



«Maskinkonstruksjon – smøring av maskindeler» er en innføring i tribologi med hovedvekt på smøring av maskindeler. Boka gir en grunnleggende innføring i slitasjemekanismer, friksjon og smøremekanismer.

Første del beskriver smøremidlenes oppbygging i baseolje og additiver. Oljenes viskositetsbegrep defineres og forklares grundig. De viktigste additivene blir beskrevet med fokus på antislitasje.

Boka går grundig gjennom den hydrodynamiske smøreteorien, og viser utregninger for noen enkle aksial- og radiallager. Lagrenes smørefilmtykkelse, bæreevne og friksjonstap beregnes.

Teorien for elastohydrodynamisk smøring presenteres også. Eksempler viser bruken av teorien ved beregning av smørefilmtykkelser i kule- og rullelager og i tannhjulsinngrep.

Smøring av dynamiske tetninger og stempelringer vises ved hjelp av skisser og enkle eksempler.

Boka viser hvordan harde og myke belegg kan endre friksjons- og slitasjeegenskapene. Kontakten mellom maskindelens flater beskrives og boka har en grundig gjennomgang av Hertz' spenningsformler ved kontakt mellom ikke-konforme flater som kuler og ruller.

Til slutt i boka er det fokusert på oljevedlikehold og tilstandskontroll av maskiner ved hjelp av oljeanalyser.

ISBN 978-82-303-5288-5



MASKINKONSTRUKSJON

LARS LUNDE

MASKIN- KONSTRUKSJON

Smøring av maskindeler
– en innføring i tribologi



LARS LUNDE

Innhold

1	INTRODUKSJON – SMØRING, FRIKSJON OG SLITASJE	13	4	FLATER I KONTAKT	187
1.1	Flater og ruheter	13	4.1	Overflater	187
1.2	Adhesiv og abrasiv slitasje	14	4.2	Hardhet og hardhetsmålinger	188
1.3	Hydrodynamisk smøring	15	4.3	Ru flater	196
1.4	Elastohydrodynamisk smøring	17	4.4	Elastiske deformasjoner	224
1.5	Smøreregimer	17	4.5	Oppsummering – flater i kontakt	254
2	SMØREMIDLER OG ADDITIVER	21	5	SLITASJEMEKANISMER	257
2.1	Baseoljer	21	5.1	Slitasjeformer	257
2.2	Viskositet	32	5.2	Abrasiv slitasje	258
2.3	Klassifisering av smøreoljene	65	5.3	Adhesiv slitasje	263
2.4	Additiver	72	5.4	Slitasjeformelen	268
2.5	Faste smøremiddel	86	5.5	Utmattingsslitasje	276
2.6	Fettsmøring	91	5.6	Erosiv slitasje	280
2.7	Luft og gasser som smøremiddel	98	5.7	Fretting slitasje	285
2.8	Oppsummering – smøremidler	100	5.8	Kavitasjon	288
3	HYDRODYNAMISK SMØRING OG HYDRODYNAMISKE LAGER	103	5.9	Tribokorrosjon, $2 + 2 = 100$	290
3.1	Introduksjon	103	5.10	Oksidasjonsslitasje	291
3.2	Stribeck-kurven	106	5.11	Oppsummering – slitasje	293
3.3	Reynolds likning	107	6	BELEGG FOR SLITASJEBESKYTTELSE	295
3.4	Lagermetall	117	6.1	Introduksjon	295
3.5	Aksiallager	120	6.2	Harde belegg på duktile flater	297
3.6	Radiallager	158	6.3	Beleggtypen	301
3.7	Oppsummering – hydrodynamiske lager	184	6.4	Belegningsmetoder	323
			6.5	Oppsummering – belegg for slitasjebeskyttelse	344

7	SMØRING AV KULE- OG RULLELAGER	347
7.1	Lagergeometri	347
7.2	Eksempler på bruk av kule- og rullelager	348
7.3	Kraftoverføring	353
7.4	Smøremekanisme i kule- og rullelager	355
7.5	Krav til overflateruheten	364
7.6	Materialer i rullingslagrene	367
7.7	Beregning av smørefilmtykkelse	369
7.8	Fettsmurte lager	396
7.9	Temperaturforhold i en EHS-kontakt	397
7.10	Partikler i oljen	399
7.11	Utmattingskader i smurt kontakt	400
7.12	Vann i smøreoljen	403
7.13	Smøremidler for smøring av kule- og rullelager	404
7.14	Oppsummering – smøring av kule- og rullelager	406
8	SMØRING AV GIR	409
8.1	Introduksjon	409
8.2	Materialer og herding av tannhjul	411
8.3	Sylindriske tannhjul	412
8.4	Koniske tannhjul	438
8.5	Hypoidveksel	439
8.6	Snekkeveksel	440
8.7	Forurensninger og skader	444
8.8	Oppsummering – smøring av gir	445
9	HYDROSTATISKE LAGER	449
9.1	Introduksjon	449
9.2	Aksielt lager	453
9.3	Radielle hydrostatiske lager	473
9.4	Oppsummering – hydrostatiske lager	476

10	DYNAMISKE TETNINGER	479
10.1	Introduksjon	479
10.2	Dynamiske tetninger–hydraulisk sylinder	480
10.3	Stempelringer–forbrenningsmotorer	505
10.4	Oppsummering–dynamiske tetninger	524
11	OLJEVEDLIKEHOLD OG TILSTANDSKONTROLL	527
11.1	Introduksjon	527
11.2	Vedlikeholdsfilosofi	528
11.3	Smøreoljesystem	528
11.4	Forurensninger og potensielle problem	530
11.5	Rensing av olja	537
11.6	Oljeanalyser og tilstandskontroll av olje og maskineri	545
11.7	Oppsummering – oljevedlikehold	557
	APPENDIKS	558
	Appendiks A Reynolds likning	559
	Appendiks B Aksiallager	570
	Appendiks C Radiallager	583
	Appendiks D Grenseverdier for Hertz-spenninger	596
	Appendiks E Sinusruhet	601
	Appendiks F Vickers hardhet	603
	Appendiks G Slitasje av hylse	605
	Appendiks H Geometri, stempelringer	609
	Appendiks I Tannhjulgeometri, sylindrisk og evolventfortannet	626
	Appendiks J Hydrostatisk lager	627
	TILLEGG	642
	Symboler	642
	Greske symboler	647
	Forkortelser og ordforklaringer	648
	Referanser	654
	Figurer, bilder og illustrasjoner	656
	Stikkord	657



1 Introduksjon – smøring, friksjon og slitasje

Tribologi er læren om friksjon, slitasje og smøring. Den dekker det som skjer i kontakten mellom to flater som beveger seg relativt hverandre og som overfører krefter seg imellom. Vi skal se nærmere på disse kontaktene vedrørende friksjon, slitasje og smøring i de neste kapitlene. Før vi går inn i detaljene for de ulike temaene er det behov for en rask introduksjon til noen begrep og mekanismer.



Figur 1-1 Kulelager og sykkelkjede

1.1 Flater og ruheter

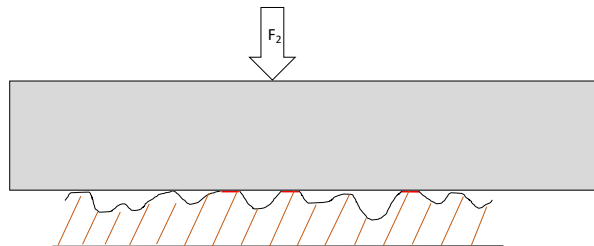
Alle overflater har ujevnheter som stammer fra en produksjonsmetode. Om delen er støpt, maskinert eller polert vil avgjøre størrelse og form på ujevnheterne eller ruhetene. Når to flater er i kontakt, er det stort sett ruhetstoppene som er i kontakt. Det reelle kontaktarealet er svært lite sammenlignet med det nominelle arealet. Lokalt ved ruhetstoppene vil kontaktene deformeres plastisk. Hvis flatene er i relativ bevegelse, kan den lokale temperaturen i ruhetkontaktene bli svært høy.

Figur 1-2 En frest flate



Figur 1-3 Maskinerings-
spor på tannflankene

Figur 1-4 Kontakt ved
ruhetstoppene

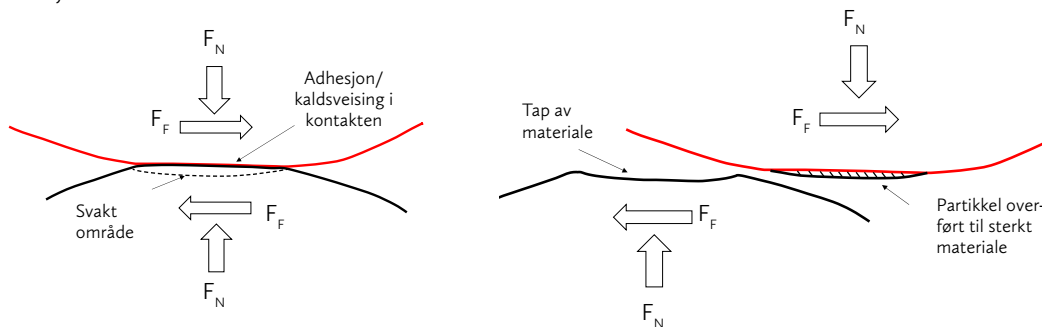


1.2 Adhesiv og abrasiv slitasje

Det finnes mange forskjellige slitasjemekanismer. For våre maskindeler er adhesiv og abrasiv slitasje to veldig viktige slitasjeformer som vi må kjenne til.

