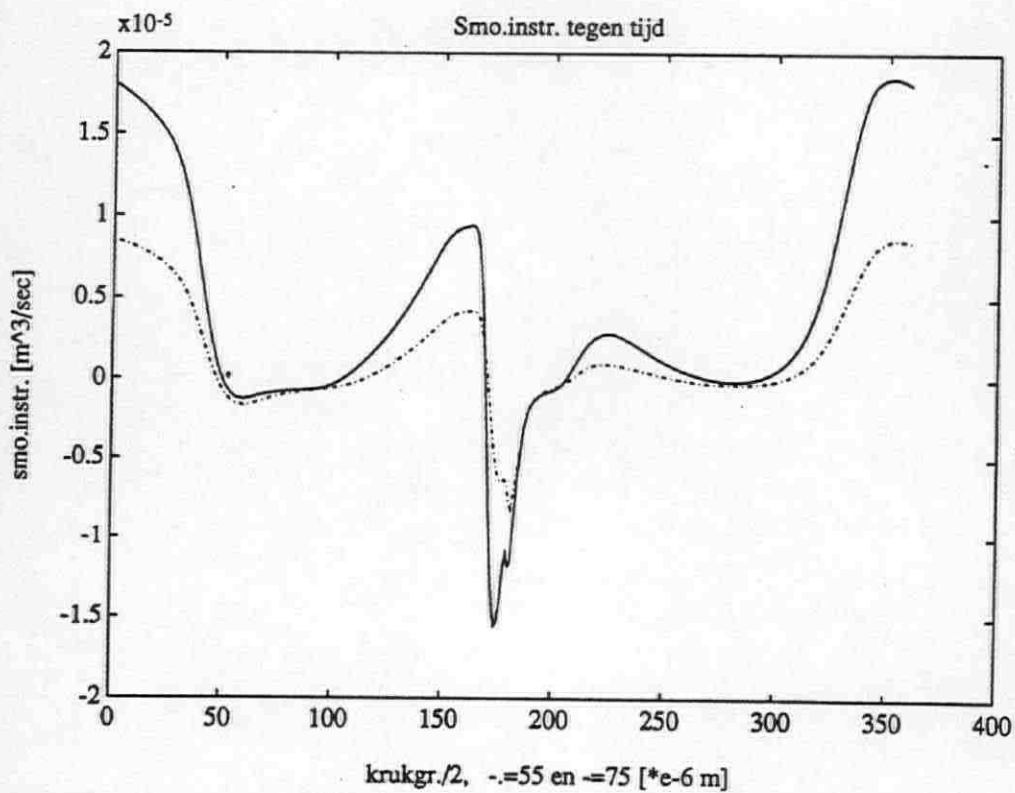
Figuur 96: Gemiddelde smeerstroom door het lager uitgezet tegen de smeerolietoevoerdruk.



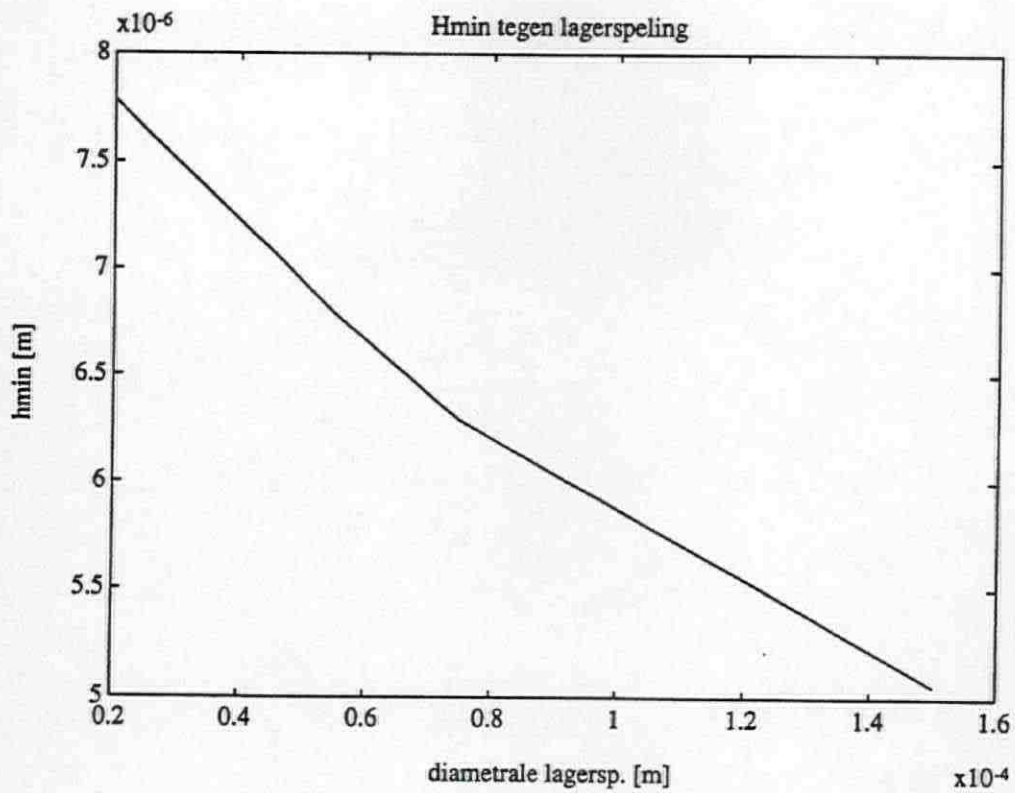
Figuur 97: Dynamische smeeroliestroom afhankelijk van smeerolietoevoerdruk.



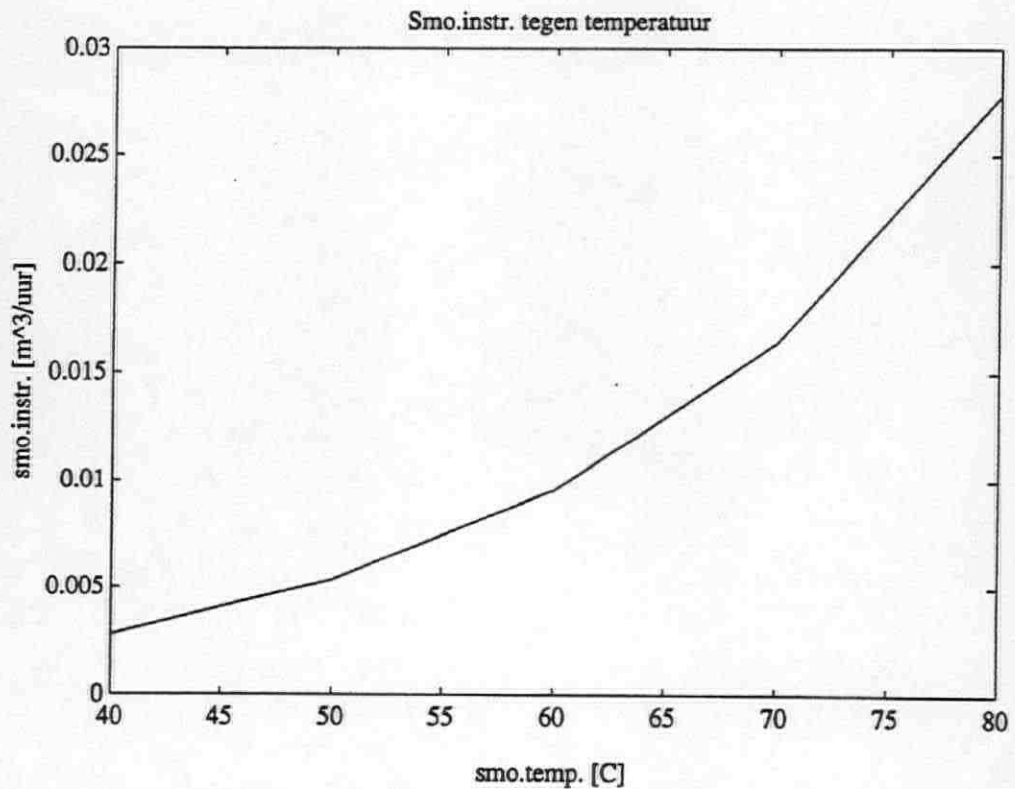
Figuur 98: Gemiddelde smeeroliestroom door het lager uitgezet tegen de lagerspeling.



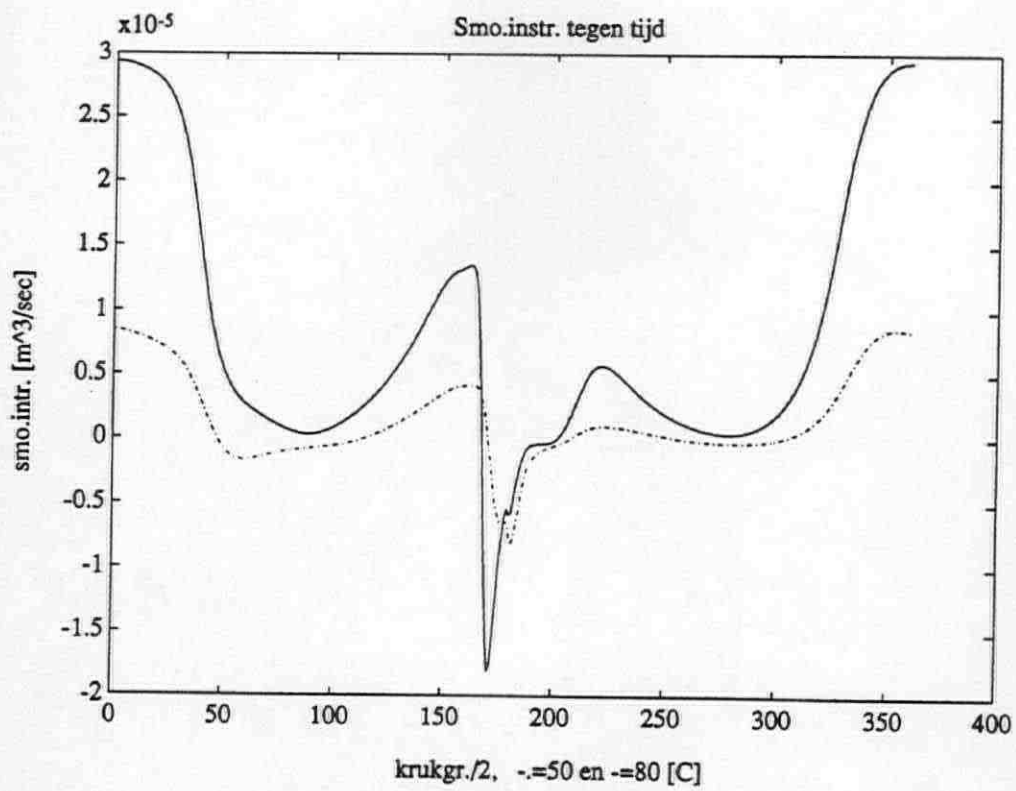
Figuur 99: Dynamische smeeroliestroom afhankelijk van de lagerspeling.



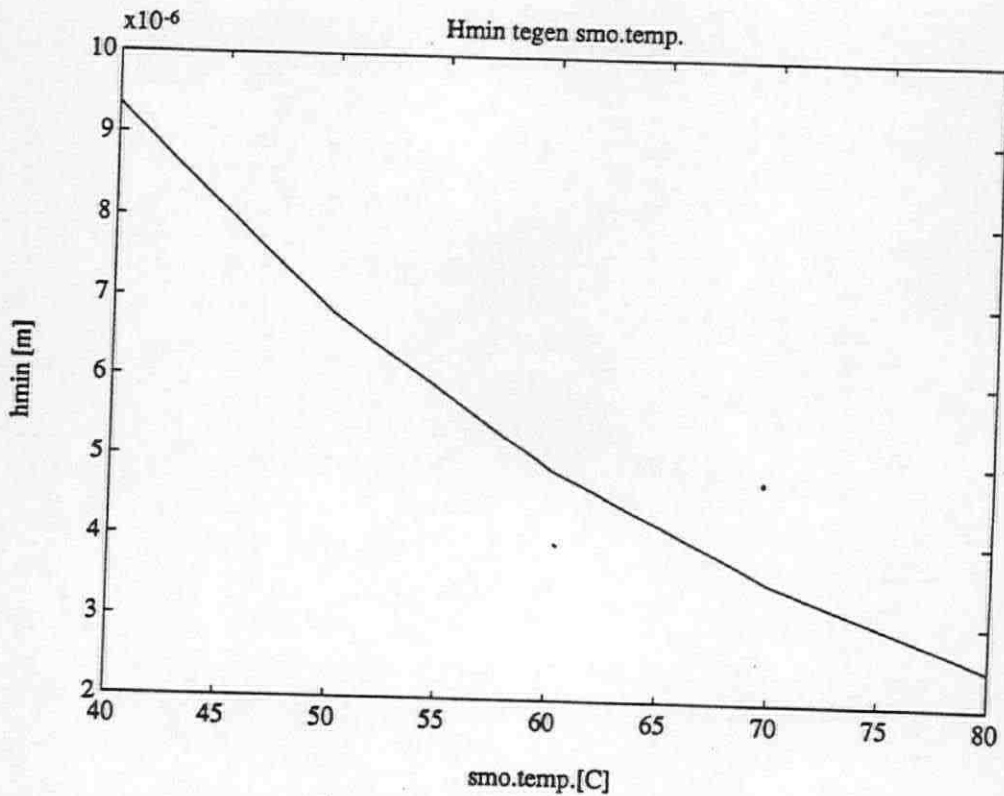
Figuur 100: Minimale filmdikte van het hoofdlager van de 1-cilinder motor uitgezet tegen de lagerspeling.



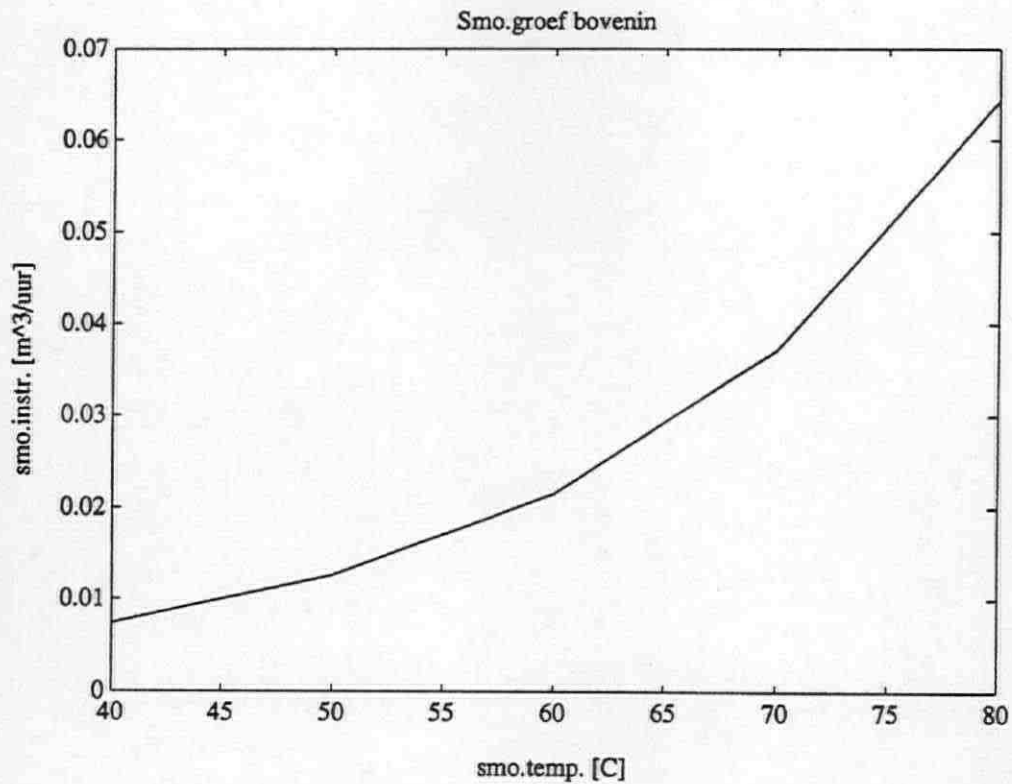
Figuur 101: Gemiddelde smeeroliestroom door het hoofdlager van de 1-cilinder motor uitgezet tegen de smeerolietemperatuur.



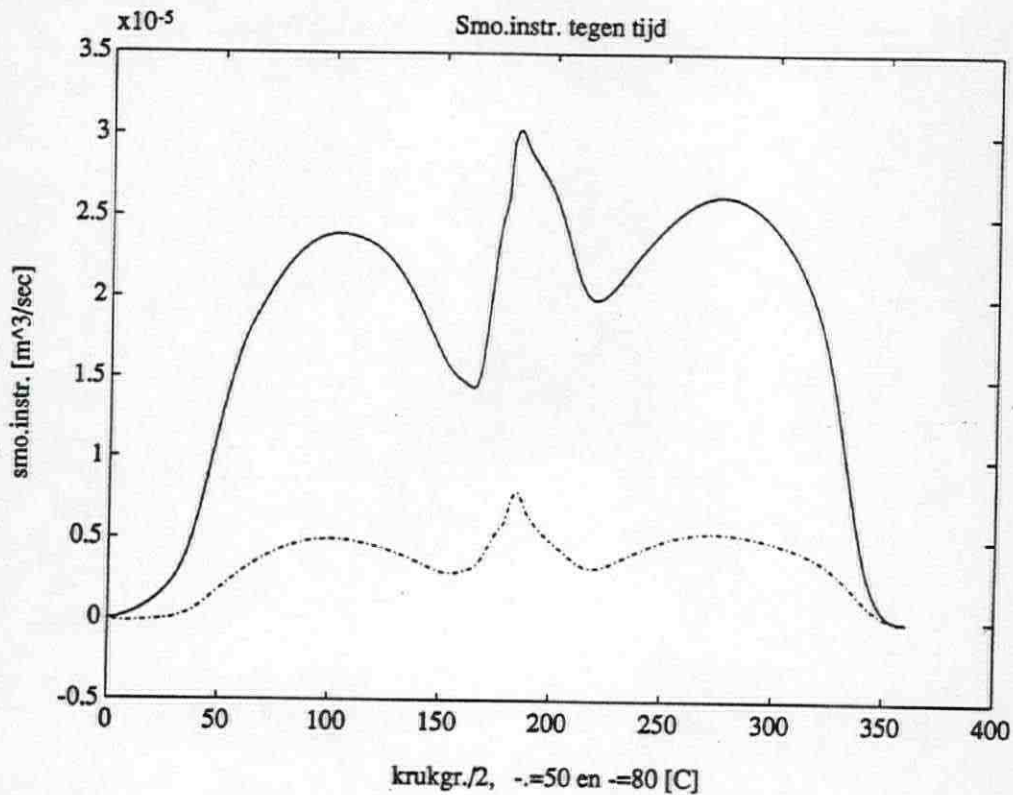
Figuur 102: Dynamische smeeroliestroom afhankelijk van de smeeroliettemperatuur.