Hvis ruhetstoppene på to metallflater presses hard sammen, samtidig som de glir i forhold til hverandre, vil oksidfilmer og forurensninger skrapes bort og vi får metall til metall kontakt. Da vil flatene kaldsveise og binde seg til hverandre. Disse kontaktene rives umiddelbart i stykker og noe materiale fra den svakeste flata overføres til den sterke. Vi har adhesiv slitasje.

Figur 1-5 Adhesiv
slitasje



Figur 1-6 Slitasjefurer
og abrasiv slitasje ved
boring

Hvis den ene flata er vesentlig hardere enn den andre, kan den harde flata pløge seg gjennom den svakere flata og lage furer i denne. Vi har abrasiv slitasje. Dette utnyttes i mange maskineringsprosesser som sliping, polering, dreining, fresing og boring.

Flatenes hardhet er svært avgjørende for hvor alvorlig en slitasje vil bli. Generelt vil en økt hardhet føre til redusert slitasje.

1.3 Hydrodynamisk smøring

Hydrodynamisk smøring er en smøremekanisme som er sentral i flere smurte maskindeler og som det er viktig å forstå. Vi skal forklare denne smøremekanismen i detalj seinere, men her går vi gjennom hovedtrekkene slik at vi får en grunnleggende forståelse.

Hydrodynamisk smøring er avhengig av høy hastighet, en egnet geometri og et egnet smøremiddel. Den mest kjente formen for hydrodynamisk smøring er vannplaning ved bilkjøring. Hvis det er mye vann på veien



Figur 1-7 Vannplaning



2 Smøremidler og additiver

Det finnes nesten uendelig mange varianter av smøremidler. Smøremidlene er laget for å løse en rekke forskjellige smøretekniske problem. Det vil være stor forskjell på ei olje som skal smøre et girinngrep og ei hydraulikkolje som skal smøre de dynamiske tetningene i en hydraulisk sylinder. Her skal vi gå gjennom noen av de mest vanlige smøremidlene og noen additiver. Forhåpentlig vil dette kunne danne et godt utgangspunkt for videre analyse av de smøreproblemene som måtte dukke opp. Det er selvfølgelig alltid lurt å rådføre seg med leverandørene av smøremidler, som sitter på mye kunnskap. Men det er også lurt å gjøre litt hjemmelekse, slik at man selv har en god ide om hvilke smøremidler som er egnet for det aktuelle problemet.

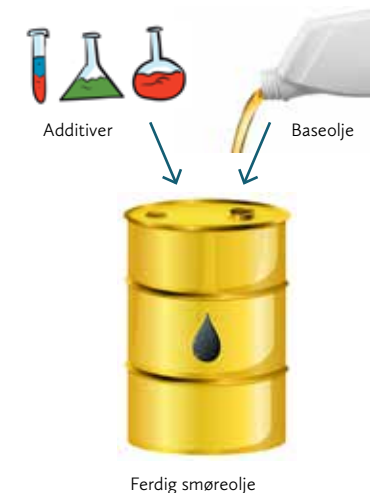
I dette kapitlet skal vi først gå gjennom de vanligste baseoljene og deres viktigste egenskap; viskositeten. Deretter fokuserer vi på noen viktige additiver og problemene de skal løse. Til slutt omhandles faste smøremidler og fettsmøring.

2.1 Baseoljer

En smøreolje er et komplekst produkt og består av en baseolje og additiver. Baseoljen vil gi den ferdige smøreoljen et utgangspunkt for de ulike egenskapene som kreves og er spesielt viktig for viskositeten. Additivene er tilsetninger som vil forbedrer egenskaper som friksjon, slitasje, oksidasjon, korrosjon, temperaturstabilitet, skumdannelse og reingjøring.

I første halvdel på 1900-tallet var det stor fokus på å forbedre smøreoljene ved å videreutvikle oljenes additiver. Man løste de smøretekniske problemene ved å tilføre baseoljene gode, skreddersydde additivpakker. Selve baseoljene skjedde det ikke så mye

Figur 2-1. Smøreolje



2.2 Viskositet

Viskositeten er et mål på en væskes indre friksjon eller motstand mot å endre form. En seig væske har høy viskositet og en lettflytende væske har lav viskositet. På figurene under er vist to hverdagslige væsker, den ene med høy og den andre med lav viskositet.



Figur 2-15 Sirup har høy viskositet



Figur 2-16 Vann har lav viskositet

Viskositeten er for våre smøretekniske problem den viktigste egenskapen til smøreoljene. Viskositeten er avgjørende for hvor tykke smørefilmer vi klarer å generere i smurte kontakter som dynamiske tetninger, glidelager, rullingslager og girinngrep. Tilsvarende er det viskositeten som bestemmer friksjonstapet i disse smurte kontaktene. Det er derfor viktig å forstå hvordan omgivelsene påvirker viskositeten og hvordan vi kan manipulere viskositeten ved å tilsette additiver.

Figur 2-17 Smøring av en snikkeveksel.

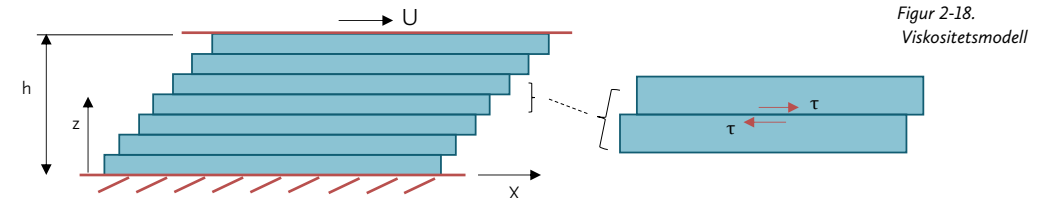


Vi skal relatere viskositetsbegrepet til smøreoljer brukt til å smøre vanlige maskindeler. I dette kapittelet skal vi presentere viskositetsbegrepet for generelle smurte kontakter, mens vi kobler viskositeten til smøring av konkrete maskindeler i seinere kapitler.

2.2.1 Viskositetsbegrepet

Under er vist en generell kontakt bestående av to parallelle flater som beveger seg i forhold til hverandre. Mellom flatene befinner det seg ei smøreolje som er illustrert som en blå stabel med oljelag. De nærmeste oljemolekylene vil hefte til de røde overflatene og følger flatenes bevegelser. Mellom oljemolekylene er det svake bindinger.

Vi tenker oss at olja ligger lagvis mellom kontaktflatene og at lagene glir i forhold til hverandre. I smurte kontakter hvor filmtykkelsen, h , er svært liten vil strømmingen av smøreolje være tilnærmet laminær slik at oljen strømmer parallelt med flatene. Det er svært lite turbulens i strømmingen.



Figur 2-18. Viskositetsmodell

Kraften som skal til for å forskyve oljelagene i forhold til hverandre må være så stor at den overvinnes de svake molekylære kreftene som virker mellom oljemolekylene. I våre modeller er det skjærspenningene, τ , mellom planene som må overvinnes for å skape bevegelse. Skjærspenninger er kraft per areal [N/m^2].

Skjærspenningene i olja er gitt av oljas dynamiske viskositet, η , og hastighetsgradient, du/dz , som gitt i (F:2-1). I vårt eksempel vil hastighetsgradienten ha en konstant verdi $du/dz = U/h$. For mer realistiske lagergeometrier vil du/dz variere i tykkelsesretningen. Det vil vi se på i kapittel 3. $u(z)$ er oljas hastighet, og ved lagerflatene vil denne være lik lagerflatenes hastigheter.

$$\tau = \eta \frac{du}{dz} \quad (\text{F:2-1})$$

Vi skal nå finne sammenhengen mellom målt torsjonsmoment og væskas dynamiske viskositet.

Torsjonsmomentet som overføres gjennom væska er:

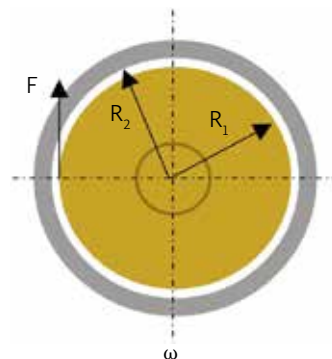
$$T = F \cdot R_1$$

Friksjonskraften er:

$$F = \tau \cdot A$$

Sylinderens areal som skjærspenningene virker på:

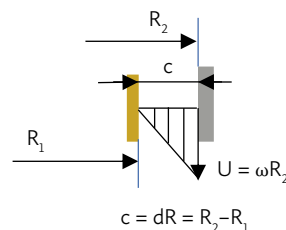
$$A = 2 \pi R_1 \cdot S$$



Skjærspenningene i væska er gitt av:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dr} = \eta \cdot \frac{U - 0}{R_2 - R_1} = \eta \cdot \frac{U}{c} = \eta \cdot \frac{\omega R_2}{c}$$

Vi antar at klaringen c er veldig liten i forhold til radiene R_1 og R_2 og at vi kan anta at hastighetsgradienten er konstant over spalten $du/dr = U/c$.