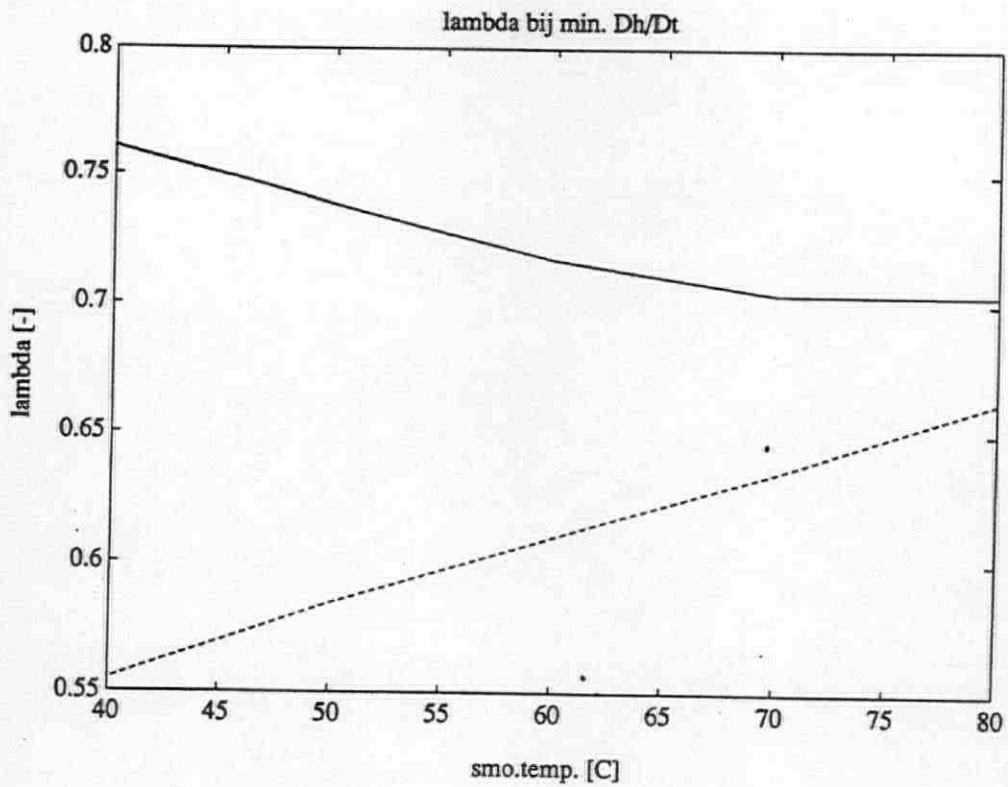
Figuur 103: De minimale filmdikte van het hoofdlager van de 1-cilinder motor uitgezet tegen de smeeroliettemperatuur.



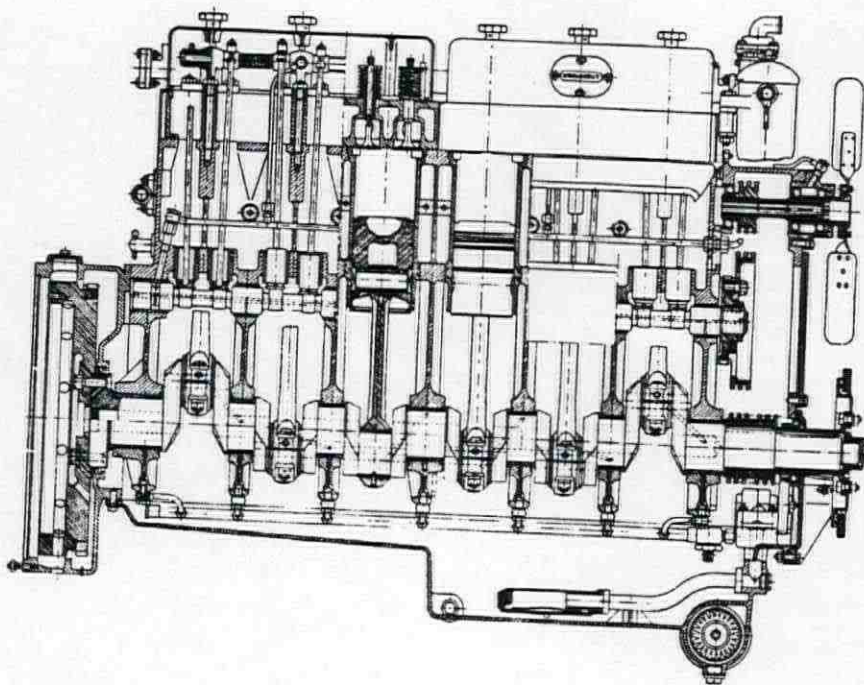
Figuur 104: Gemiddelde smeeroliestroom door het lager met de smeeroliegroef boven in uitgezet tegen de smeerolietemperatuur.



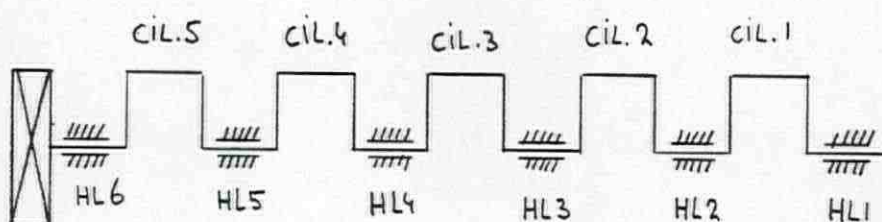
Figuur 105: Dynamische smeeroliedruk voor het lager met de groef boven in afhankelijk van de smeerolietemperatuur.



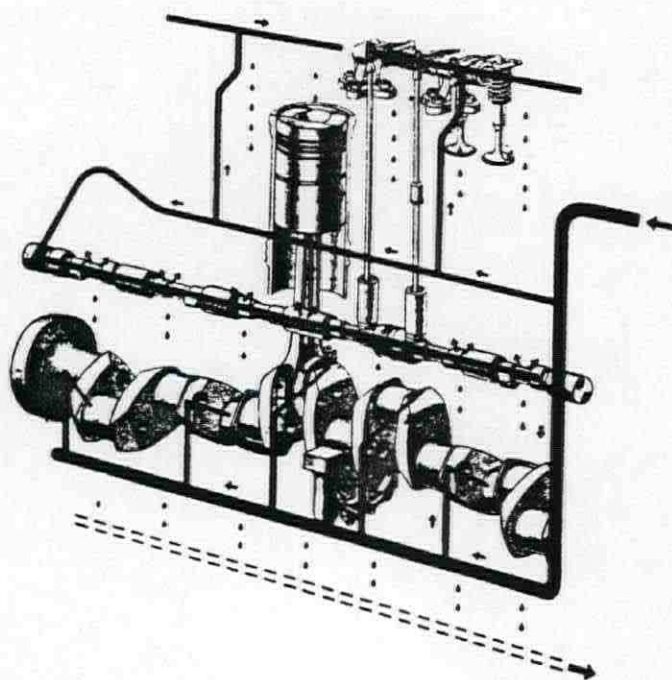
Figuur 106: Gemiddelde drukvormende lengte bij grootste Dh/Dt voor lager met groef boven in (bovenste lijn) en met groef onder in uitgezet tegen de smeeroliettemperatuur.



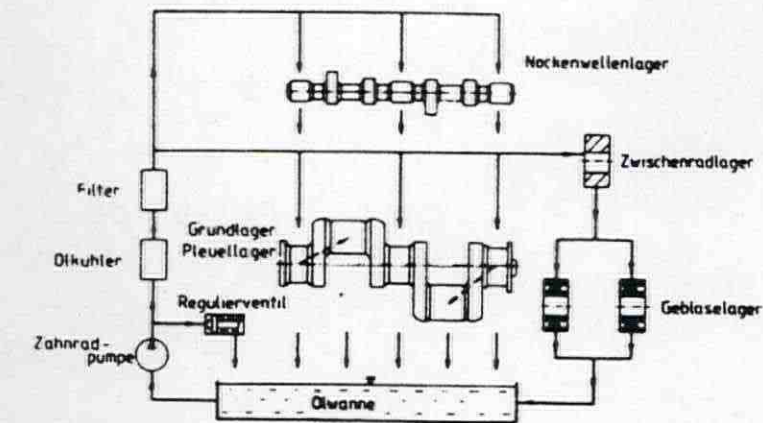
Figuur 107: Langsdoorsnede Kromhout [ref. 74].



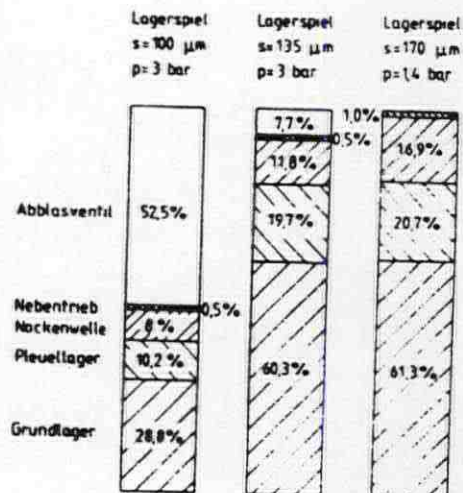
Figuur 108: Overzicht nummering cilinders en hoofdlaters Kromhout GS-108 5 cilinder.



Figuur 109: Het inwendig smeeroliesysteem van de Kromhout GS-108 [ref. 74].

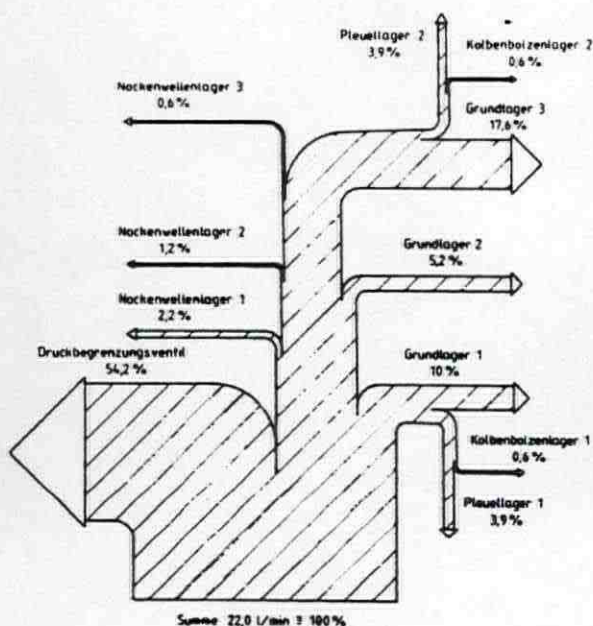


Ölverteilungssystem im Motor

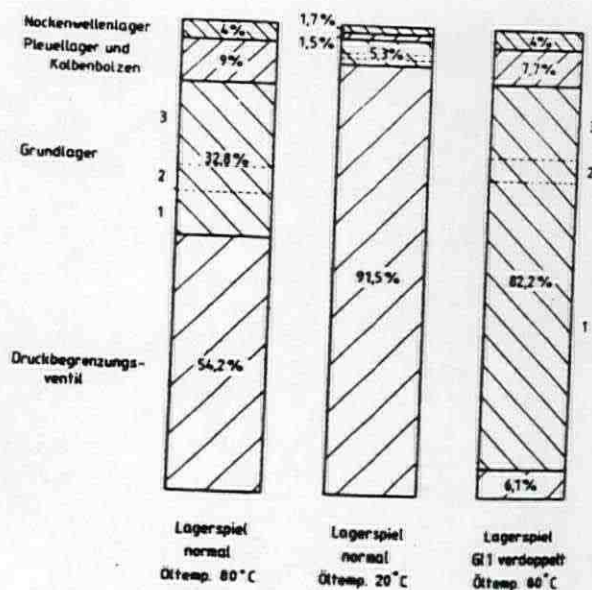


Schmierölverteilung bei unterschiedlichen Verschleißzuständen

Figuur 110: Voorbeeld smeeroliecircuit en smeerolieverdeling door de motor bij verschillende slijtagetoestanden [ref. 75].

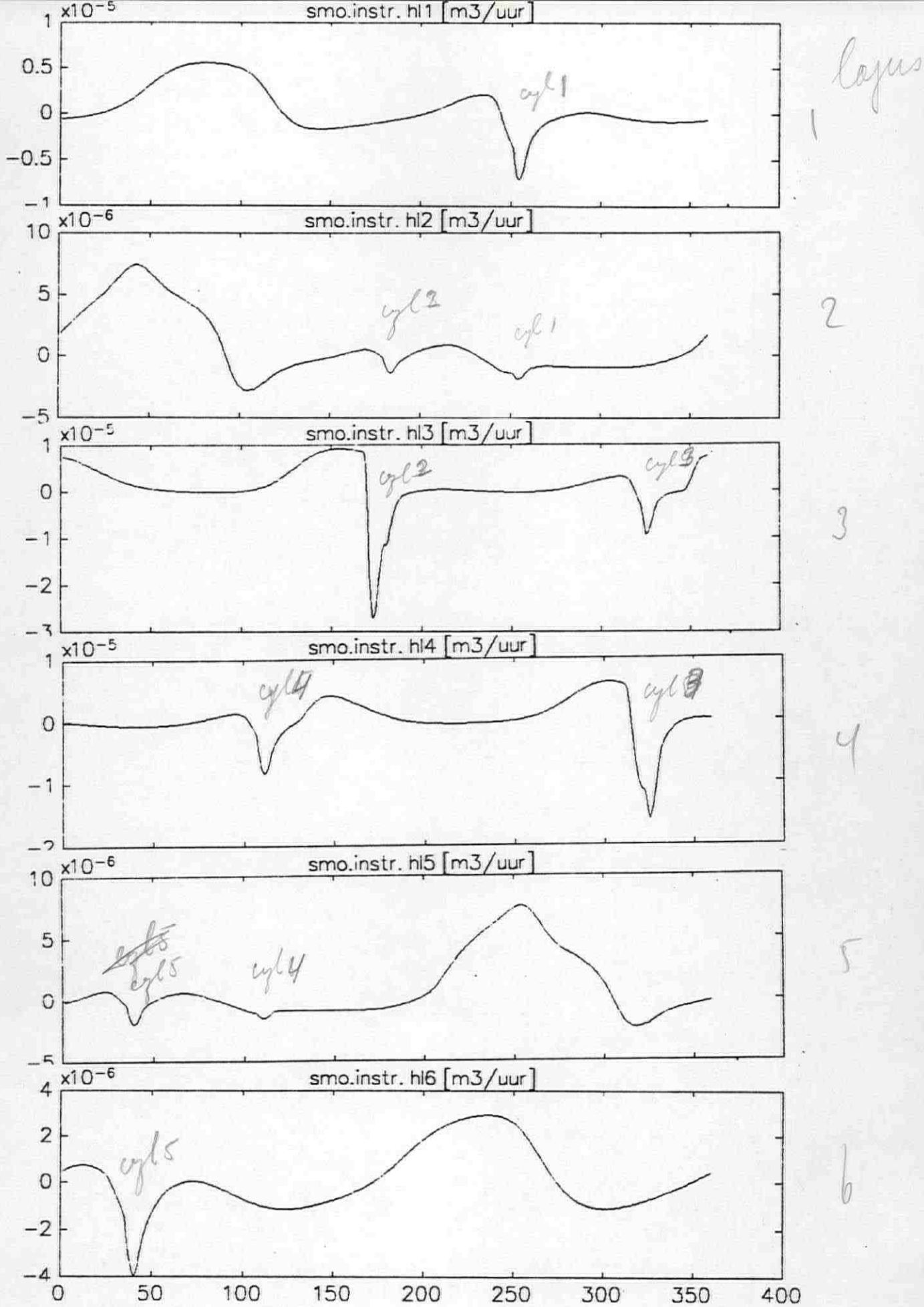


Darstellung der Ölverteilung

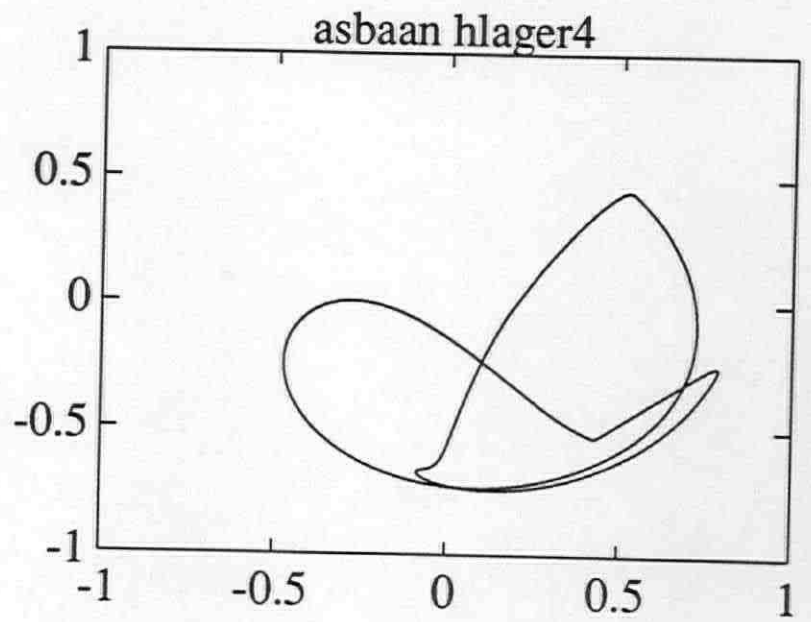
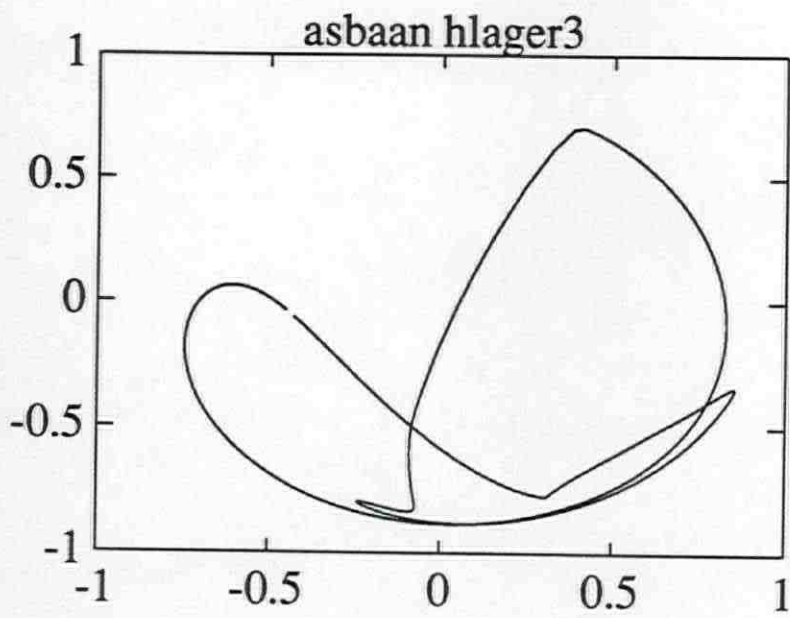


Variation der Einflußgröße Lagerspiel

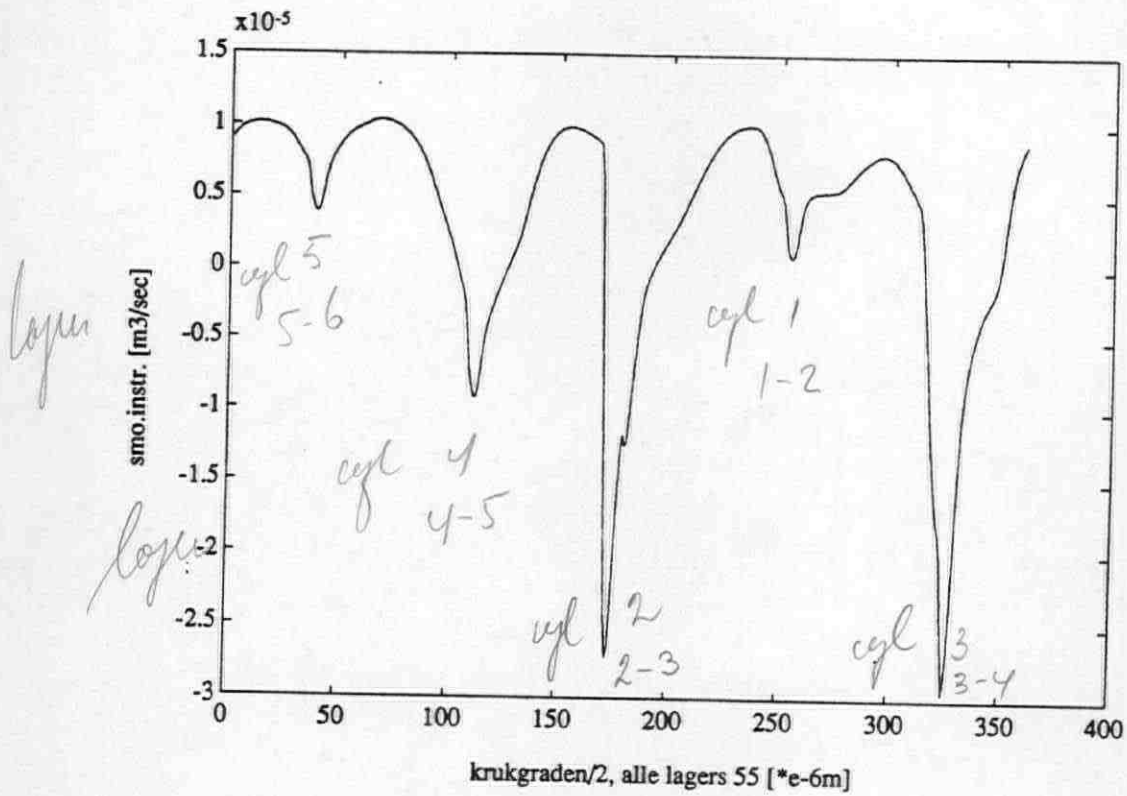
Figuur 111: Smeerolieverdeling door een motor en de invloed van de lagerspeling van een hoofdlager [ref. 76].



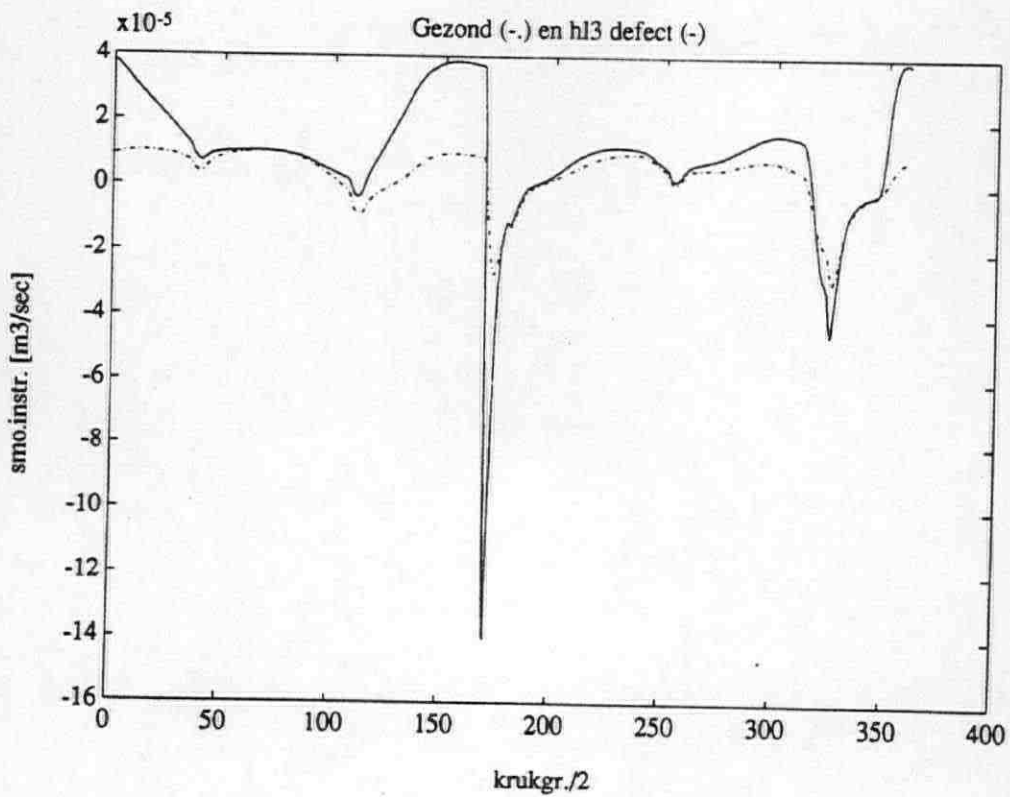
Figuur 112:a. Smeerolie instroom zes hoofdlagers.



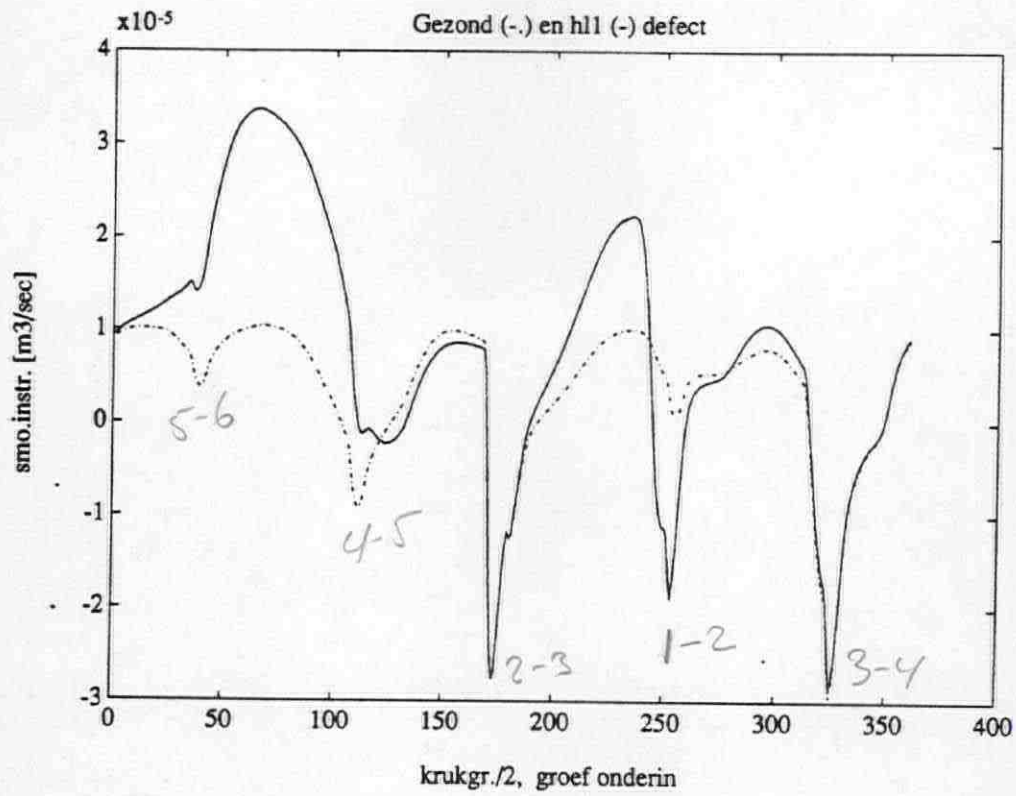
Figuur 112:b. Asbaan hoofdlagers 3 en 4.



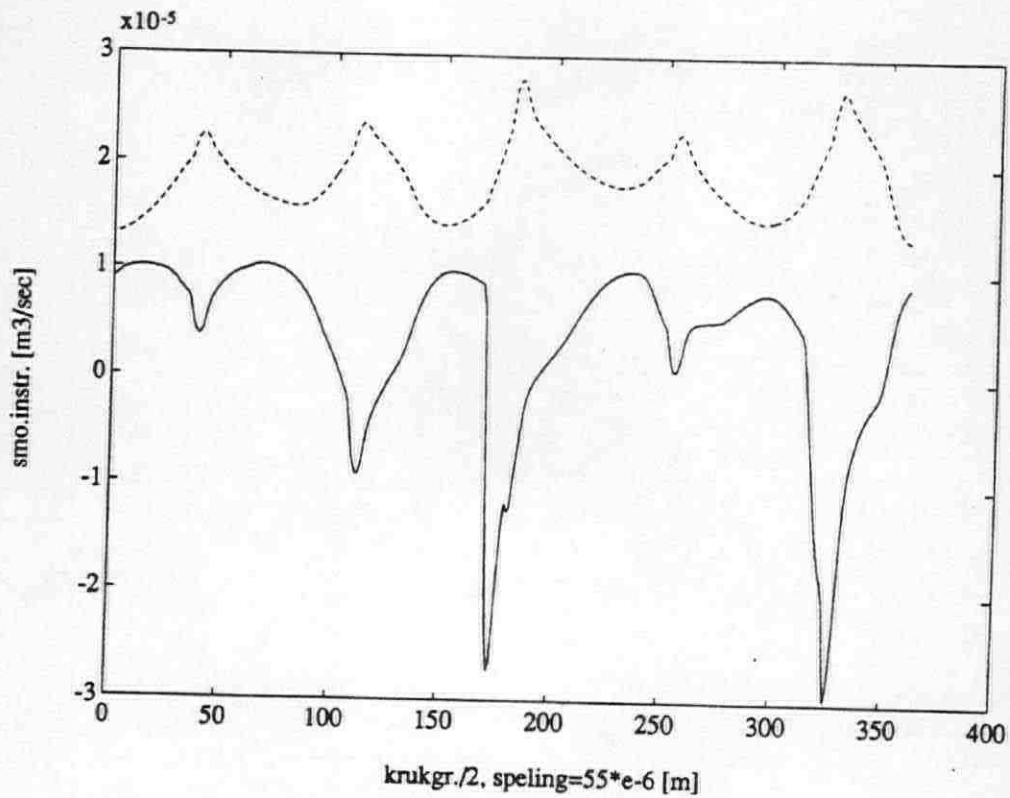
Figuur 112:c. Dynamische smeeroilstroom naar de hoofd-lagers.



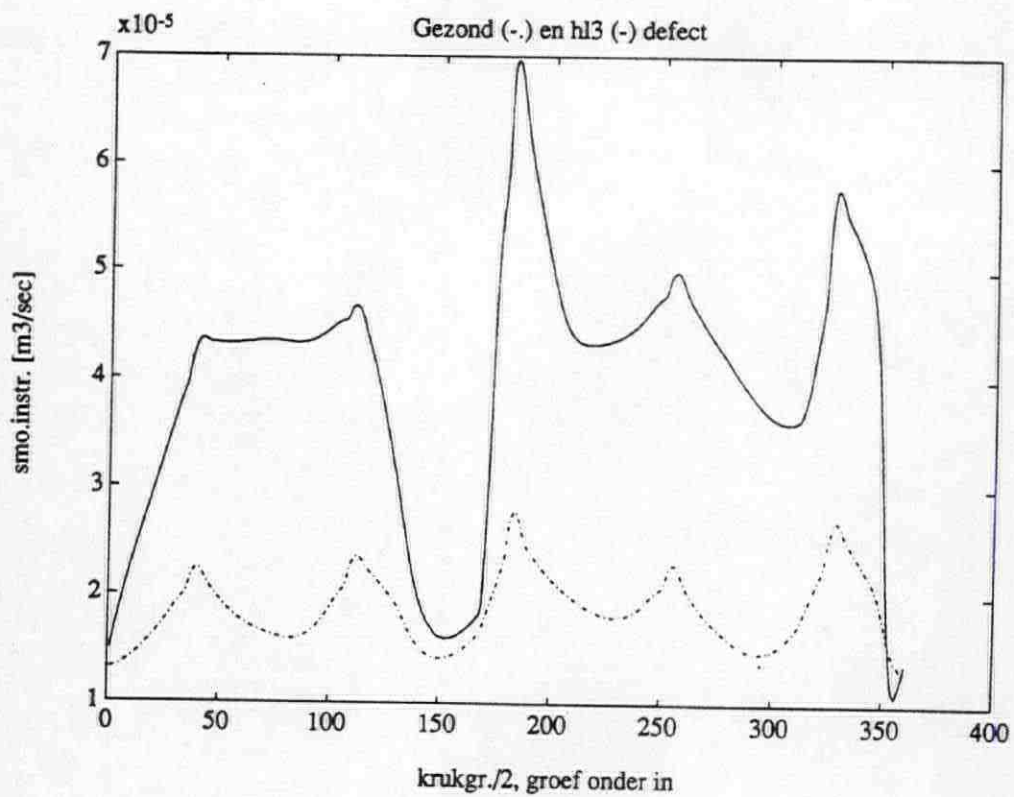
Figuur 113: Smeeroolie instroom patroon bij defect hoofd-lager3.



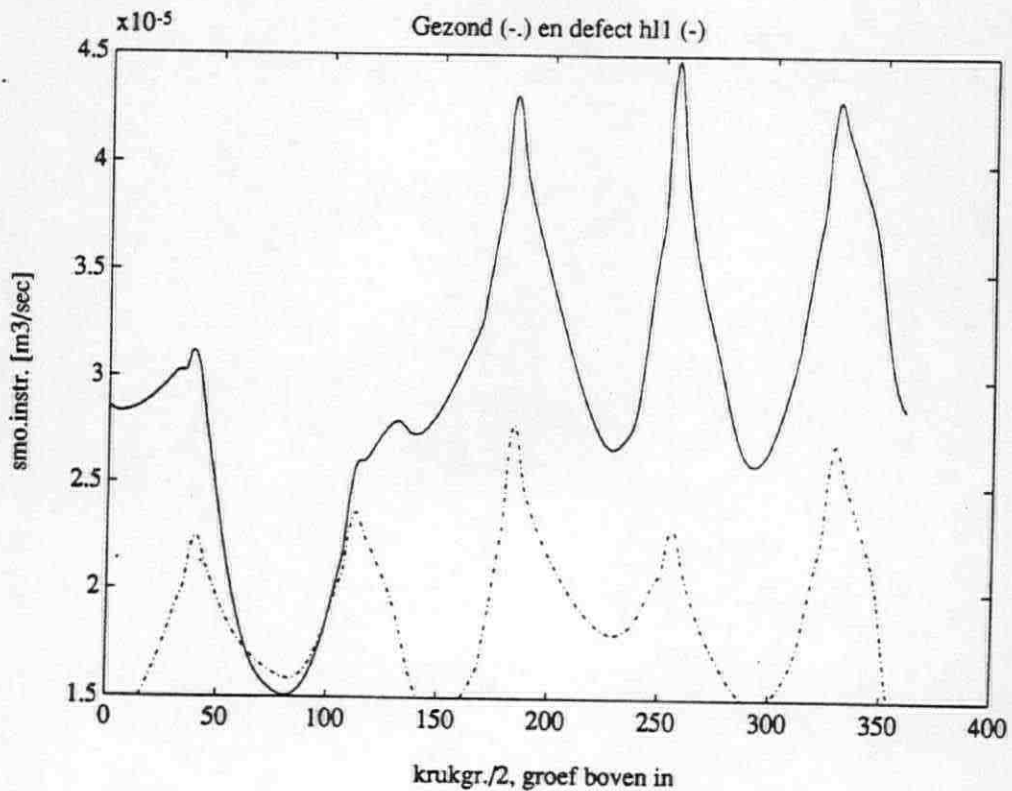
Figuur 114: Smeerolie instroom patroon hoofdlager 1 defect.