Torsjonsmomentet blir:

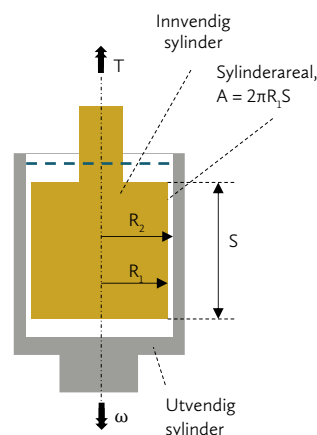
(F:2-10)

$$T = \eta \cdot \omega \frac{2\pi \cdot S \cdot R_1^2 \cdot R_2}{c}$$

Viskometerets geometri er konstant for alle målinger og vi samler geometribidragene i en konstant:

(F:2-11)

$$k = \frac{2\pi \cdot S \cdot R_1^2 \cdot R_2}{c}$$



Konstanten, k , kan vi regne ut fra vår valgte geometri. For et virkelig viskometer vil leverandøren oppgi verdien på denne konstanten.

Nå får vi følgende uttrykk for torsjonsmomentet:

$$T = \eta \cdot \omega k$$

(F:2-12)

For et gitt viskometer er k konstant, og det målte torsjonsmomentet er kun avhengig av oljas viskositet og rotasjonshastigheten. For en Newtonsk væske vil viskositeten være uavhengig av rotasjonshastigheten.

Eksempel 2-2: Måling av viskositet

Vi skal måle viskositeten til to Newtonske oljer, det vil si oljer som har en viskositet som er uavhengig av væskas hastighetsgradient. Da vil rotasjonshastigheten til viskometeret ikke påvirke målingene av viskositeten. Vi velger å gjennomføre målingene ved en rotasjonshastighet på $n = 180$ o/min som tilsvarer en vinkelhastighet på $\omega = 18.85$ [rad/s].

Vi har følgende dimensjoner på viskometeret:

- ▶ $R_1 = 74.9$ mm
- ▶ $R_2 = 75.0$ mm
- ▶ $c = R_2 - R_1 = 0.1$ mm
- ▶ $S = 150.0$ mm

Viskometerets konstant blir utregnet fra (F:2-11), $k = 3.965$ [m³]. Husk å bruke SI-enheter [m]. k vil være konstant for dette viskometeret og kan brukes ved alle viskositetsmålinger.

Torsjonsmomentet er nå kun avhengig av oljas viskositet og hentes fra (F:2-12):

$$T = \eta \cdot \omega k = \eta \cdot 18.85 \left[\frac{1}{s} \right] \cdot 3.965 m^3 = 74.74 \left[\frac{m^3}{s} \right] \eta$$

Ved beregning av viskositet-temperatur kurver brukes mer nøyaktige formler enn Reynolds viskositetslikning. I ASTM bruker man Walters viskositetsformel for å beregne den kinematiske viskositeten. Denne formelen trenger fire viskositetsmålinger for å kunne bestemme de fire konstantene a, b, c og d.

Walters viskositetsformel

$$(v + a) = bd^{1/T^c} \quad (F:2-19)$$

- ▶ v: kinematisk viskositet
- ▶ T: temperatur
- ▶ a, b, c og d: konstanter

I numeriske beregninger hvor man ønsker høy nøyaktighet er Vogels formel mye brukt:

Vogels viskositetsformel

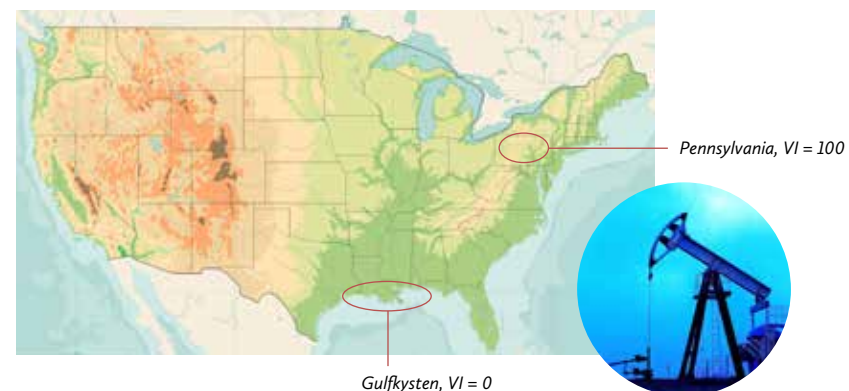
$$\eta = a e^{b/(T-c)} \quad (F:2-20)$$

- ▶ η : dynamisk viskositet
- ▶ T: temperatur
- ▶ a, b og c: konstanter

2.2.5 Viskositetsindeks

Et smøremiddels viskositetsindeks, VI, er et mål på hvordan smøremiddelets viskositet endrer seg med temperaturen. En høy VI vil si at viskositeten endrer seg lite med temperaturen, noe som er positivt. Moderne smøremidler har en viskositetsindeks på typisk 100–150. Noen syntetiske oljer kan ha VI større enn 200.

Opprinnelig (1929) ble oljenes viskositet klassifisert basert på to oljer fra USA. Oljene fra Pennsylvania (en parafinsk olje) og Gulfkysten (en naftensk olje) ble bruk som ytterpunktene på viskositetens temperatur-avhengighet. Olja fra Pennsylvania var kjent for å ha de beste temperaturegenskapene og fikk en VI = 100, mens olja fra Gulfen fikk VI = 0. Alle andre oljer ble klassifisert mellom disse grensene.



Figur 2-37. Opprinnelige referanseoljer for VI definisjon.

Moderne smøreoljer har blitt veldig mye bedre enn de to opprinnelige referanseoljene siden forbedringer i raffineringssprosessene har gitt oss vesentlig bedre baseoljer. Mange oljer har nå VI større enn 100,

Viskositetsindeksen kan brukes til å vurdere smøreoljene mot hverandre. Hvis ei olje skal brukes over et stort temperaturområde, så er det viktig at viskositetsindeksen er høy.

Hvordan vi beregner viskositetsindeksen (VI) for ei olje er gitt i ASME D2270. I ASME finnes tabeller med referanseoljer som brukes ved beregningene. Dette er referanseoljer som har VI = 0 og VI = 100. Referanseoljene har samme viskositet ved 100°C, men forskjellige viskositeter ved 40°C. Se eksempler på referanseoljer i Tabell 2-3.

Kinematisk viskositet ved 100 °C for begge oljene (VI = 0 og VI = 100) v100 [cSt]	Kinematisk viskositet ved 40 °C for olje med VI = 0 L [cSt]	Kinematisk viskositet ved 40 °C for olje med VI = 100 H [cSt]
6.10	59.74	39.17
10.00	147.70	82.87
23.00	963.40	401.10

Tabell 2-3: Referanseoljer fra ASME D2270 – eksempel

I Eksempel 2-4 og Eksempel 2-5 har vi vist hvordan fremgangsmåten er for å beregne viskositetsindeksen for henholdsvis oljer med VI ≤ 100 og VI > 100.

Eksempel 2-4: Beregning av VI for oljer hvor VI ligger mellom 0 og 100

Vi har en olje X som vi ønsker å beregne VI for. Vi har gjennomført viskositetsmålinger ved 40 og 100 °C. De kinematiske viskositetene er:

- ▶ U = 90.0 cSt ved 40 °C
- ▶ 10.0 cSt ved 100 °C

Vi betegner viskositeten ved 40°C med variabelen U.

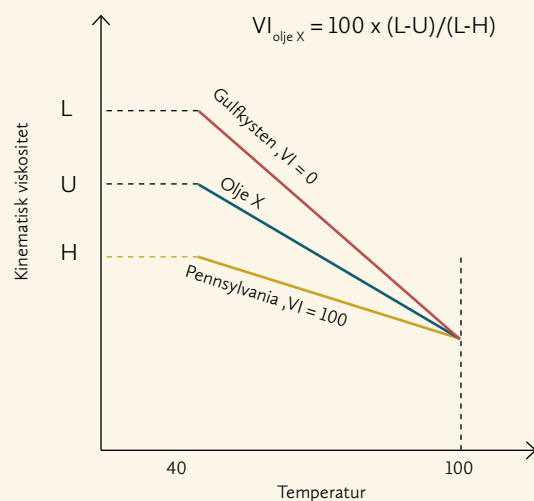
Fra ASME D2270 finner vi to referanseoljer med VI = 0 og VI = 100 som har samme viskositet ved 100°C som vår olje X (10.0 cSt). Se Tabell 2-3.