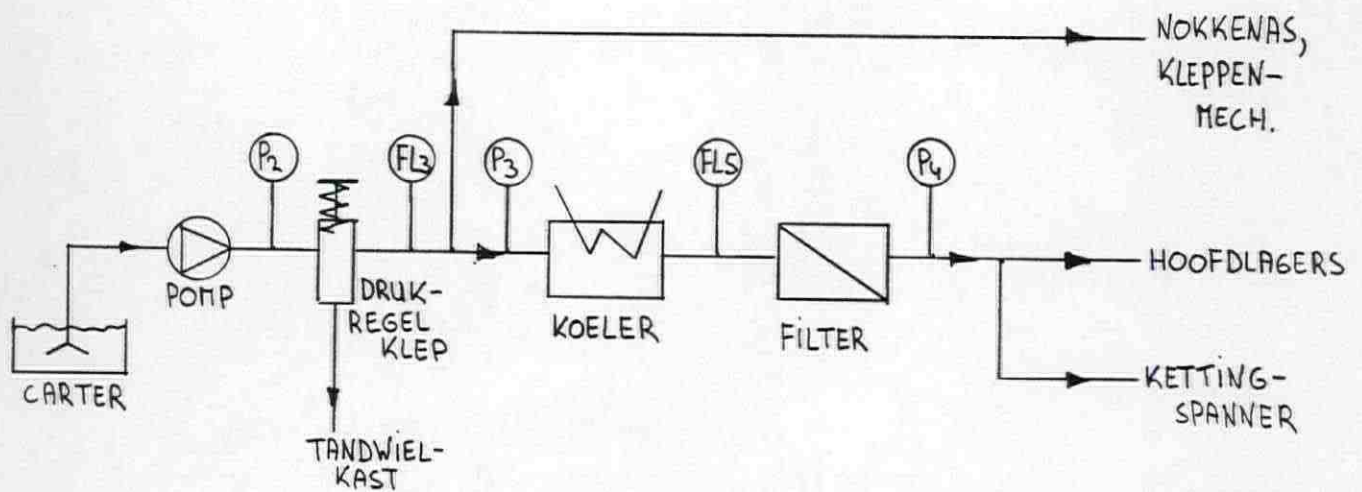
Figuur 115: Instroom patroon groef boven (----) & onder.



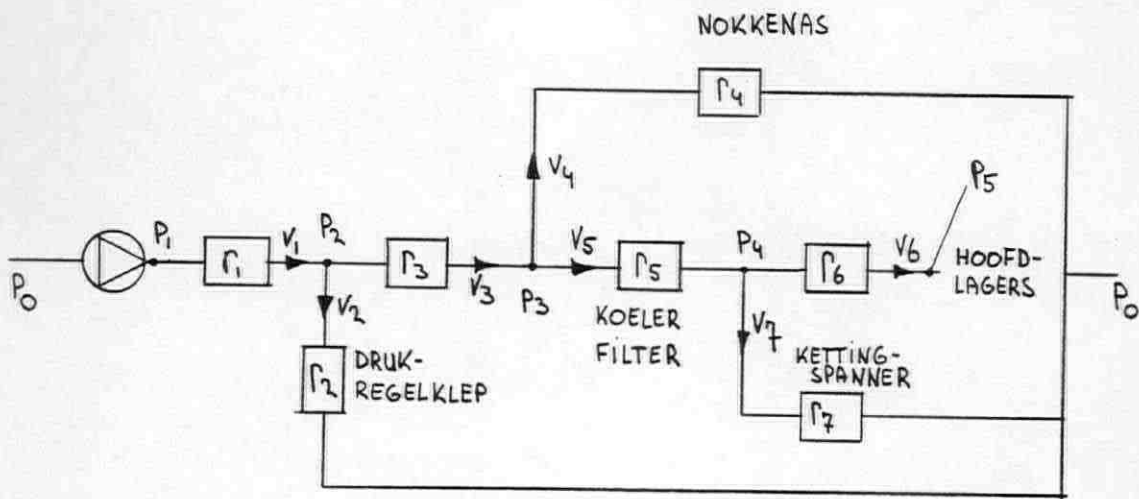
Figuur 116: Smeerolie instroom patroon bij defect hoofdlager 3.



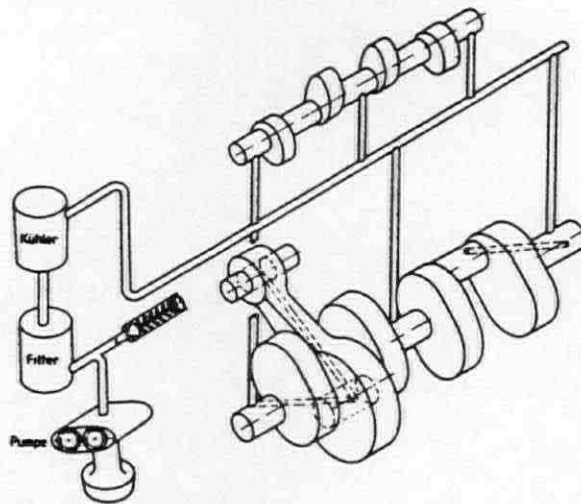
Figuur 117: Smeerolie instroom patroon bij defect hoofdlager 1.



Figuur 118:a. Gewijzigd smeeroliecircuit proefmotor.

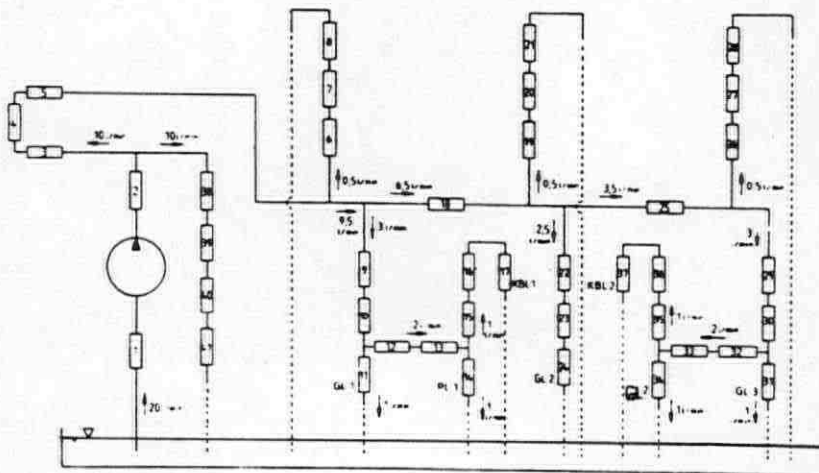


Figuur 118:b. Netwerk smeeroliecircuit proefmotor.



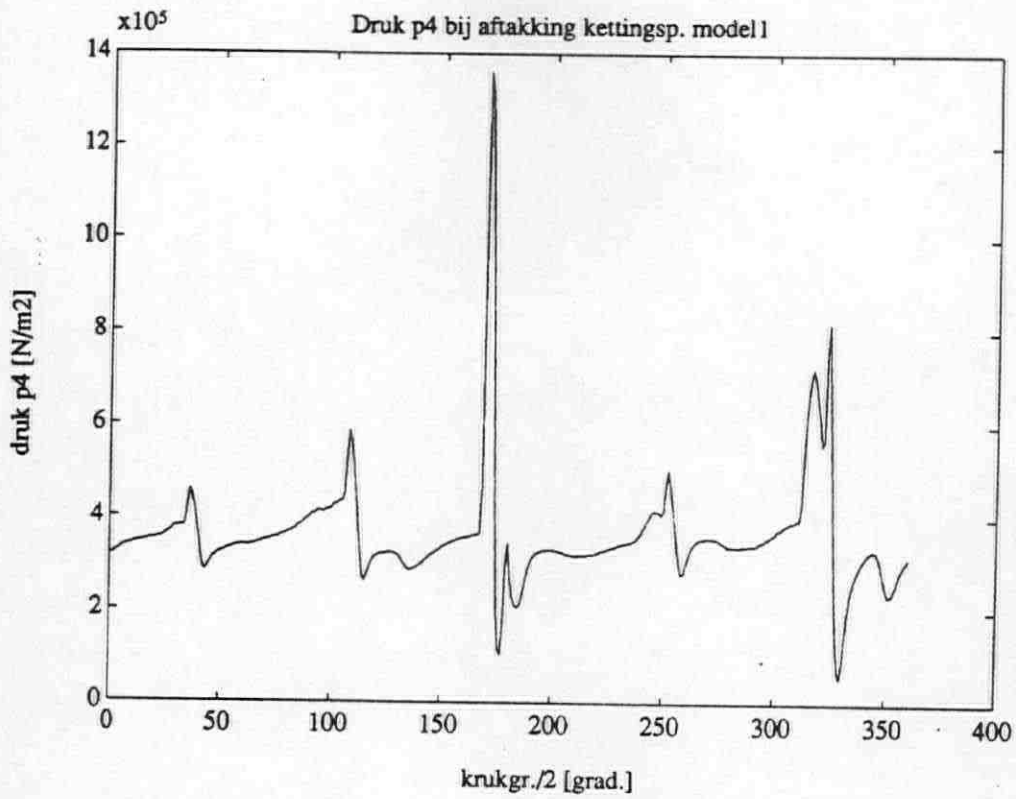
Darstellung eines Översorgungsystems

Figuur 119: Smeeroliecircuit onderzocht door andere onderzoekers [ref. 76].

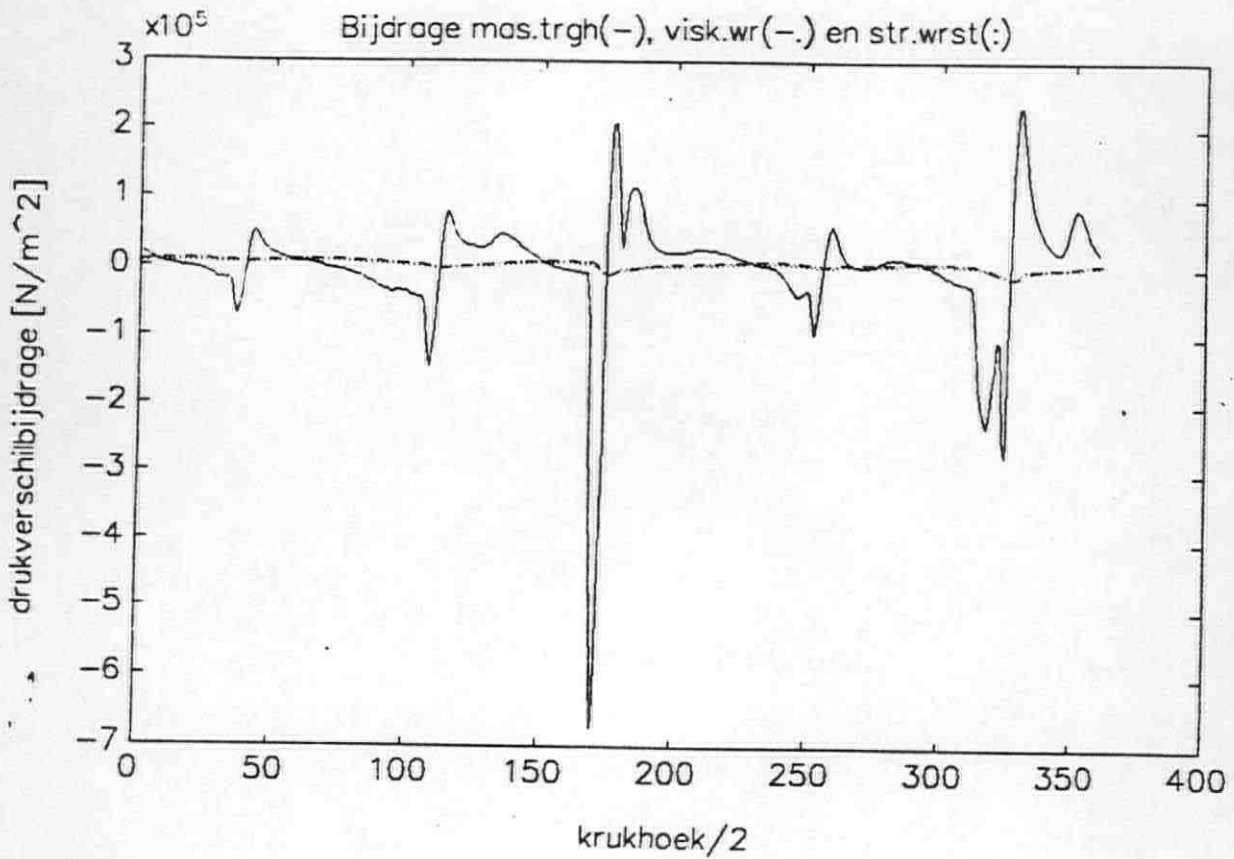


Schema des Översorgungsystems

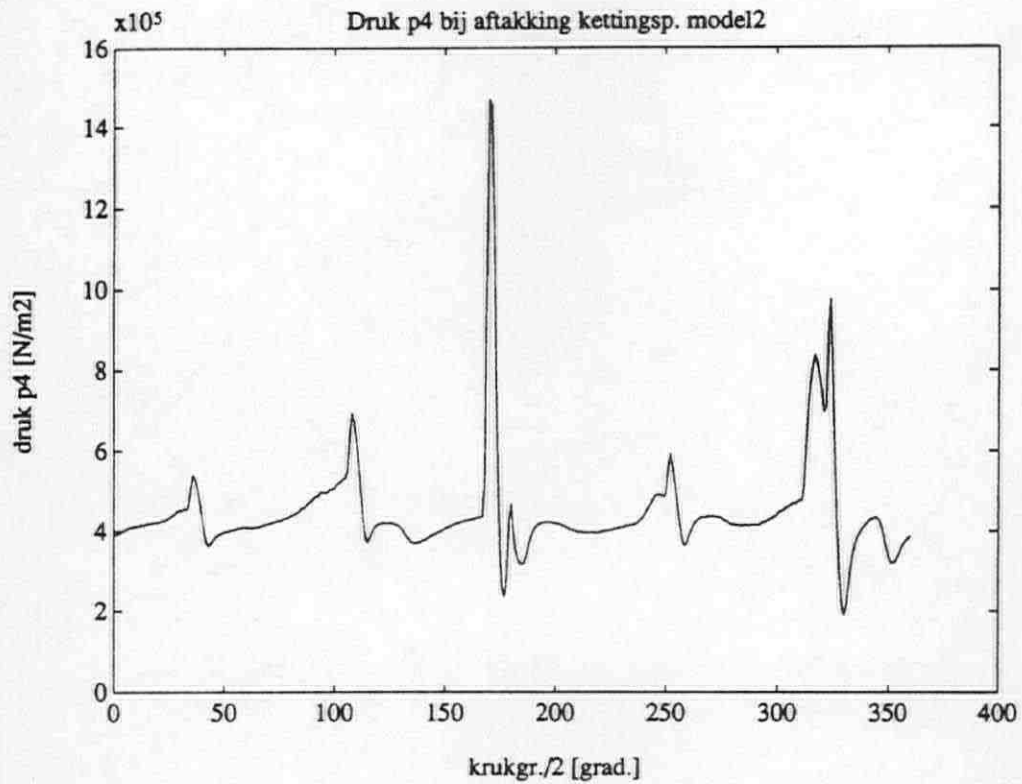
Figuur 120: Network smeeroliecircuit behorend bij figuur 119 [ref. 76].



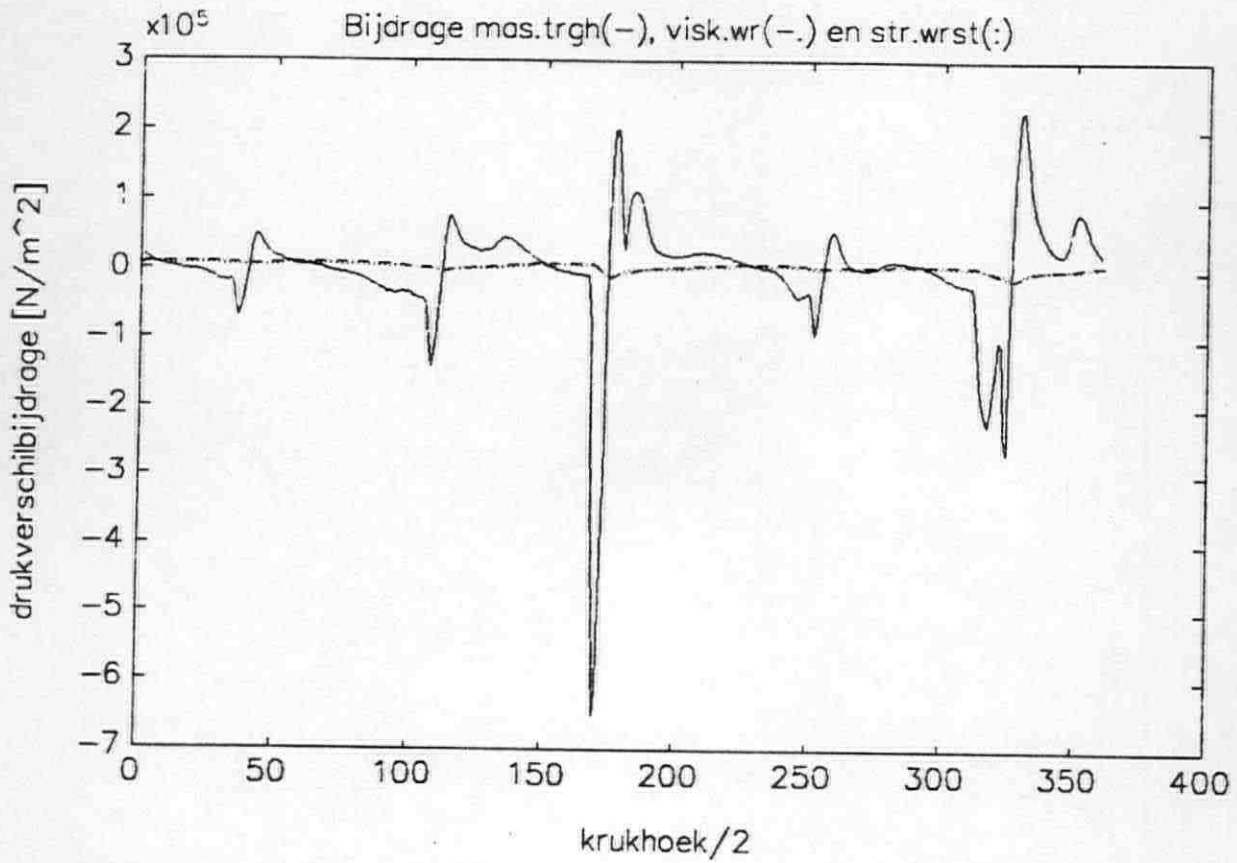
Figuur 121:a. Dynamische smeeroliedruk volgens model 1.



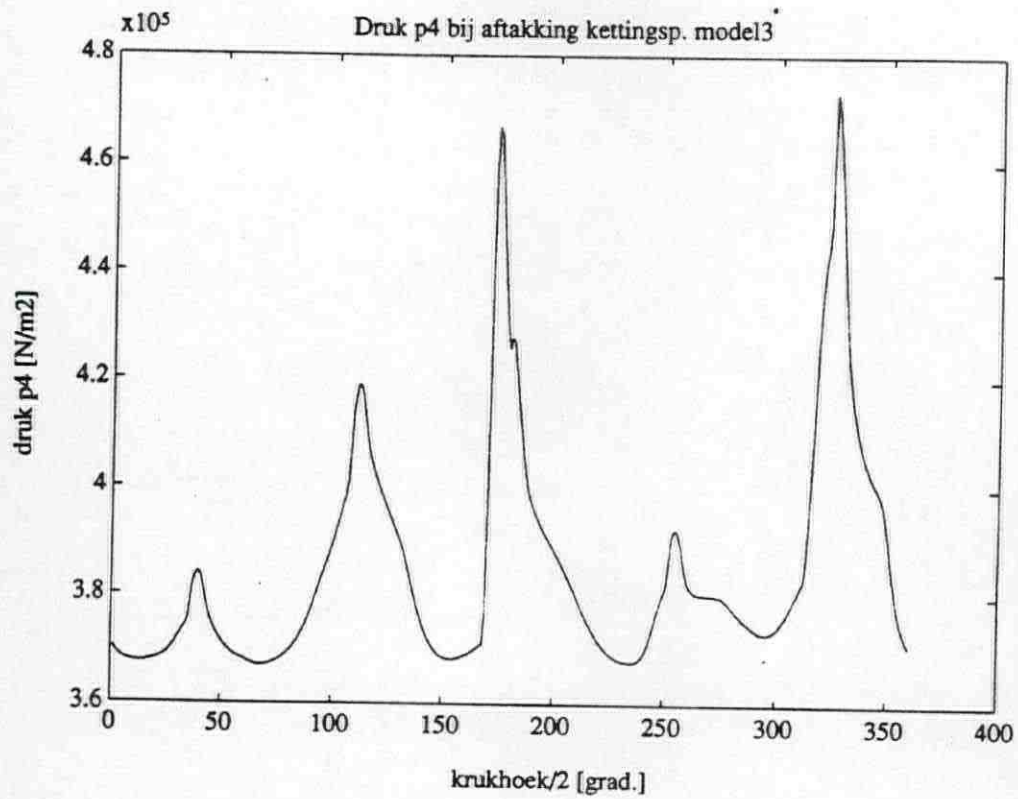
Figuur 121:b. Invloed massa traagheidseffecten op p4-p3.



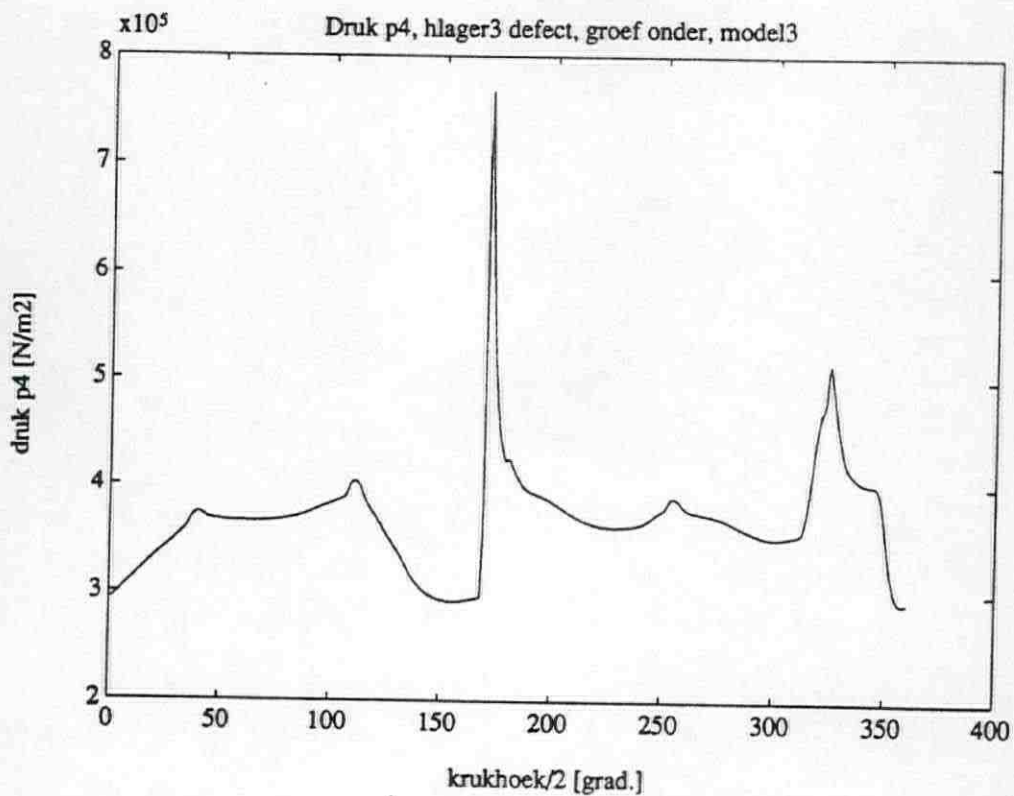
Figuur 122:a. Dynamische smeeroliedruk volgens model 2.



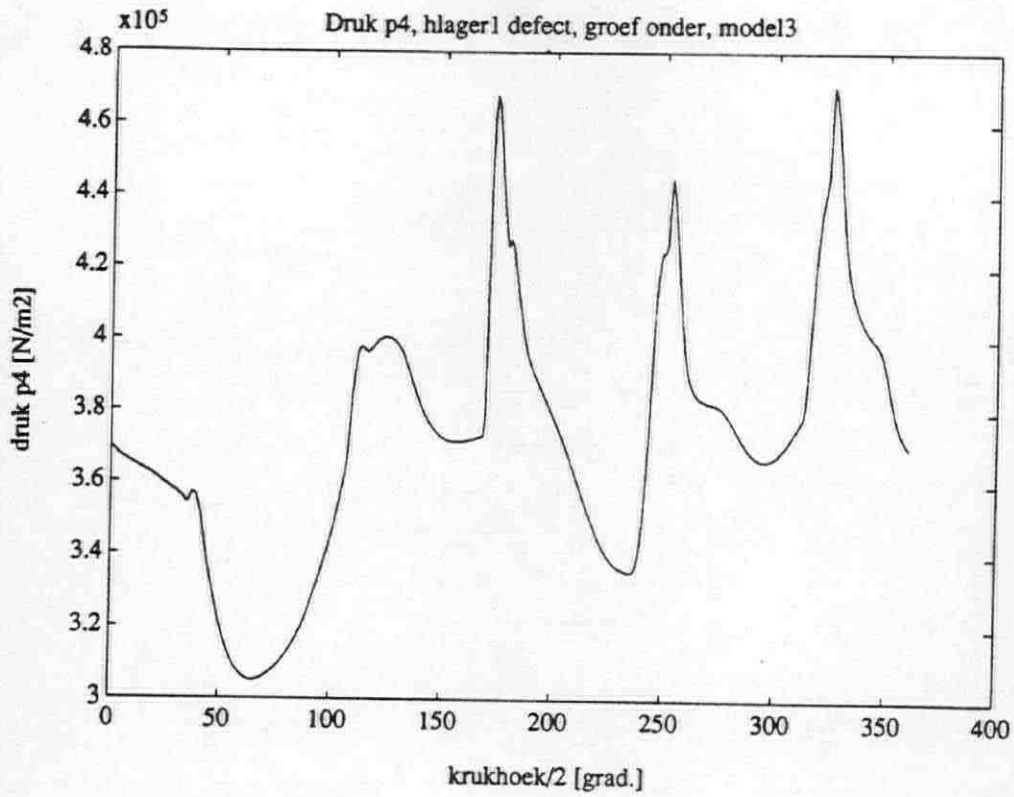
Figuur 122:b. Invloed massatraagheidseffecten op p4-p3.



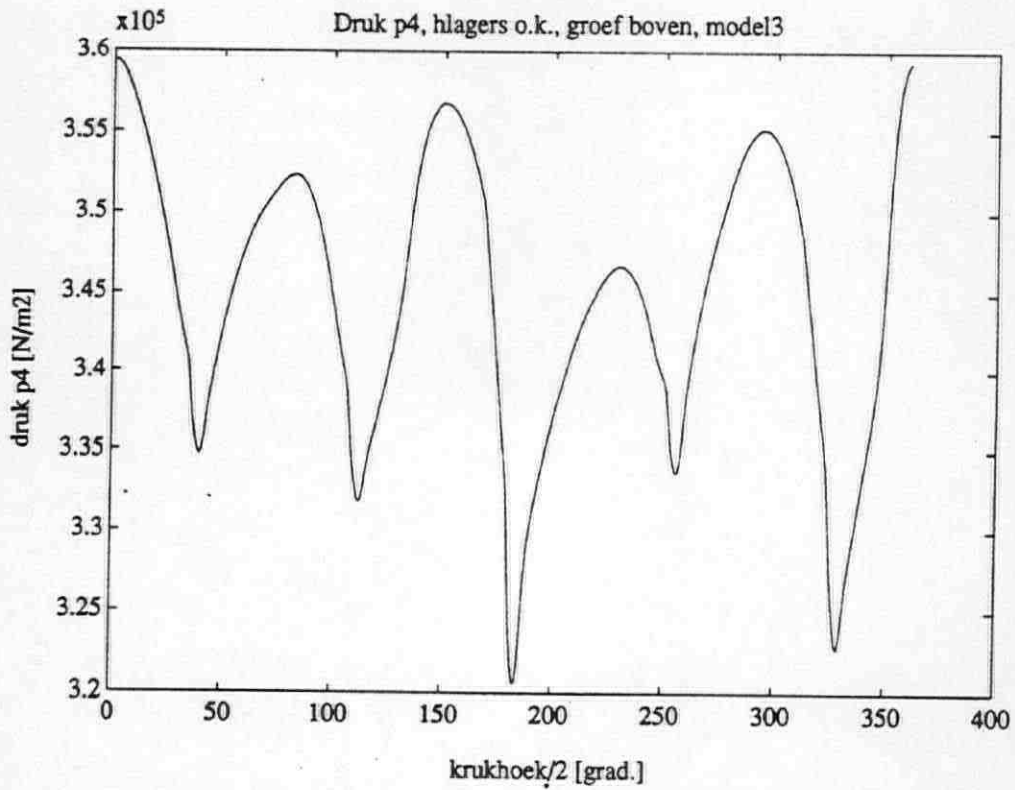
Figuur 123: Dynamische smeeroliedruk volgens model 3.



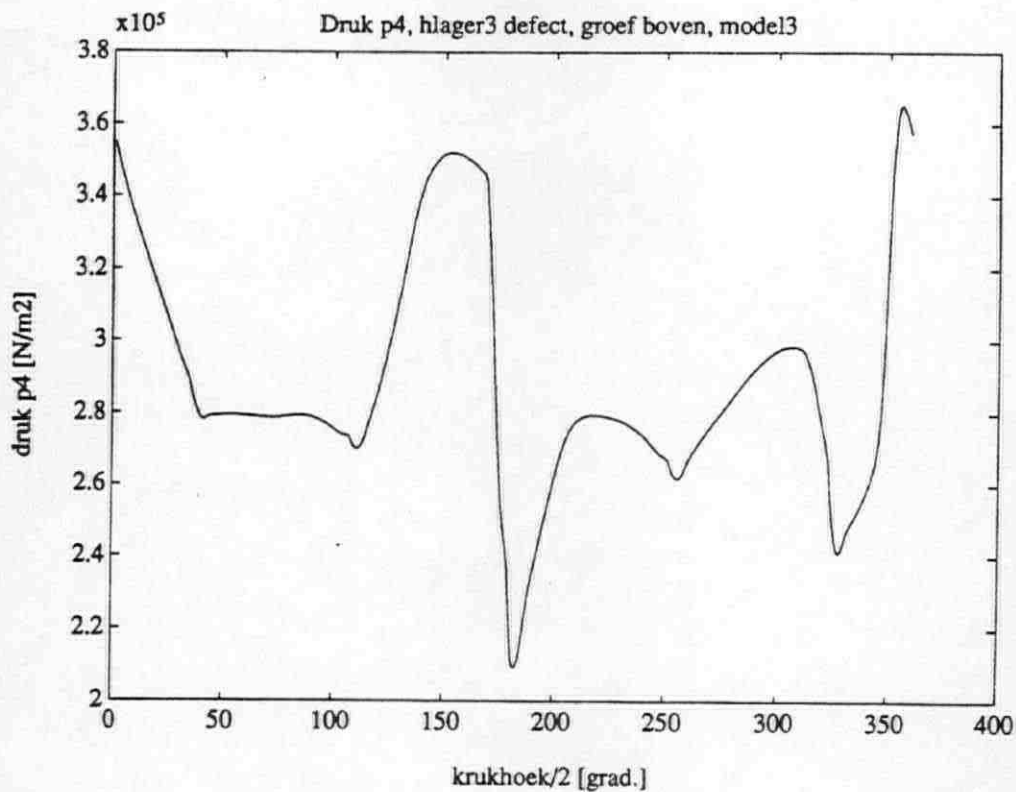
Figuur 124: Dynamische smeeroliedruk bij defect hoofd-lager 3 en groef onder in de lagers.



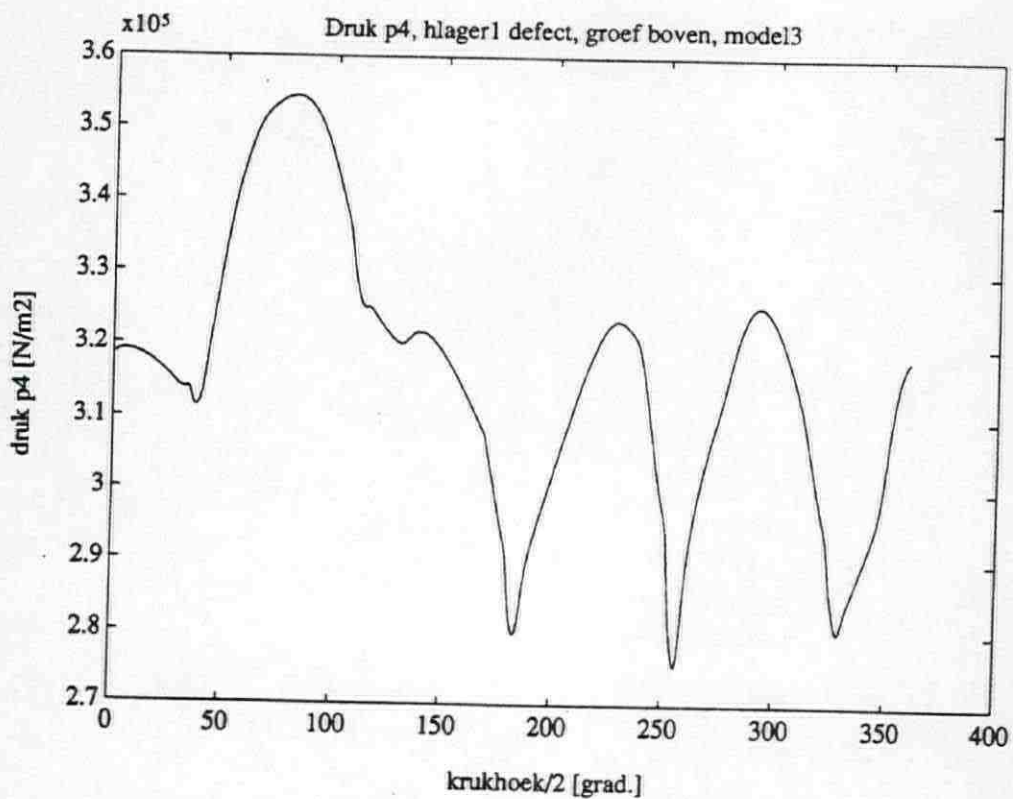
Figuur 125: Dynamische smeeroliedruk bij defect hoofd-lager 1 en groef onder in de lagers.



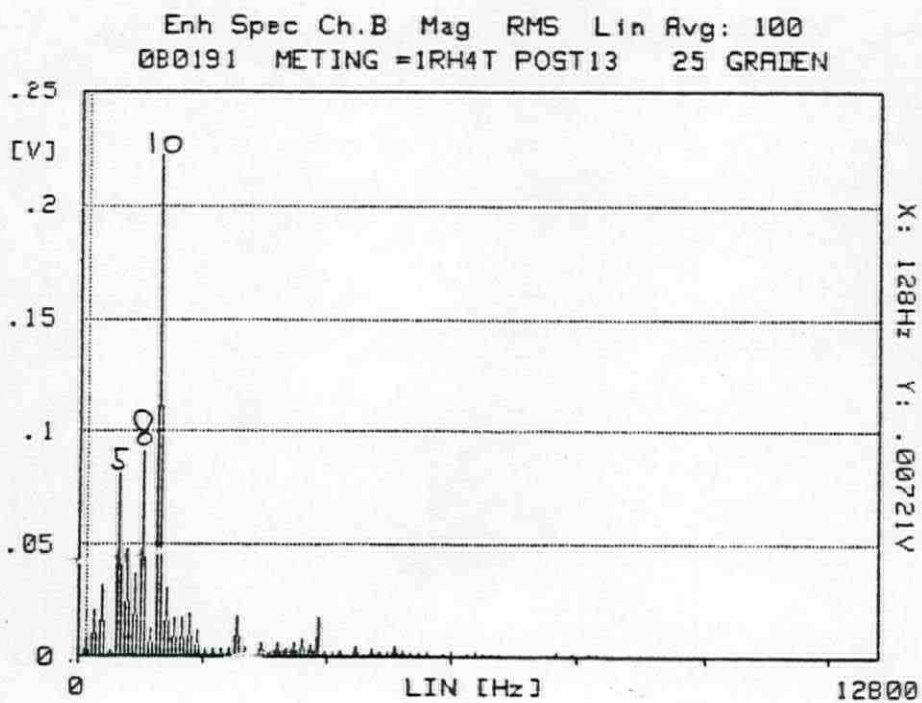
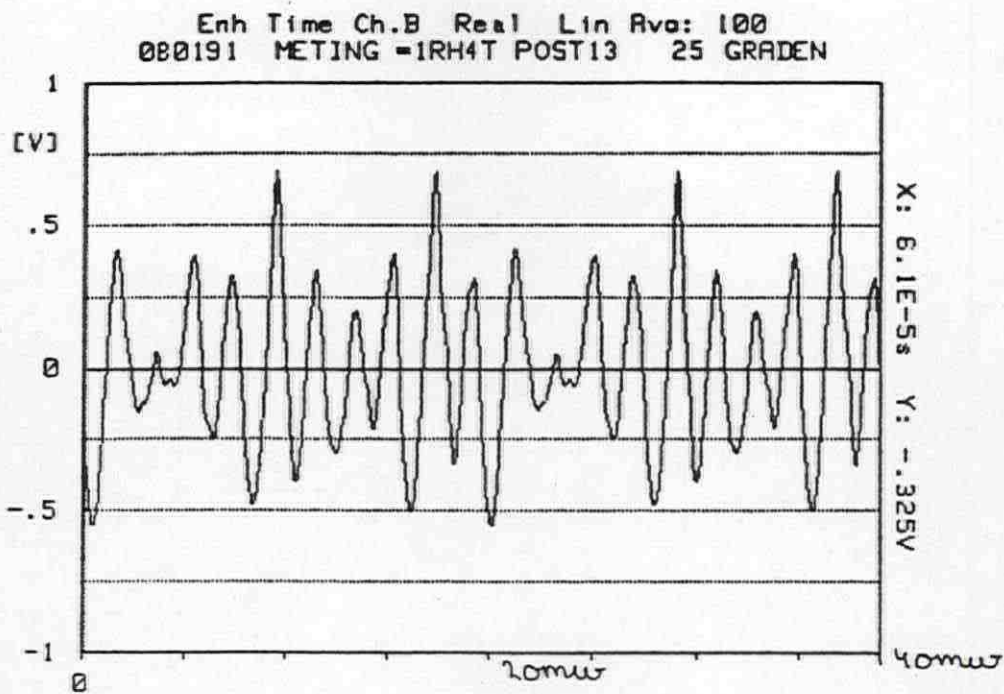
Figuur 126: Dynamische smeeroliedruk bij lagers met groef boven in.