De to referanseoljene har kinematisk viskositet 10.0 cSt ved 100 °C og følgende verdier ved 40°C:

- ▶ L = 147.7 cSt for VI= 0
- ▶ H = 82.87 cSt for VI= 100

Vi betegner viskositetene ved 40 °C med variablene L (Low) og H (High)

Figur 2-38. Beregning av VI < 100



Fra Figur 2-38 ser vi hvordan de tre oljene ligger i forhold til hverandre. De har alle tre samme viskositet ved 100°C, men forskjellige viskositeter ved 40°C. Husk at jo flatere viskositetskurven er jo mindre følsom er olja for temperaturendringer. Da er VI høy.

Utrekningen av VI for vår olje X blir:

$$\begin{aligned} VI_{\text{olje X}} &= 100 (L-U)/(L-H) \\ &= 100 (147.7 - 90.0)/(147.7 - 82.87) && (F.2-21) \\ &= 89 \end{aligned}$$

Vår olje har en viskositetsindeks på 89.

Denne fremgangsmåten er kun gyldig så lenge VI ≤ 100.

Eksempel 2-5: Beregning av VI for oljer hvor VI er større enn 100

Vi har nå ei ny olje Y som vi ønsker å beregne VI for. Dette er ei olje med meget gode temperaturegenskaper. Vi har gjennomført viskositetsmålinger ved 40 og 100 °C. Olje Y har følgende viskositetsverdier:

- ▶ U = 32.0 cSt ved 40 °C
- ▶ Y = 6.1 cSt ved 100 °C

Vi betegner viskositetene med variablene U og Y

Fra ASME D2270 finner vi ei referanseolje med en VI = 100 som har samme viskositet ved 100 °C som vår olje Y. Se Tabell 2-3. Referanseoljas viskositet ved 40°C:

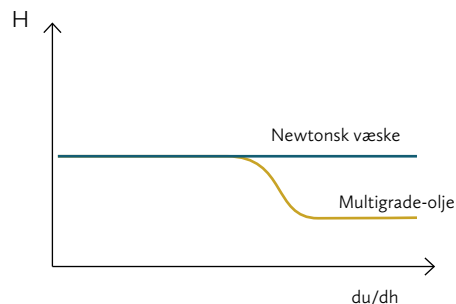
- ▶ H = 39.17 cSt for VI = 100

Vi betegner viskositeten med variabelen H.



Figur 2-40. Olje Y er kanskje en syntetisk PAO-olje, fint ved kalde forhold.

Figur 2-46. Tap av viskositet - multigrade olje



På Figur 2-46 er vist hvordan en multigrade-olje kan få redusert viskositet ved høye hastighetsgradienter. Da «multigrade»-oljene ble innført opplevde man en del motorhavari fordi VI-forbedrerne mistet sin funksjon ved høye hastighetsgradienter. SAE (Society of Automotive Engineers) innførte da et tilleggskrav til motoroljenes viskositet ved høye temperaturer (150 °C) og høye hastighetsgradienter ($du/dh = 10^6 \text{ s}^{-1}$). Tilleggskravet sikret at oljene beholdt en minimumviskositet som er tilstrekkelig for å skille de bevegelige delene fra hverandre.



Figur 2-47. Motorsykkelgutta bør vurdere en monograde-olje.



Figur 2-48. «Ola» kan trygt bruke en multigrade-olje.

For vanlig bilkjøring vil tap av viskositet på grunn av høye hastighetsgradienter ikke være noe problem. Våre biler vil ikke komme opp i disse høye verdiene. Hvis vi derimot har et maskineri som oppnår veldig høye rotasjonshastigheter og store hastighetsgradienter bør vi bruke en monograde-olje.

2.3 Klassifisering av smøreoljene

Den finnes flere ulike system for klassifiseringer av oljene basert på viskositeten.

2.3.1 ISO

ISO har klassifisert oljene basert på viskositeten på en enkel måte. I ISO systemet har man standardisert på kinematisk viskositet ved 40°C som gitt i tabellen under. Trinnene i ISO tabellen øker med ca. 50% fra et trinn til det neste.

Ved en leveranse av olje i henhold til ISO klassifiseringen må man regne med at viskositeten kan variere med +/- 10% i forhold til den nominelle verdien.

2.3.2 SAE-motoroljer

Motoroljer blir som oftest spesifisert etter i SAE J300-standarden. Motoroljer brukes ved en driftstemperatur som spenner over et stort område. Ved en kaldstart kan oljetemperaturen være så lav som -30°C, mens den ved normal drift kan ligge på 80–100°C eller høyere for smøring av stempelringene. Problemene vi møter på grunn av store temperaturforskjeller er at oljene blir tykke og seige ved lave temperaturer og veldig tynne ved høye temperaturer.

SAE klassifiseringen oppgir både såkalte monograde og multigrade-oljer. Monograde-oljene er spesifisert for forskjellige temperaturområder. Noen er ment for høytemperaturbruk mens andre er tenkt brukt ved lave temperaturer. Lavtemperaturoljene har bokstaven W med i spesifikasjonen og den står for «Winter». For motoroljer er det vanlig å kombinere egenskapene for høytemperatur og lavtemperaturoljene. Disse oljene kalles multigrade-oljer. SAE spesifikasjonene for lav- og høytemperaturoljer er gitt i Tabell 2-5 og Tabell 2-6.

ISO Viscosity Grade (ISO VG)	Kinematisk viskositet ved 40 °C [cSt]
2	2.2
3	3.2
5	4.6
7	6.8
10	10
15	15
22	22
32	32
46	46
68	68
100	100
150	150
220	220
320	320
460	460
680	680
1000	1000
1500	1500

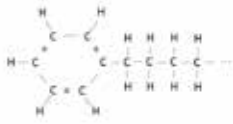
Tabell 2-4: ISO viskositeter

2.8 Oppsummering – smøremidler



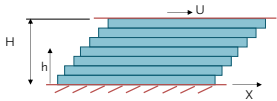
► Baseoljer

- API har klassifisert baseoljene i fem hovedgrupper
 - tre grupper (I, II og III) er mineralske oljer
 - I og II: dette er de mest brukte og de billigste baseoljene.
 - III: disse oljene er laget med en forbedret raffinering-prosess. Har svært gode temperaturegenskaper og er sammenlignbare med de syntetiske PAO-oljene. Billigere enn PAO-oljene.
 - to grupper (IV og V) er syntetiske oljer
 - IV: PAO oljer
 - V: alle andre syntetiske oljer
- Mineraloljer
 - parafinske, naftenske og aromatiske oljer
 - viskositeten er svært temperaturavhengig
 - har gode trykk-viskositetsegenskaper
- Syntetiske oljer
 - Polyalfaolefiner (PAO) er mest brukt
 - har generelt bedre termiske egenskaper og lengre levetid enn mineraloljene
 - koster mer enn mineraloljene
- Biologisk nedbrytbare oljer
 - Vegetabiliske olje mest brukt
 - Brytes lett raskt ned hvis de havner i naturen
 - Gode smøreegenskaper
 - Kort levetid/ brukstid.



► Viskositet

- Dynamisk viskositet, η , er et mål på oljenes indre friksjon
 - $\tau = \eta \, du/dh$
 - brukes ved beregning av friksjon og oljefilmtykkelse
 - enheter: $[\text{Ns}/\text{m}^2]$ eller $[\text{cP}]$
 - $1 [\text{Ns}/\text{m}^2] = 1\,000 [\text{cP}]$
- Kinematisk viskositet er forholdet dynamisk viskositet/tetthet
 - $\nu = \eta / \rho$
 - enheter: $[\text{m}^2/\text{s}]$ eller $[\text{cSt}]$
 - $1 [\text{m}^2/\text{s}] = 1\,000\,000 [\text{cSt}]$



- Newtonske væsker: væsker hvor viskositeten er uavhengig av hastighetsgradienten
- Viskositetsindeksen: et mål på viskositetens temperaturavhengighet
- Trykk-viskositetskoeffisienten: et mål viskositetens trykkavhengighet,
 - Viskositetsøkning på grunn av trykket er en viktig egenskap ved EHS

► Additiver

- polare fettsyrer brukes som antislitasjeadditiver ved lave temperaturer
- EP additiver reduserer slitasje ved høye temperaturer
- detergenter og dispergenter rengjør olje og maskineri
- antioksidanter bremser oksidasjonen av oljene
- korrosjon og rustinhibitorer hindrer korrosjon på metallflater
- viskositetsindeksforbedrere (VIF'ere) øker oljas viskositet ved høye temperaturer
- antiskumadditiver hindrer dannelse av skum
- anti-emulgerende additiv hindrer stabile olje-vann emulsjoner



Dispergent og detergent

► Faste smøremidler

- myke metall; sølv, kobber, gull, bly
 - Et tynt sjikt av mykt metall på en hard overflate gir lav friksjon
- lamellstrukturer: MoS_2 og grafitt, $\mu \approx 0.05 - 0.15$
 - Grafitt kan ikke brukes i vakuum
- PTFE er tilnærmet inert og har lav friksjonskoeffisient, $\mu \approx 0.05 - 0.10$

► Smørefett

- består av fortykningsmiddel, olje og additiver
- har litt tynnere smørefilm enn oljesmøring
- har litt mer ujevn smørefilmtykkelse (tidsavhengig) enn oljesmøring
- må operere på et lavere turtall enn en smøreolje
- klassifiseres i henhold til fettets konsistens, NLGI klasse.
- fett i NLGI klasse 2 er mest brukt.