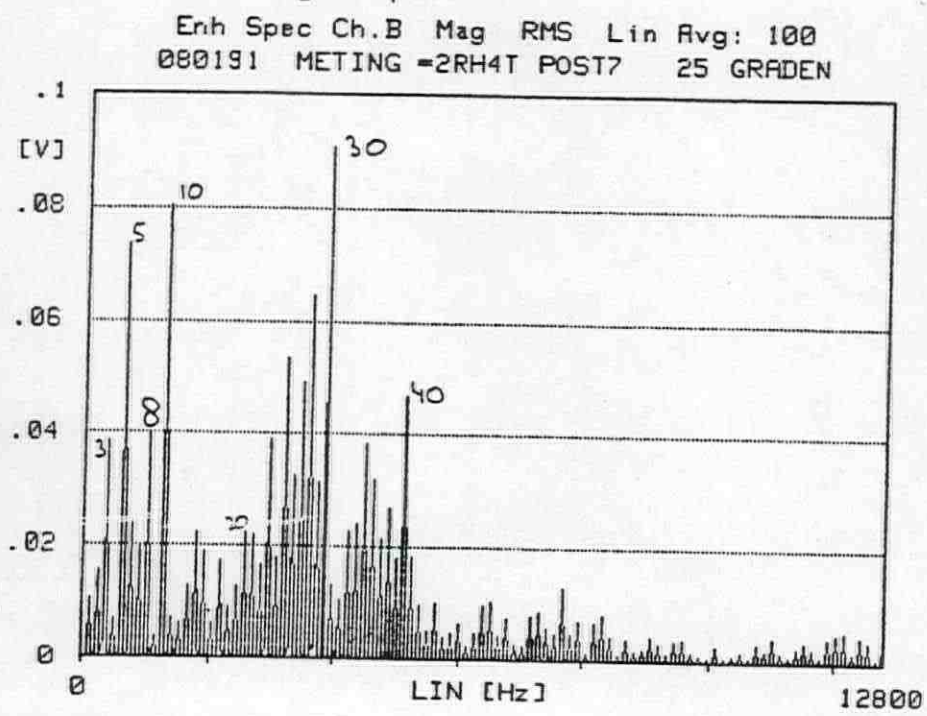
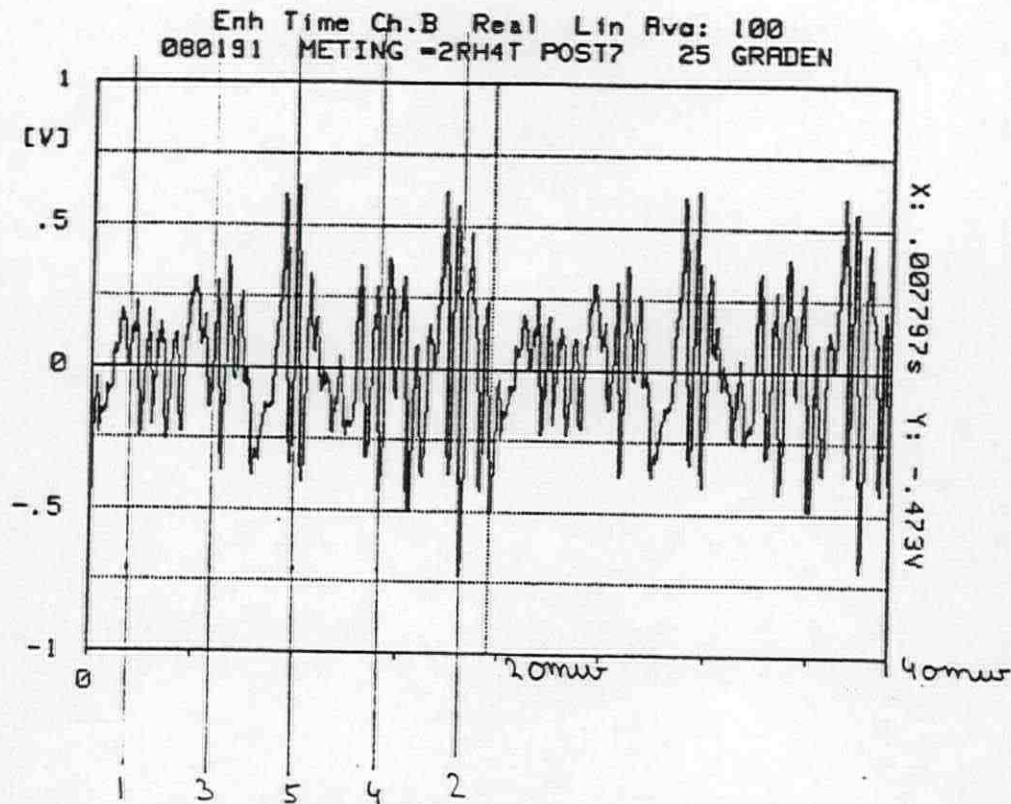
Figuur 127: Dynamische smeeroliedruk bij defect hoofd-
lager 3 en groef boven in de lagers.



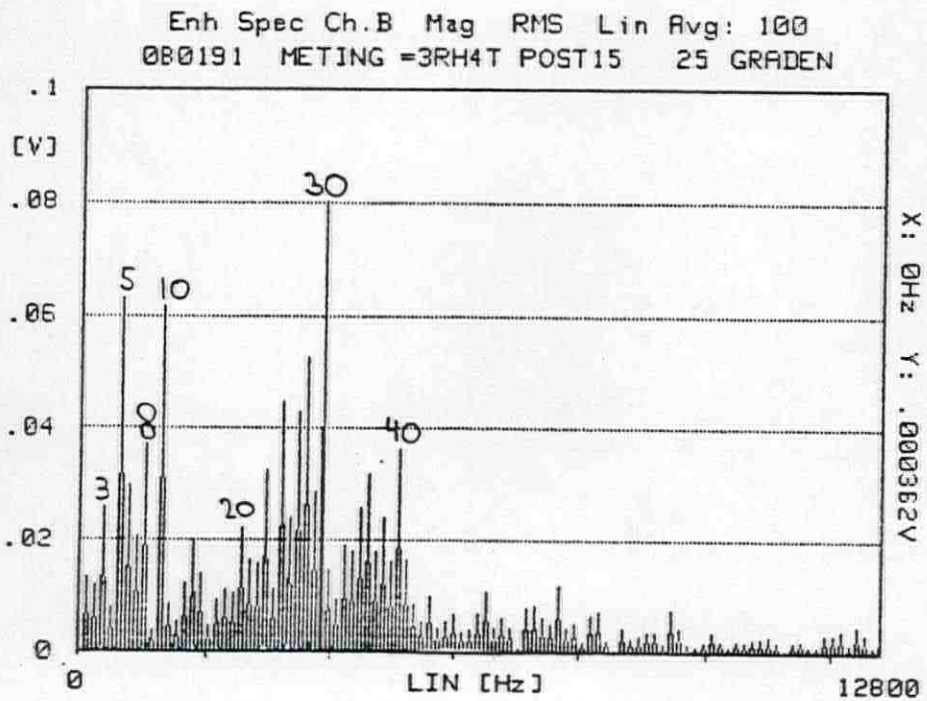
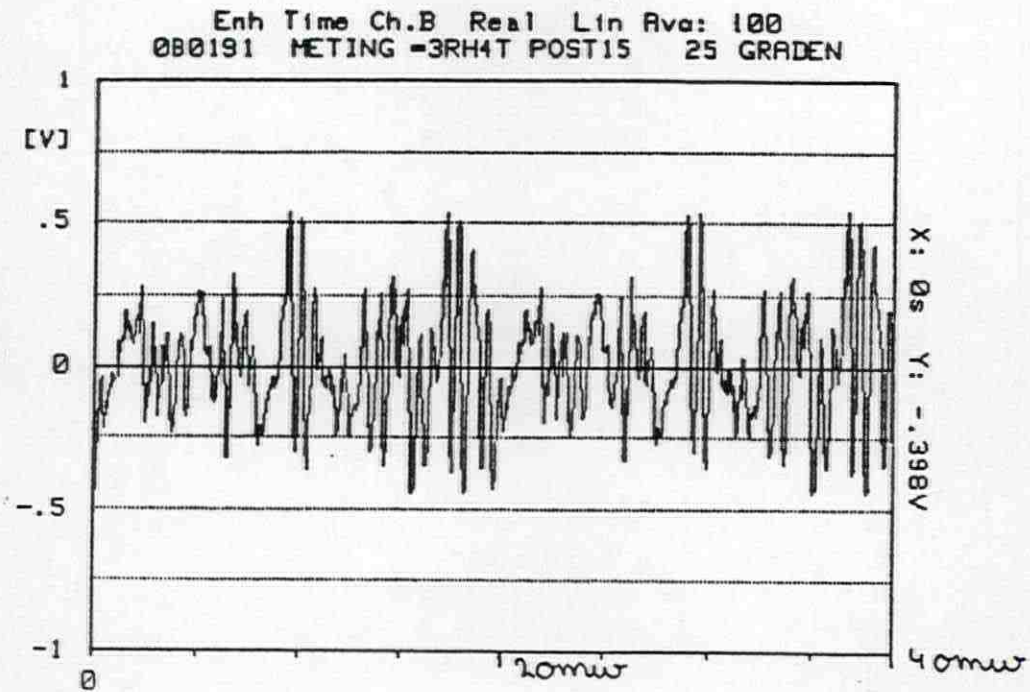
Figuur 128: Dynamische smeeroliedruk bij defect hoofd-
lager 1 en groef boven in de lagers.



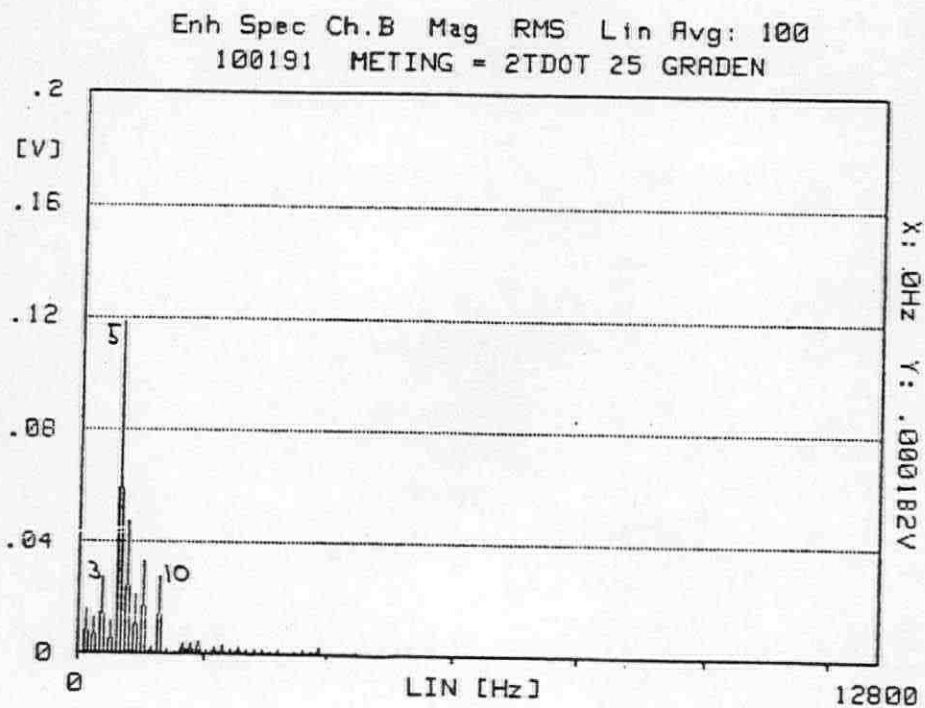
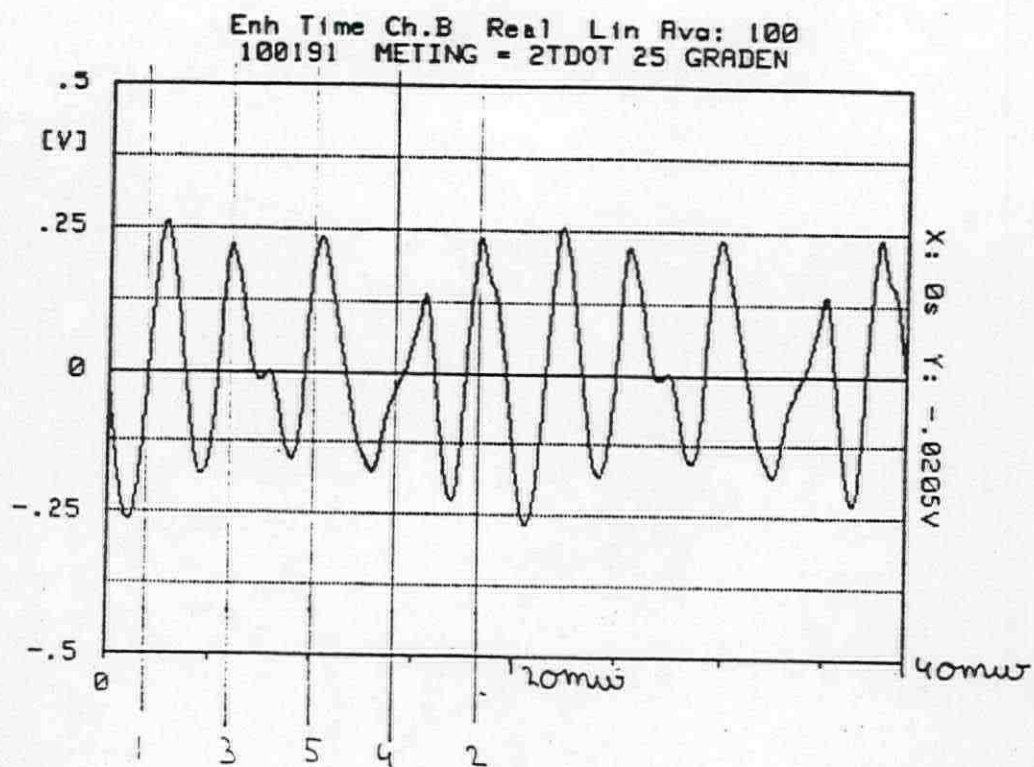
Figuur 129: Dynamische drukmeting proefmotor met rek-strook drukopnemer en het frequentiespectrum.



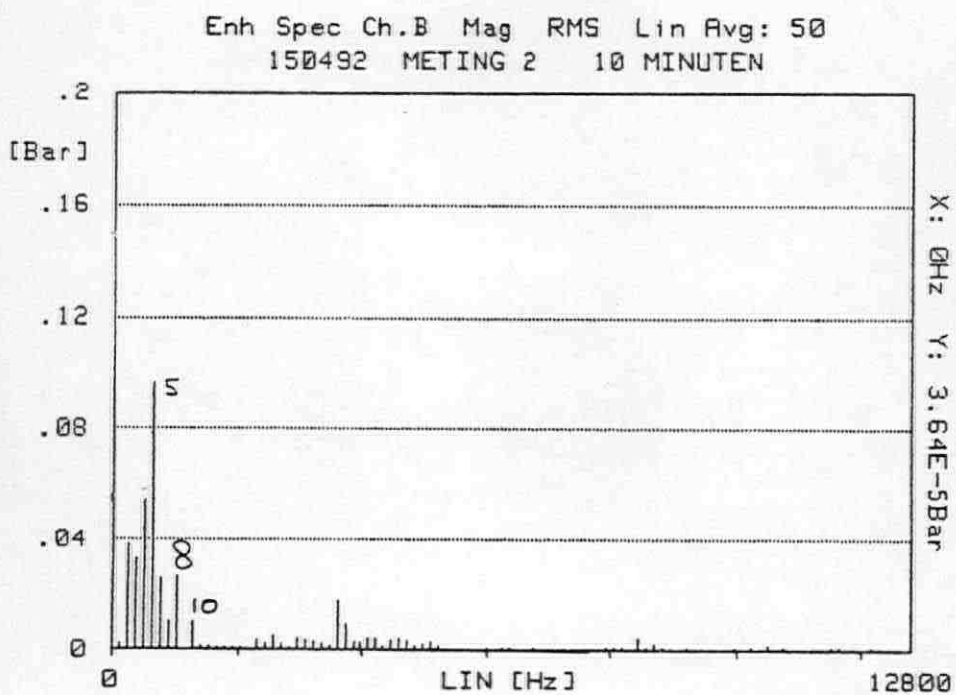
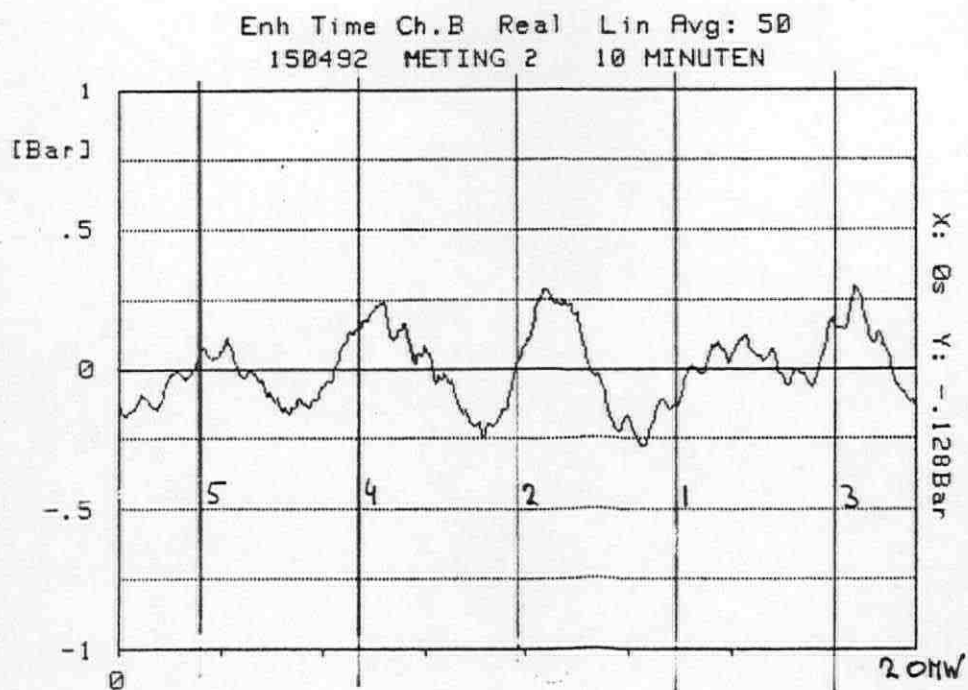
Figuur 130: Dynamische drukmeting proefmotor met piëzo-resistieve druksensor en het frequentiespectrum.



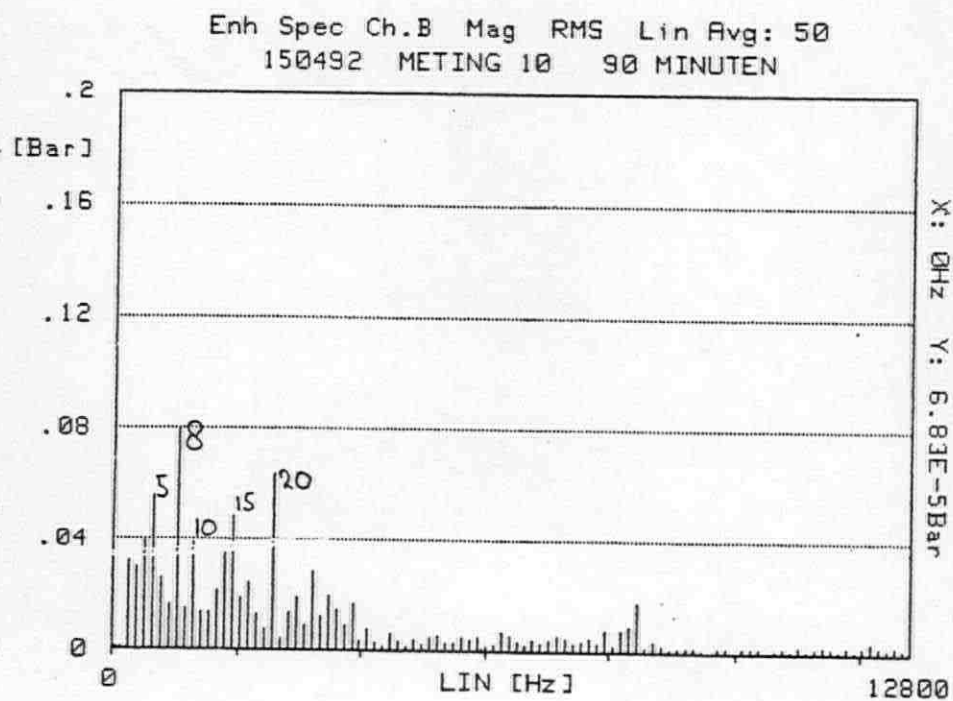
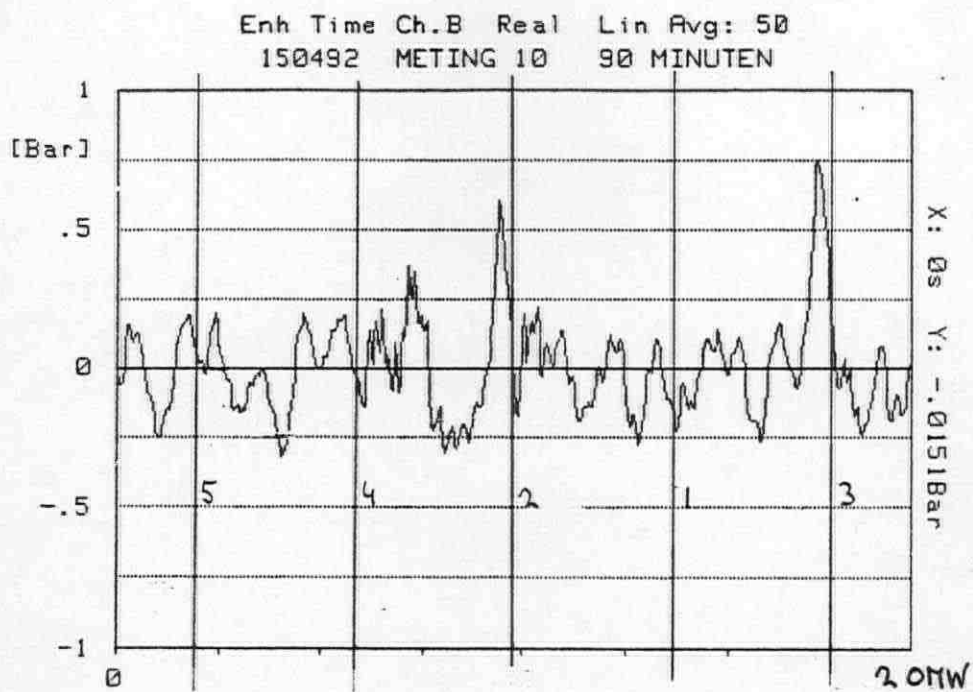
Figuur 131: Dynamische drukmeting met piëzoëlectrische druksensor en het frequentiespectrum.



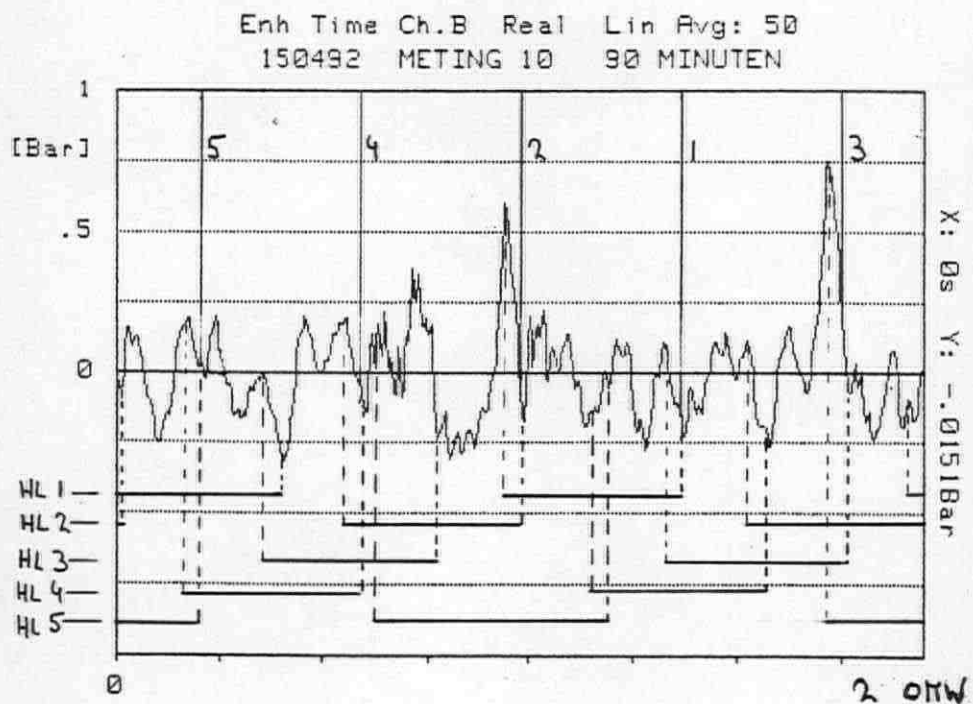
Figuur 132: Dynamische drukmeting proefmotor met piëzo-resistieve druksensor en meetleiding (meetpijpje).



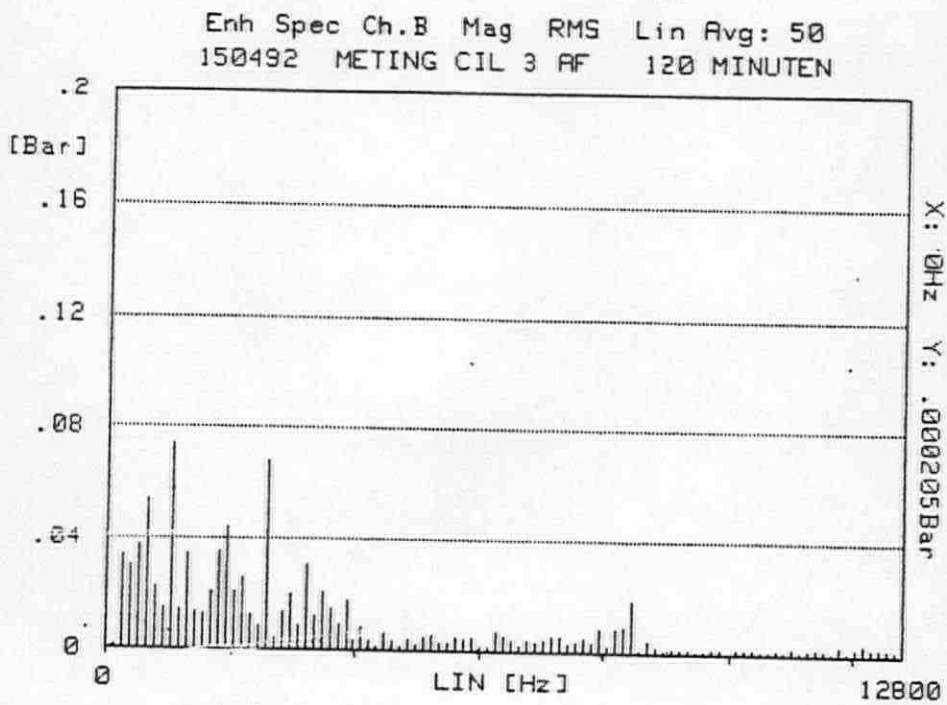
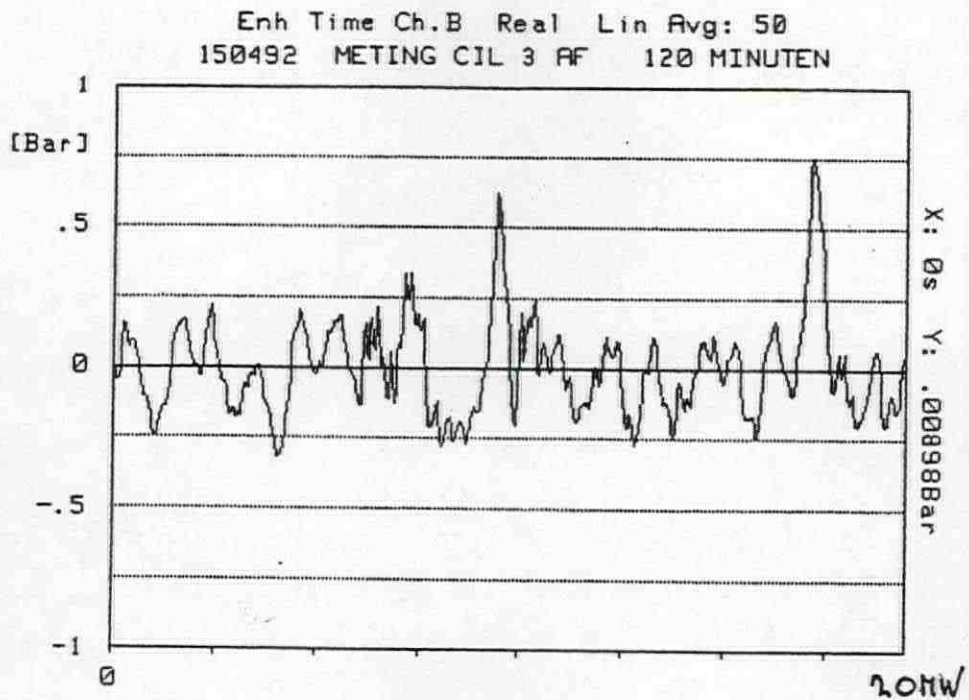
Figuur 133: Dynamische drukmeting koude proefmotor met piëzoresistieve druksensor.



Figuur 134: Dynamische drukmeting warme proefmotor met piëzoresistieve druksensor.

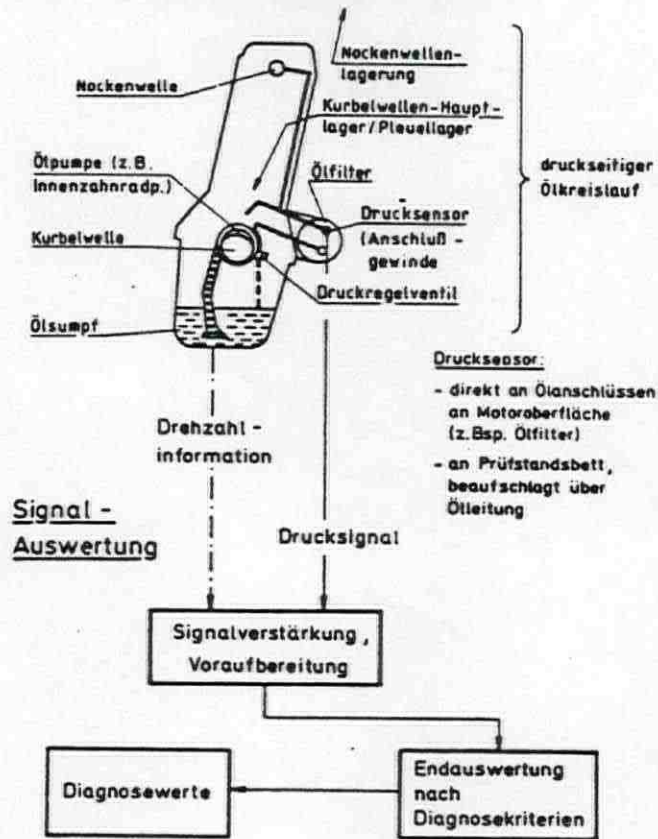


Figuur 135: Dynamische drukmeting warme proefmotor met overlap krukasboring en smeeroliegroef onder in het hoofdlager ingetekend.



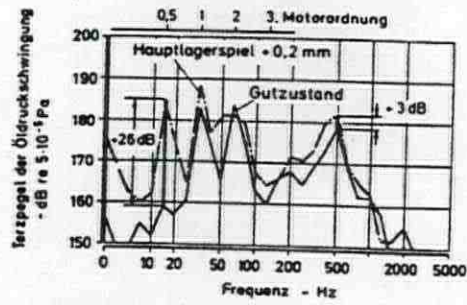
Figuur 136: Dynamische drukmeting proefmotor met cilinder 3 af.

schematischer Ölkreislauf eines Motors

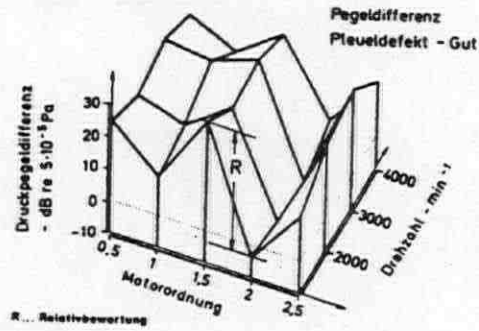


Figuur 137: Schema motordiagnose (lagercon-trole) met behulp van dynamische smeerolie-drukmetingen [ref. 79].

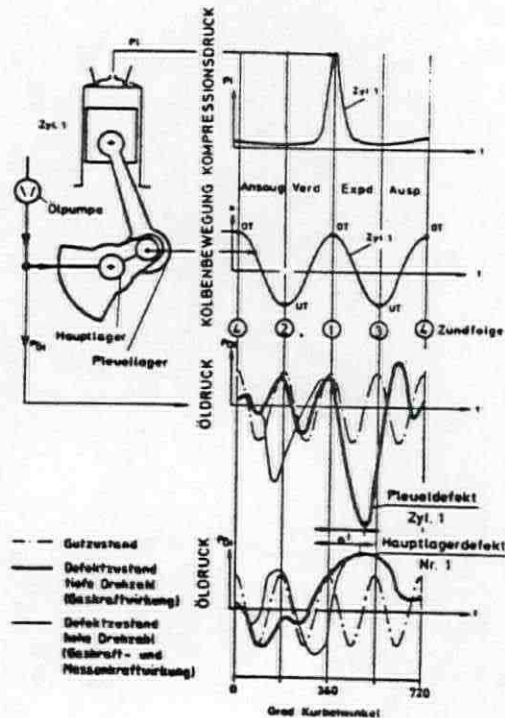
Terzspektralanalyse



Ordnungsanalyse



Figuur 138: Frequentieanalyse dynamische smeeroliedruk met vergelijk goed en defecttoestand [ref. 79].



Figuur 139: Ontstaan dynamische oliedruk pulsaties in verbrandingsmotoren [ref. 79].

COMPONENT	% OF TOTAL SAMPLE ANALYSED	
	Heavy Fuel	Distillate Fuel
Oil + soluble hydrocarbons	41.4	77.3
Carbon (as soot)	22.7	11.7
Calcium	22.1	0.7
Sulphur	11.0	4.9
Copper	1.1	0.05
Lead	0.1	0.07
Tin	0.1	0.1
Phosphorous	0.7	1.14
Zinc	0.6	3.55
Iron	0.2	0.49

Tabel 1: Chemische analyse van sludge uit smeeroliefilters van motoren op zware en gedistilleerde brandstoffen [ref. 11].

MATERIAL	FILTER MESH SIZE (η)	MEAN PARTICLE SIZE (μm)	PARTICLE SIZE RANGE (μm)
Heavy fuel engine filtrate	0.3	8	1.5—20
	0.8	10	4—20
	3.0	9	3—20
	5.0	15	3—70
	14.0	27	8—50
Distillate fuel engine filtrate	14	4	2—7
Heavy fuel engine bearing		21	8—30

Tabel 2: Deeltjesgrootte van sludge uit smeeroliefilters van motoren op zware en gedistilleerde brandstoffen [ref. 11].