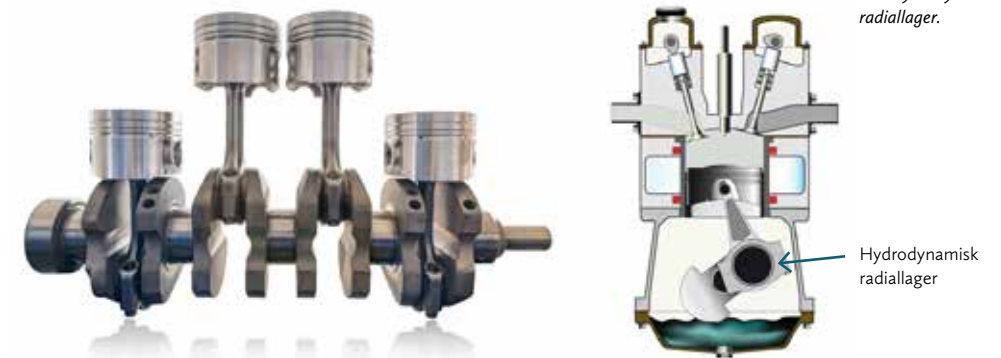




3 Hydrodynamisk smøring og hydrodynamiske lager

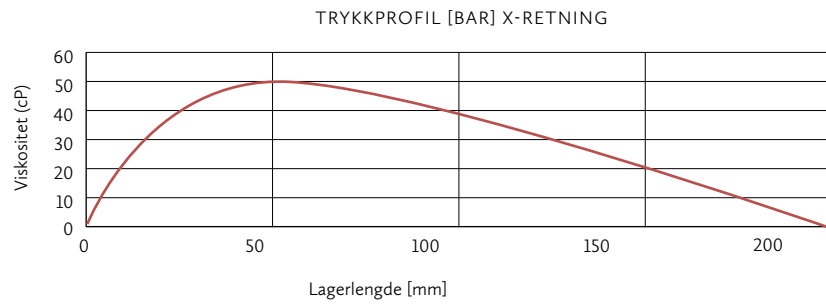
3.1 Introduksjon

Hydrodynamisk smøring er en smøremekanisme hvor lagergeometrien sammen med bevegelsehastigheten sørger for en trykkoppbygging i smøreolja. I Figur 3-1 har vi vist en veivaksel, stempelstenger og stempler i en forbrenningsmotor. Mellom stempelstengene og veivakslingen har vi hydrodynamiske radiallyager som sørger for kraftoverføring fra stempelen til veivstanga.

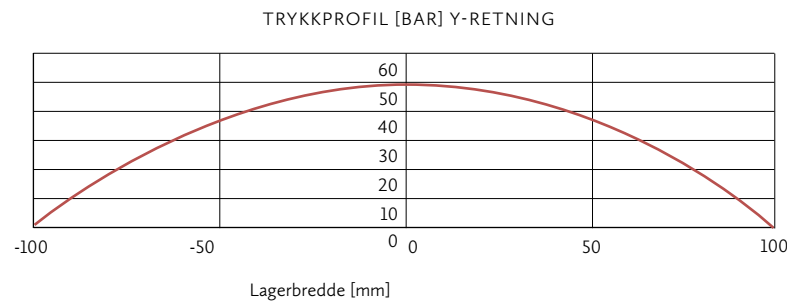


Figur 3-2 viser prinsippet for trykkoppbygging i et hydrodynamisk lager. Den nedre flata i figuren trekker olje inn i lageret. På grunn av lagerets konvergerende geometri vil olja presses sammen når den passerer gjennom lageret. Det indre trykket i olja øker. Trykkprofilen i olja er gitt i til høyre figuren. Trykket vil alltid balansere den ytre krafta, W . Minste filmtykkelse, h_0 , er typisk i området 10–100 μm . Hvis ytre kraft, W , øker, vil smørefilmen bli tynnere og trykket i olja øke slik at en ny likevekt opprettes, se Figur 3-3.

Figur 3-13. Trykkprofil i x-retning, senter av lageret



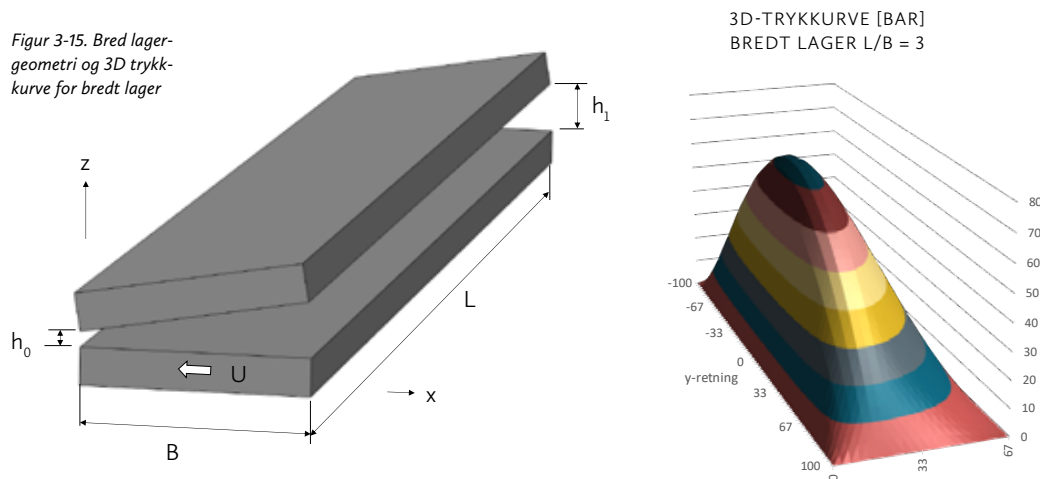
Figur 3-14. Trykkprofil i y-retning, gjennom trykkmaksimum



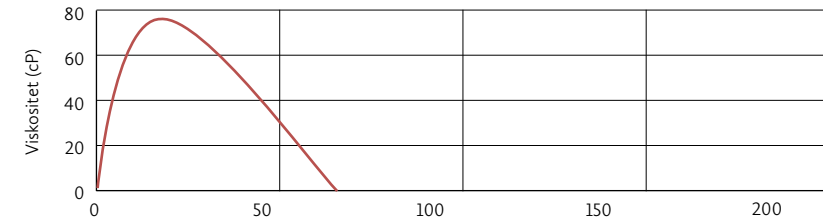
3.3.2.1 Uendelig brede lager

Hvis vi antar at lagerets dimensjoner i y-retningen (L) er mye større enn i x-retningen (B) blir trykkgradienten dp/dy liten sammenlignet med dp/dx . I Figur 3-15 har vi vist en lagergeometri med tilhørende 3D-trykkurve hvor $L/B = 3$. Trykkurver viser prinsipielt hvordan det reelle trykket fordeler seg.

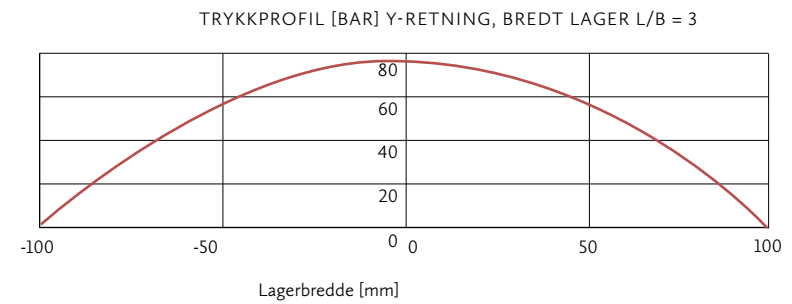
Figur 3-15. Bred lagergeometri og 3D trykkurve for bredt lager



Figur 3-16. Trykkprofil i x-retning, senter av bredt lageret



Figur 3-17. Trykkprofil i y-retning, gjennom trykkmaksimum, bredt lageret



Fra trykkprofilene i Figur 3-16 og Figur 3-17 ser vi at dp/dx er mye større enn dp/dy .

Vi sier nå at trykkendringene i y-retning, dp/dy , er neglisjerbare i forhold til dp/dx .

- ▶ $dp/dy \ll dp/dx$
- ▶ $dp/dy \approx 0$

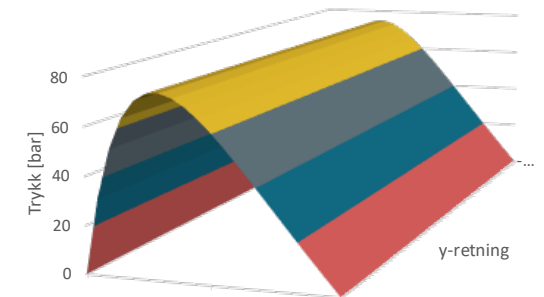
Vi antar også at flatene ikke beveger seg i z-retningen

- ▶ $w = 0$

Reynolds likning for uendelig brede lager blir da:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx} \quad (F:3-2)$$

3D TRYKKURVE - «UENDELIG BREDT»



Figur 3-18. Plott av 3D trykkurve for uendelig bredt lager



4 Flater i kontakt



Figur 4-1. Maskinerte flater

4.1 Overflater

Maskinerte flater vil som regel ha en tiltenkt funksjon. Funksjonen kan være å overføre normalkrefter og friksjonskrefter eller flatene kan være tetteflater i et tetningssystem. I Figur 4-1 er vist et toghjul som skal overføre togvognas vekt som normalkrefter til skinnegangen. Drivhjulene skal i tillegg overføre friksjonskrefter for fremdrift og bremsing. Til høyre på bildet er eksempel på ei frest flate med maskineringsmønster.