BEARING MATERIALS/ NOMINAL COMPOSITION	RELATIVE* PERFORMANCE			
	A	B	C	D
TIN BASED BABBITT				
SnSb9.25Cu4.25	1	5	5	4
SnSb8.5Cu3.5Cd1.0Cr0.1	2	5	5	4
LEAD BASED BABBITT				
PbSb10Sn6	1	4	5	5
TIN-ALUMINIUM				
AlSn40Cu0.5	3	4	5	4
AlSn20Cu1.0	4	4	5	4
AlSn6Cu1.0	4	3	5	3
TIN-ALUMINIUM-SILICON				
AlSn10Si4Cu1	4	4	5	4
COPPER-LEAD				
CuPb30	4	3	1	3
LEAD-BRONZE (sintered)				
CuPb25Sn1.5	5	3	2	3
CuPb22Sn4.5	5	3	2	3
CuPb10Sn10	5	1	3	1
LEAD-BRONZE (cast)				
CuPb10Sn10	5	1	3	1
CuPb20Sn5	4	3	2	3
SILVER ALLOYS				
	5†	4	5†	1

* The relative performance figures are given for guidance only as an indication of the relative merits of the various materials. The higher the rating - the higher the performance.

† Except in the presence of sulphur.

A	Fatigue strength
B	Seizure resistance
C	Corrosion resistance
D	Embeddability/conformability

Tabel 3: Relatieve eigenschappen van lagermaterialen [ref. 14].

Inleidend faalmechanisme	Tussen faalmechanismen	Eind faalmechanismen
1. Smeltslijtage (A)	a. smeltslijtage (B)	a. smeltslijtage
	b. plastische vervorming (A)	
	c.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	c. ploegslijtage smeltslijtage
2. Plastische vervorming (A)	a. ploegslijtage (A)	
	b. oppervlaktevermoeiing (A)	
3. Adhesie (A)	a.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	a. ploegslijtage smeltslijtage
4. Ploegslijtage (A)	a. ploegslijtage (B)	a. ploegslijtage
	b.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	b. ploegslijtage smeltslijtage
5. Oppervlaktevermoeiing (A)	a.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	a. ploegslijtage smeltslijtage
6. Fretting corrosie (C)	a. smeltslijtage (A)	
	b.1. vermoeiing (C) 2. corrosie (C) 3. abrasie (C)	b. vermoeiing plastische vervorming
7. Abrasie (A)	a. abrasie (B)	a. smeltslijtage
	b.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	b. ploegslijtage smeltslijtage
8. Corrosie (A)	a.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	a. ploegslijtage smeltslijtage
9. Stromingserosie (A)	a. oppervlaktevermoeiing (A)	
10. Cavitatie-erosie (A)	a. oppervlaktevermoeiing (A)	
11. Deeltjeserosie (A)	a.1. corrosie (B) 2. vermoeiing (B) 3. abrasie (B)	a. ploegslijtage smeltslijtage

(A)= aantasting looplaag;
(B)= aantasting tussenlaag;
(C)= aantasting rug en deelhelften.

Tabel 4: "Treintjes" van faalmechanismen voor multilaag-lager van lood-brons in een dieselmotor (fig. 9).

Faalmechanisme	Plaats in het lager	Verschijningsvorm	Degradatie lager
a.1. Smeltslijtage	zwaarst belaste deel	abnormale slijtage en uitgesmeerd materiaal	snel
a.2. Plastische vervorming	deelhelften en zwaarst belaste deel	spreidingsverlies en onregelmatig slijtagevlak	langzaam
a.3. Adhesie	zwaarst belaste deel	abnormale slijtage	langzaam
a.4. Ploegslijtage	zwaarst belaste deel	radiale krassen en vuilinbedding	snel
a.5. Oppervlaktevermoeding	zwaarst belaste deel	plekken verwijderd materiaal	langzaam
a.6. Fretting corrosie	deelhelften en op de rug	zwarte en bruin-rode vlekken	langzaam
b.1. Abrasie	zwaarst belaste deel	radiale krassen en vuilinbedding	langzaam
c.1. Corrosie	zwaarst belaste deel	plekken verwijderd materiaal	langzaam
c.2. Stromingserosie	rand smeeroliegroef	verwijderd materiaal	langzaam
c.3. Cavitatie-erosie	a. licht belast deel;	a. plekken verwijderd materiaal;	langzaam
	b. rand smeeroliegroef;	b. verwijderd materiaal;	
	c. uiteinde smeeroliegroef.	c. verwijderd materiaal.	
c.4. Deeltjeserosie	rand smeeroliegroef	abnormale slijtage	langzaam

Tabel 5: Overzicht faalmechanismen.

Total ship horsepower	Less than 8000				8000 to 17 999				18 000 and over			
	Slow speed		Medium speed		Slow speed		Medium speed		Slow speed		Medium speed	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
<i>Component</i>												
Bedplate	1		22	2.2	1		18	4.1	0		2	1.5
Camshafts	3		16	1.6	7		8	1.8	12	1.4	1	
Con-rod shaft bearings	12	2.1	24	2.4	61	2.1	24	5.4	24	2.7	15	11.5
Crankshaft, main bearings	5		29	2.9	27		25	5.7	14	1.6	22	16.9
Crankcase	0		1		1		2		0		2	1.5
Crosshead gudgeon bearings	32	5.6	0		148	5.2	1		46	5.2	0	
Cylinder block, jacket	4		4		39	1.4	5	1.1	9	1.0	2	1.5
Cylinder cover	9	1.6	16	1.6	37	1.3	6	1.4	28	3.2	5	3.8
Cylinder entablature	0		1		19		4		6		0	
Cylinder liner	14	2.5	13	1.3	130	4.5	10	2.3	33	3.7	5	3.8
Fuel pumps	3		4		19		8	1.8	2		1	
Governors	3		6		1		6	1.4	0		0	
Internal gearing	3		20	2.0	17		4		8		8	6.2
Pistons	9	1.6	14	1.4	103	3.6	28	6.3	31	3.5	17	13.1
Pump drives	0		4		0		0		0		0	
Seating	2		4		7		5	1.1	5	1.1	1	
Turbo-blower	16	2.8	25	2.5	99	3.5	25	5.7	38	4.3	16	12.3
Valves and valve gear	9	1.6	25	2.5	14		17	3.8	9	1.0	6	4.6
Scavenge trunking	0		0		6		1		5		0	
Others	9	1.6	18	1.8	56	1.9	12	2.7	15	1.7	8	6.2
All	134	23.5	246	24.9	792	27.7	209	47.3	285	32.2	111	85.4
Aggregate years service												
2 SA Engines	480		16		2858		19		885		6	
4 SA Engines	91		973		—		423		—		124	
All	571		989		2858		442		885		130	
Average no cylinders per installation	6.0		12.0		6.4		18.7		8.5		36.1	
<p>A Number of defect incidents B Incidence of defect per 100 ship years service (quoted only when greater than 1)</p>												

Tabel 6: Faalfrequentie van belangrijke diesel-motoronderdelen [ref. 36].

Schadensursachen

Konstruktions- bedingte Schäden durch:	<ul style="list-style-type: none">● fehlerhafte Berechnung, z. B. bezüglich<ul style="list-style-type: none">— der mechanischen und thermischen Beanspruchung— des Schmierstoffbedarfs— der Größe des engsten Schmier- spalts● ungeeignete Stoffpaarung, z. B. bezüglich<ul style="list-style-type: none">— Form- und Maßstabilität— statischer und dynamischer Festigkeit● ungeeignetes Schmiersystem, z. B. hinsichtlich<ul style="list-style-type: none">— Ort der Schmierstoffzufuhr— Art der Schmierstoffzufuhr und -verteilung.
Herstellungs- bedingte Schäden durch:	<ul style="list-style-type: none">● Unzulänglichkeiten im Lager- werkstoff, z. B.<ul style="list-style-type: none">— Zusammensetzung— Gefüge— Porigkeit● unzureichende Bindung Lager- werkstoff/Stützschaie● unzureichende<ul style="list-style-type: none">— Mikroformgenauigkeit (Oberflächenrauheit)— Makroformgenauigkeit (z. B. Balligkeit).
Montagebedingte Schäden durch:	<ul style="list-style-type: none">● ungenügende Vorspannung● unsauberen Lagerschalensitz● Fremdkörper in der Lagerstelle oder im Schmiersystem● Nichtfluchten des Welle-Lager- systems.
Betriebsbedingte Schäden durch:	<ul style="list-style-type: none">● Überbeanspruchung (mechanisch; thermisch)● ungeeigneten Schmierstoff<ul style="list-style-type: none">— verunreinigt— gealtert— erhöhter thermischer Belastung nicht gerechtfertigt● Wartungsfehler.

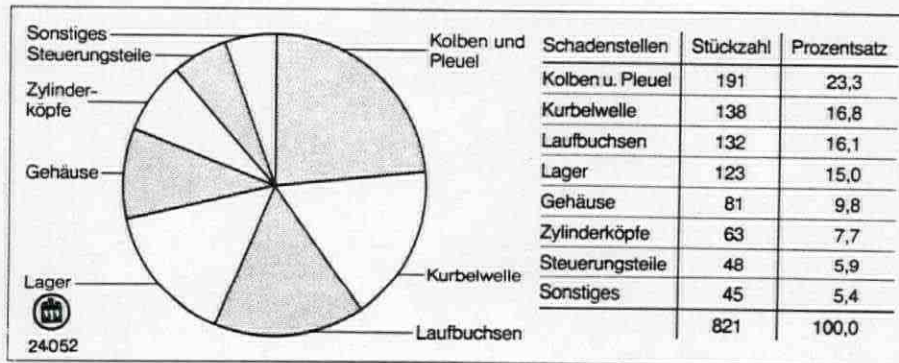
Tabel 7: Veel gebruikte indeling van faaloorzaken voor glijlagers [ref. 33].

Anwendungsgebiet	Stückzahl	Prozentsatz
Erdbaumaschinen	209	51,1
Stromerzeugung	58	14,2
Wasserfahrzeuge	42	10,3
Baustellenfahrzeuge	32	7,8
Gabelstapler	29	7,1
Schienenfahrzeuge	19	4,6
Kompressoren, Pumpen	11	2,7
Sonstiges	9	2,2
	409	100,0



 24055

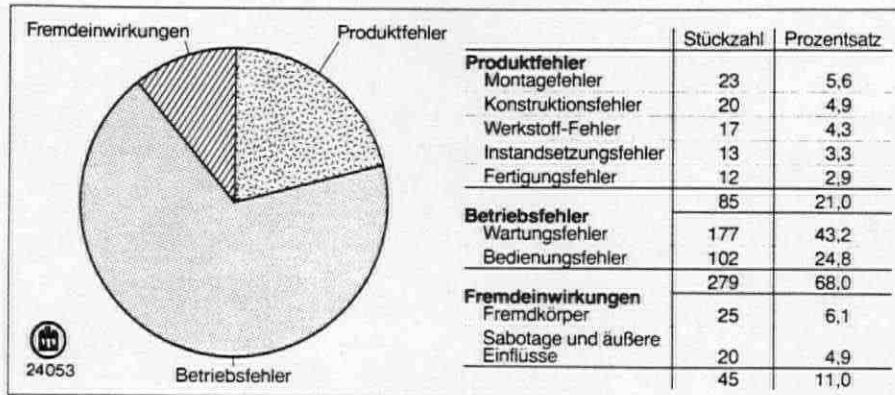
Tabel 8: Verdeling naar toepassing van de motoren uit de analyse [ref. 38].



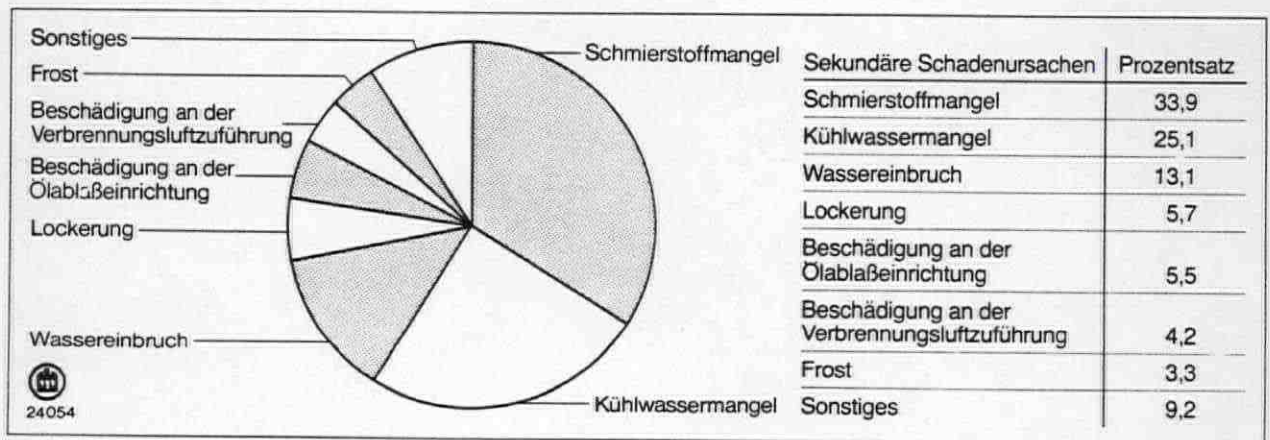


 24052

Tabel 9: De verdeling naar schadeplaats van de motoren uit tabel 8 [ref. 38].



Tabel 10: De verdeling naar faaloorzaak [ref. 38].



Tabel 11: Verdeling naar begeleidende omstandigheden (secundaire faaloorzaak) [ref. 38].

Schadensbild	Dampfturbinen	Wasserturbinen	Getriebe	Mechanische Kuppelungen	Hydraulische Kuppelungen	Gleitlager	Wälzlager	Zahnräder	Durchschnitt
Ermüdung	21,1	12,0	12,5	15,6	15,0			17,0	10,0
- Ermüdungsbruch	9,0								
- Wärmespannungsrisse									45,0
Verschleiß	23,7	3,2	3,7	15,6	5,0				
- abrasiv	1,5								
- erosiv									
- Fressungen	5,4	4,8	8,8	18,7	24,5	14,5	15,3		
- Oberflächenschädigung	12,9	8,8	6,5			18,3			
- Tragbildveränderung		24,8	9,5			67,2	65,3	16,0	
Korrosion	3,8				5,5				1,0
Sonstige	7,7	12,8	3,7						
- Verformung	6,3	5,6	2,0	3,1				4,0	
- Anrisse	6,0	21,6	47,8	12,6	30,0		7,1	7,0	
- Gewaltbruch				31,3	5,0		8,2	56,0	
- Überhitzung				3,1			4,1		
- Andere	2,6	6,4	5,5		15,0				
I n s g e s a m t	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

Tabel 12: Frequentieverdeling naar faalmechanisme voor diverse werktuigonderdelen [ref. 34].

CLASSIFICATION OF WEAR-DEBRIS MONITORING METHODS

Direct Debris Detection:

Optical Oil Turbidity Monitors
Electrically Conducting Filters
Inductive Techniques
Capacitative Techniques

Debris Collection and Inspection:

Existing Filtration System or Centrifuge
Special Oil Monitor Filters
Magnetic Plugs
Magnetic Plugs and Debris Tester

Lubrication Sampling and Analysis:

Elemental (Spectroscopic) Analysis
Atomic Absorption
Atomic Emission
X-ray Fluorescence

Wear Particle Analysis

Light Blockage Particle Counting
Electric Pulse Particle Counting
Direct Reading Ferrography
Electron Microprobe Analysis
Debris Tester with Rotary Particle Depositor

Other Methods

Electrical Resistance
Neutron Activation Analysis
Microbiological Analysis
General Physical/Chemical Tests

Tabel 13: Detectiemethoden van slijta-
gedeeltes in smeerolie [ref. 40].

Parameter	Ferrographic wear analysis	RPD with debris tester	Spectrometric oil analysis	Millipore filtration with debris tester	Magnetic plug inspection	On-line techniques
Concentration	Good (ferrous)	Good (ferrous)	Excellent	Good (ferrous)	Good (ferrous)	Excellent
Particle morphology	Excellent	Excellent	-	Good	Good	-
Size distribution	Good	Fair	-	Fair	-	-
Elemental composition	Good	Good	Excellent	Good	Good	-
Particle-size range	$\geq 1 \mu\text{m}$	$\geq 1 \mu\text{m}$	1 to 8 μm	All sizes	25 to 400 μm	-
Limitations	Limited recognition of elemental composition. Limited to ferrous and paramagnetic particles. Costly	As for ferrography but not as costly	Unable to identify shape, size, etc. of particles. Limited size range	Collects all contaminants in lubricant, making particle observation sometimes difficult	Limited to ferrous particles. Coarse particles recognized	Requires oil flow
Comment	Excellent for prediction of incipient failures	Excellent for prediction of incipient failures. Can handle more contaminated oil than ferrography	Good for monitoring of normal wear	Ideal for use by plant personnel	Can be used for detection of abnormal wear	Continuous output eliminates human error. Relatively simple to use
Type of analysis	Laboratory off-line or in-field on-line	Laboratory off-line	Laboratory off-line	Laboratory off-line	In-field off-line or on-line	In-field on-line

Tabel 14: Overzicht olieanalysetechnieken [ref. 40].

	spectro- grafie	ferrografie	trillingsana- lyse	smeerolie- temp.bewa- king	lagerschaal- temp.bewa- king	radioactivi- teit
1. smeltslij- tage			X	X	X	X
2. plastische vervorming						
3. adhesie	X					X
4. ploegslij- tage			X	X	X	X
5. oppervlak- tevermoei- ing						X
6. fretting corrosie						X
7. abrasie	X					X
8. corrosie	X					X
9. stromings- erosie						X
10.cavitatie- erosie						X
11.deeltjes- erosie	X					X

Tabel 15: Overzicht lagerbewakingstechnieken en de hiermee te detecteren faalmechanismen van krukas- en drijf-
stanglagers in dieselmotoren.

Parameter	Gem. smeerolie- stroom	Dynamische in- stroom
motorvermogen	0	1
motortoerental	1	8
smeerolie toevoerdruk	1	1,5
lagerspeling	2	4
smeerolieviscositeit	5	7

Tabel 16: Overzicht invloed parameters op de gemiddelde smeeroliestroom en de dynamische instroom in verhoudingsgetallen.