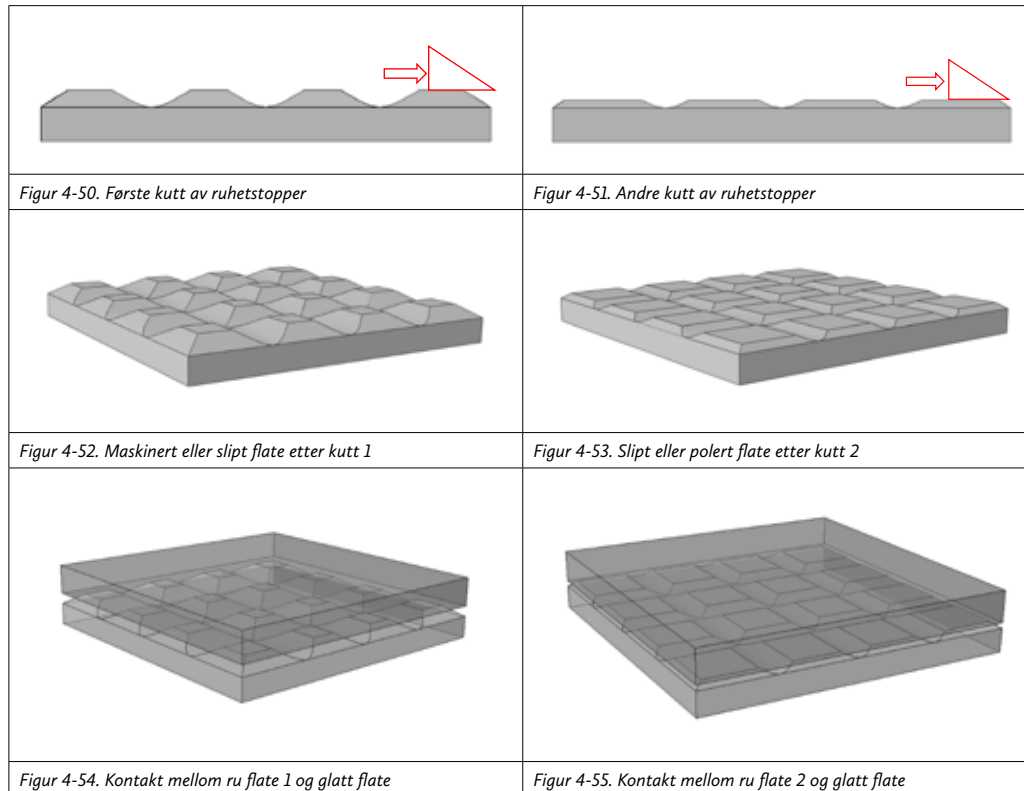


Figur 4-2. Slipt stempelstang

I Figur 4-2 har vi ei slipt stempelstang med fin overflate, slik at overflata vil fungere godt sammen med de dynamiske tetningene som sitter i sylindren.

En prinsipiell maskinert flate er vist i Figur 4-3. Etter maskinering vil overflata ha en plastisk deformert sone på grunn av maskineringen hvor metallspen rives av flata. Dette sjiktet vil også være varmepåvirket slik at de mekaniske egenskapene kan skille seg fra grunnmaterialets egenskaper.

For å redusere antallet plastiske deformasjoner kan vi maskinere, slipe eller polere flata slik at ruhetstoppene kuttes før flata skal brukes. Se illustrasjoner i Figur 4-50 til Figur 4-55. I figurene har vi vist et prinsipielt skjær som kutter ruhetstoppene. Når vi kutter stadig flere ruhetstopper og stadig litt dypere inn i materialet, vil den nye flata bli mer egnet for å kunne bære en ytre last. Den ytre lasta vil bli fordelt på et større reelt areal, og vi vil i større grad få elastiske deformasjoner.



Prosess	Ruhetsområde R_a [μm]
Findreining	0.8 – 3.2
Fresing	0.8 – 3.2
Boring	1.6 – 6.3
Våtsliping	0.2 – 1.6
Mekanisk polering	0.1 – 1.6
Elektropolering	0.005 – 0.01
Kjemisk etsing/ polering	0.0003 – 0.001

For å oppnå ønsket ruhetsverdi, må vi velge riktig bearbeidingsprosess. I Tabell 4-3 er det en oversikt over noen bearbeidingsprosesser med tilhørende oppnåelige ruhetsverdier. Se referanse Jacobson og Högmark.

4.3.6.2 Innkjøring av overflater

På kritiske komponenter som rullingslager og girinnrep er flatene maskinert/polert og vil ha forholdsvis små ruheter. Selv om disse komponentene smøres så vil vi kunne få noe kontakt mellom ruhetstoppene. I den første brukstida vil de største ruhetstoppene presses sammen og kanskje slites bort. Flatene blir litt glattere etter denne innkjøringsperioden.



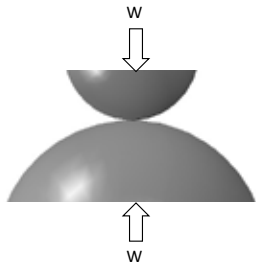
Figur 4-56. Maskinerte/ slipte/polerte flater med veldig lave ruhetsverdier.

For metallflater som ikke er herdet vil overflatene kunne få en deformasjonsherding når ruhetstoppene deformeres og slites bort. Overflatas hardhet vil øke noe.

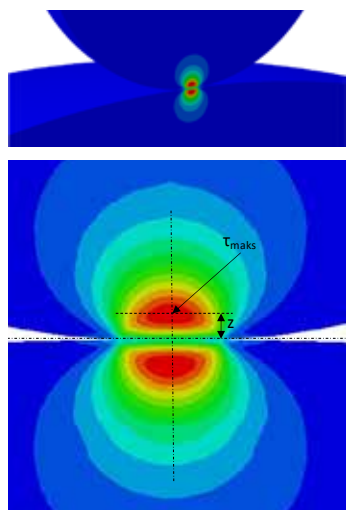
Etter en innkjøringsperiode vil flatene generelt bli litt glattere og vil få økt overflatehardhet. En innkjøring av flatene vil ha en lignende effekt som en polering av flatene.

4.3.6.3 Plastisitetindeksen

Et estimat på om en flate har hovedsakelig elastiske eller plastiske ruhetsdeformasjoner er gitt av plastisitetindeksen, Ψ , og faktoren for andel plastisk flyt, Ω . Plastisitetindeksen ble først presentert av Greenwood og Williamson, men er også presentert i referanse Stackowiak og referanse Beek. Plastisitetindeksen tar hensyn til flatenes materialegenskaper samt flatenes ruheter.



Figur 4-62. Kontakt – elastiske deformasjoner



Figur 4-63. Konsentrert kraftoverføring

4.4 Elastiske deformasjoner

Elastiske deformasjoner oppstår både på mikronivå mellom ruhetstoppene og på et makronivå mellom maskindeler.

I Figur 4-62 har vi to legemer som presses mot hverandre. Vi forutsetter at ytre kraft, W , ikke skaper permanent deformasjon i kontakten. Denne kontakten kan være to ruhetstopper eller det kan være to stålkuler. Oppførselen til kontakten er i prinsippet lik om den er en mikrokontakt eller en makrokontakt.

Ved pålastning vil en initiell punktkontakt bli til et lite areal som vokser med økende last. Kontaktarealet vil forbli relativt lite, kraftoverføringen vil skje på et svært lite område, og vi vil få svært store kontaktrykk.

Den maksimale skjærspenningen vil opptre et lite stykke under kontaktens overflate, se Figur 4-63. For maskindeler som kule og rullelager og girinngrep vil de maksimale skjærspenningene kunne være årsak til sprekkdannelser ved repeterende belastninger.

I disse kontaktene vil vi først nå flytegrensa i området ved τ_{maks} . Ved økende belastning vil den plastiske sonen vokse og til slutt strekke seg ut til overflata og vi får en plastisk inntrykning i den mykeste flata. Dette skjer når det gjennomsnittlige flatetrykket i kontakten når materialets hardhet, $p_{gj.snitt} = H$. Området rundt τ_{maks} vil i utgangspunktet bli holdt på plass av det omkringliggende materialet slik at deformasjonene vil være svært begrensede. Se Figur 4-64. Det er først når hele området fra maks skjærspenning og ut til overflata har nådd flytespenningen at vi får en plastisk inntrykning. Dette er det samme som skjer ved en hardhetsprøving hvor vi trykker ei kule (Brinell-hardhet) inn i materialet for å måle materialets hardhet.

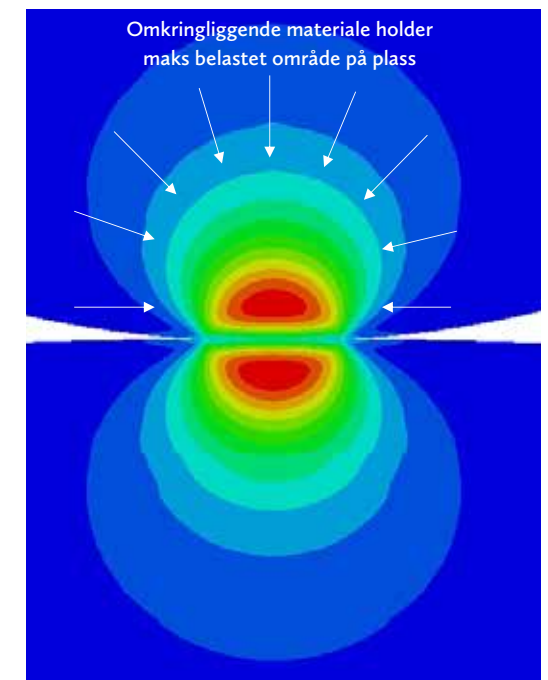
For kulelager sier ISO 76 at vi kan tillate en statisk kraft som gir oss et gjennomsnittlig flatetrykk på 4200 MPa ved den høyest belastete kule. Typisk flytegrense for ei gjennomherdet kule er 1850 MPa. I følge ISO76 vil vi da ha en permanent deformasjon på ca. 1/10 000 av kulas diameter. Det vil si en gjennomsnittlig plastisk tøyning på 0.01%, eller en permanent deformasjon på 0.001mm for ei kule med diameter 10 mm. Tilsvarende anbefaling for rullelager er at det gjennomsnittlige kontaktrykket holdes under 4000 MPa.

Vi kan i prinsippet belaste kontaktene opp mot materialets hardhet, H , uten å få store plastisk deformasjoner, men vi bør ha sikkerhet mot en plastisk kollaps. En del standarder oppgir maks belastning for denne type kontakter. Hvis det ikke foreligger noen eksterne krav, må man vurdere situasjonen ut ifra belastningens art, usikkerhet i belastningsnivå og konsekvenser av en plastisk inntrykning. Se referansene van Beek og Bhusan for diskusjoner rundt maks belastning. For statiske kontakter kan vi belaste delene høyere enn det ISO 76 anbefaler for kule og rullelager som skal rotere noen millioner ganger.

I de neste avsnittene skal vi presentere Hertz' formuler for beregning av kontaktspenninger, kontaktareal og skjærspenninger i denne type elastiske kontakter. Det er viktig å forstå hvordan kontaktene oppfører seg siden de beregnede spenningene og kontaktarealene i disse såkalte Hertz-kontaktene danner grunnlaget for både forståelse for smøring av kontaktene (EHS – Elastohydrodynamisk smøring) samt forståelse for sprekkdannelse og sprekkevekst.

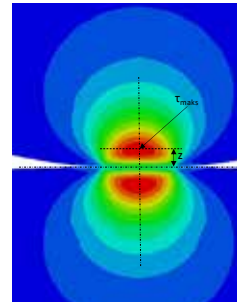
Vi vil bruke kuler og ruller i eksemplene, men prinsipielt kan formlene brukes på alle typer konsentrerte kontakter. Formlene er hentet fra referanse Stachowiak. Se også Hamrock for ytterligere informasjon.

Figur 4-64. Kontroll av belastet område



4.4.1.2.1 Formelverk for sirkulær kontakt

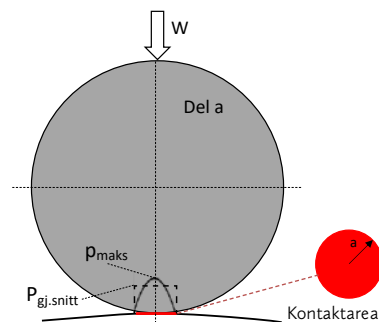
Vi har nå funnet uttrykk for den reduserte radien, R' , og den reduserte E-modulen, E' , og kan gå videre med å finne kontaktareal og kontaktspenninger i sirkulære kontakter. Formelverket for beregning av sirkulære kontakter, er gitt i Tabell 4-7, se også Figur 4-70 og Figur 4-71. Formlene er fra referanse Stachowiak.



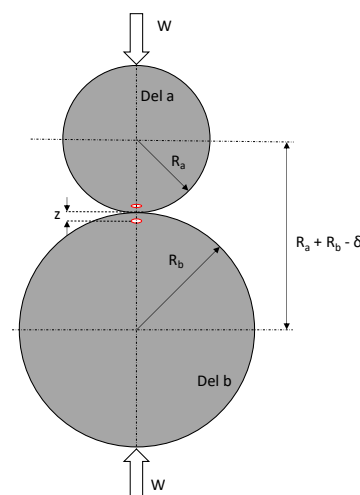
Tabell 4-7 Formler – sirkulære kontakter

Kontaktradius	$a = \left(\frac{3WR'}{E'}\right)^{1/3}$	(F:4-23)
Gjennomsnittlig kontaktrykk	$p_{gj.snitt} = \frac{W}{A} = \frac{W}{\pi a^2}$	(F:4-24)
Maks kontaktrykk	$p_{maks} = \frac{3}{2} p_{gj.snitt} = \frac{3W}{2\pi a^2}$	(F:4-25)
Maks skjærspenning	$\tau_{maks} = 0.313 p_{maks}$	(F:4-26)
Posisjon til maks skjærspenning	$z = 0.48a$	(F:4-27)
Senter-senter deformasjon	$\delta = 1.0397 \left(\frac{W^2}{E'^2 R'}\right)^{1/3}$	(F:4-28)

Figur 4-70. Gjennomsnittlig trykk og maks trykk (venstre)



Figur 4-71. Forskyvning av sentrene og posisjon til maks skjærspenning (høyre)



Eksempel 4-6 Kule mot kule

To stålkuler presses mot hverandre som vist på figuren under. Kulene er gjennomherdet med flytegrense $\sigma_f = 1850$ MPa. Vi antar at hardheten er $H \approx 3 \sigma_f$. Kulenes dimensjoner, materialegenskaper og ytre last er gitt i Tabell 4-8. Se geometri og dimensjoner på figuren under. Vi bruker formelene fra Tabell 4-7.

R_a	5	mm	Radius for kule a
R_b	30	mm	Radius for kule b
E	210 000	N/mm ²	E-modul for stål
ν	0.3		Poissons tall for stål
W	400	N	Ytre last på kulene

Tabell 4-8 Valgt geometri og belastning

Redusert radius

$$R' = \frac{R_a R_b}{2(R_a + R_b)} = \frac{5 \cdot 30}{2(5 + 30)} = 2.14 \text{ mm} = 2.14 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Redusert E-modul

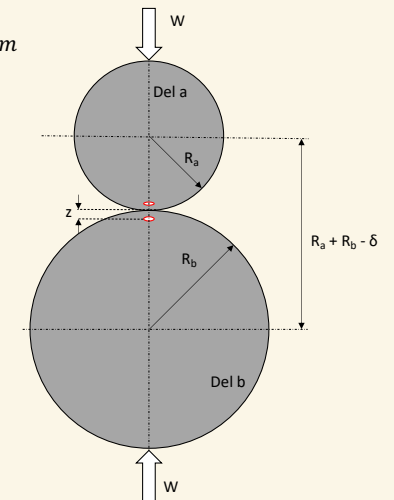
$$\begin{aligned} \frac{1}{E'} &= \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu^2}{E} + \frac{1 - \nu^2}{E} \right) = \frac{1 - \nu^2}{E} \\ &= \frac{1 - 0.3^2}{210000} = \frac{0.91}{210000} \\ E' &= 230769 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2.308 \cdot 10^{11} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \end{aligned}$$

Vi regner ut radien i den sirkulære kontakten

$$a = \left(\frac{3WR'}{E'}\right)^{1/3} = \left(\frac{3 \cdot 400 \cdot 2.14 \cdot 10^{-3}}{2.308 \cdot 10^{11}}\right)^{1/3} = 0.000223 \text{ m} = 0.223 \text{ mm}$$

Gjennomsnittlig flatetrykk

$$p_{gj.snitt} = \frac{W}{\pi a^2} = \frac{400}{\pi \cdot 0.000223^2} = 2.56 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2560 \text{ MPa}$$



Maks flatetrykk

$$p_{maks} = \frac{3}{2} p_{gj.snitt} = 3840 \text{ MPa}$$

Beregning av maks skjærspenning og dybden til maks skjærspenning. Figur 4-72 viser hvor maks skjærspenning ligger og angir dybden, z.

$$\tau_{maks} = 0.313 p_{maks} = 0.313 \cdot 3840 \text{ MPa} = 1202 \text{ MPa}$$

$$z = 0.48a = 0.48 \cdot 0.223 \text{ mm} = 0.107 \text{ mm} \approx 0.1 \text{ mm}$$

Sammentrykning av senterne

$$\delta = 1.0397 \left(\frac{W^2}{E'^2 R'} \right)^{1/3} = 1.0397 \left(\frac{400^2}{(2.308 \cdot 10^{11})^2 0.00214} \right)^{1/3}$$

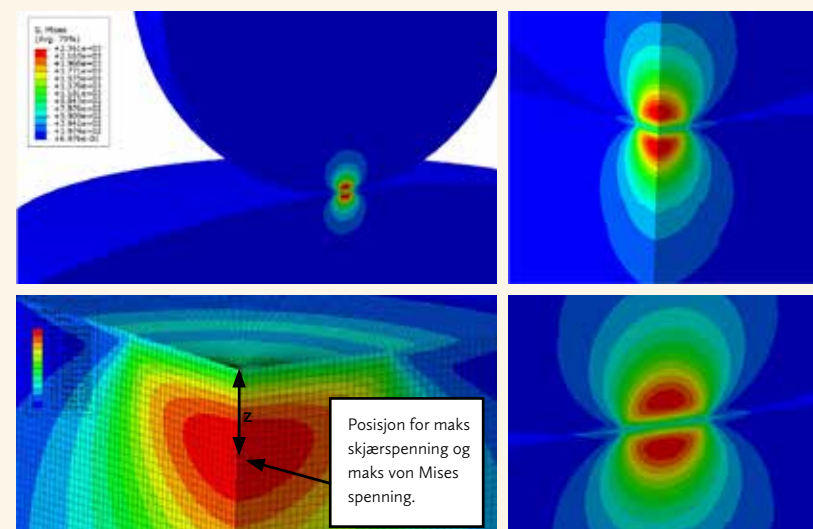
$$= 0.0000116 \text{ m} \approx 0.01 \text{ mm}$$

For en sammenligning og visualisering av resultatene, har vi også utført en FEM-analyse av det samme problemet. FEM-resultatene er vist under og oppsummert i Tabell 4-9 sammen med håndregningene. FEM-analysen gir oss en tilnærming til den de riktige resultatene som vi får ved bruk av Hertz-formlene. For å oppnå gode FEM-resultat, har vi brukt en elementstørrelse på 0.01 mm og node-avstand 0.005 mm, og har kjørt en såkalt aksesymmetrisk analyse. Det er vanskelig å oppnå høy nøyaktighet i FEM-analysene siden kontaktområdet er svært lite og spenningene har store variasjoner. FEM-analysen gir oss imidlertid gode muligheter for å visualisere resultatene. I Figur 4-72 og Figur 4-73 har vi vist resultatene på en halv og en kvart modell.

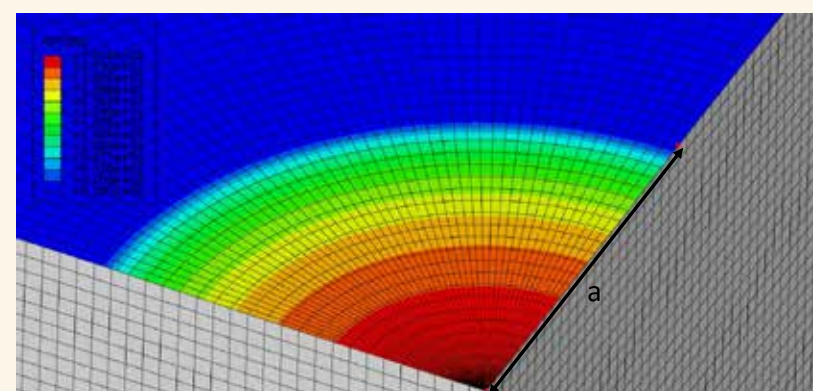
Bruk av Hertz-formlene gir oss raske og nøyaktig resultat, og er et nyttig verktøy for å vurdere disse konsentrerte kontaktene.

Variabel	Enhet	FEM	Håndregning
a	mm	0.23	0.22
$p_{gj.snitt}$	MPa	---	2560
p_{maks}	MPa	3851	3840
τ_{maks}	MPa	1181	1202
z	mm	0.1	0.1
δ	mm	0.01	0.01

Tabell 4-9 Oppsummering FEM og håndregning



Figur 4-72. von Mises spenninger i kulene og posisjonen til maks spenning



Figur 4-73. Kontaktrykk og radius i kontakt-område

Vi skal nå vurdere om resultatene er akseptable for det aktuelle materialet. Se Appendix D for utledning av grenseverdier for kontaktspenningene. Vi har funnet et maks kontaktrykk på $p_{maks} = 3840 \text{ MPa}$, som er omtrent dobbelt så høyt som materialets flytegrense ($\sigma_f = 1850 \text{ MPa}$). Det virker umiddelbart som et veldig høyt kontaktrykk, men vi skal se at det går bra.

I Figur 4-74 har vi plottet det gjennomsnittlige kontaktrykket mot ytre kraft. Vi bruker formlene (F:4-24) og (F:4-25) ved opptegning av kurven. Vi har merket av to grenser i figuren.



5 Slitasjemekanismer

Slitasje er tap av materiale når to flater i kontakt glir relativt hverandre. Strengt tatt må det være et tap av materiale fra ei eller begge flatene for at vi skal kunne bruke slitasjebegrepet. Vi bruker imidlertid slitasje også om riper i en overflate selv om det ikke har vært noe materialtap. Slitasje er noe vi prøver å unngå, og hvis vi feiler kan maskineriet vårt få så store skader at det havarere. Det kan føre til store økonomiske tap, og i verste fall personellskader. Det er viktig å forstå de ulike slitasjemekanismene og hvordan vi kan forhindre at de utvikler seg til store problem. Slitasje er ikke vår venn.

Det eksisterer en rekke forskjellige slitasjemekanismer eller slitasjebeskrivelser. Vi skal se på de som for oss er de viktigste, men i en forholdsvis forenklet framstilling. I referansene Jakobson og Högmark, Stachowiak og Bhushan finnes ytterligere og mer detaljert informasjon om slitasjeprosessene.

5.1 Slitasjeformer

I Tabell 5-1 har vi laget en oversikt over slitasjeformer som beskrives i litteraturen. Tabellen inneholder også en del dagligdagse navn som brukes om disse slitasjeformene. Det er spesielt for glidende slitasje (adhesjon og abrasjon) at det finnes mange forskjellige slitasjeuttrykk, og spesielt på engelsk. Ofte vil flere av slitasjemekanismene opptre samtidig.



Tabell 5-2 Gode materialkombinasjoner

Metall 1	Metall 2	Kommentar
Kobber, Cu	Stål Krom Molybden	Kobberlegeringer (bronse og messing) mye i glidelager som ligger an mot stålakslinger.
Bly, Pb	Jern Aluminium Nikkel Krom Kobber Kobolt Sink	Bly er meget godt egnet som glidende materiale mot mange metall. Ble tidligere brukt mye som yttersjikt i hydrodynamisk glidelager, men på grunn av helse og miljøproblemer bly medfører, byttes det ut i mange konstruksjoner.
Sølv, Ag	Jern/stål Nikkel Krom Kobolt Sink Wolftram	Brukes i metalltetninger og i gjengeforbindelser
Tinn, Sn	Krom Jern, aluminium og magnesium	God egenskaper mot krom Ganske gode egenskaper mot disse metallene Hvitmetallegeringer som brukes i hydrodynamiske glidelager er ofte tinnbaserte.

Se eget kapittel om harde belegg. Ved bruk av tynne, myke metallfilmer på en av flatene kan adhesjon hindres effektivt. Det kan for eksempel være en tynn sølvfilm i en krevende gjengeforbindelse. Se også kapittel 2 som beskriver tynne metallfilmer. Alle smøremiddel som klarer å skille de bevegelige flatene fra hverandre, vil eliminere adhesiv slitasje. Se kapittel 2, som beskriver polare fettsyrer som hefter godt til flatene og som dermed vil kunne være effektive for å hindre adhesjon. For høyt belastete kontakter med høye, lokale friksjonstemperaturer vil EP additiver kunne redde flatene fra havari.

Myke metall som sølv, kobber, tinn, bly har lav kjemisk reaktivitet og brukes mye i opplagringer for akselsystem. Selv om sølv er et kostbart materiale, så brukes det mye. Sølv legges for eksempel på snekkeveksler, stempelringer, metalltetninger og i gjengeforbindelser.

5.3.2 Ikke så gode materialkombinasjoner

I Tabell 5-3 er gitt noen materialkombinasjoner som kan være trøblete i en glidende kontakt.

Vi ønsker ofte å kombinere forskjellige stållegeringer, og det er noen som kan være vanskelige å bruke. Austenittiske rustfrie stål (for eksempel AISI, 316 og AISI 304) har generelt dårlige slitasjeegenskaper. De er veldig duktile og adherer lett til andre flater. Disse materialene er kjent for å være litt vanskelige å maskinere og «klinere» lett til verktøystålet. Austenittisk stål har dårligere varmeledning enn karbonstål og får dermed høyere kontakttemperatur på grunn av friksjonen enn vanlige karbonstål. Det er ugunstig.

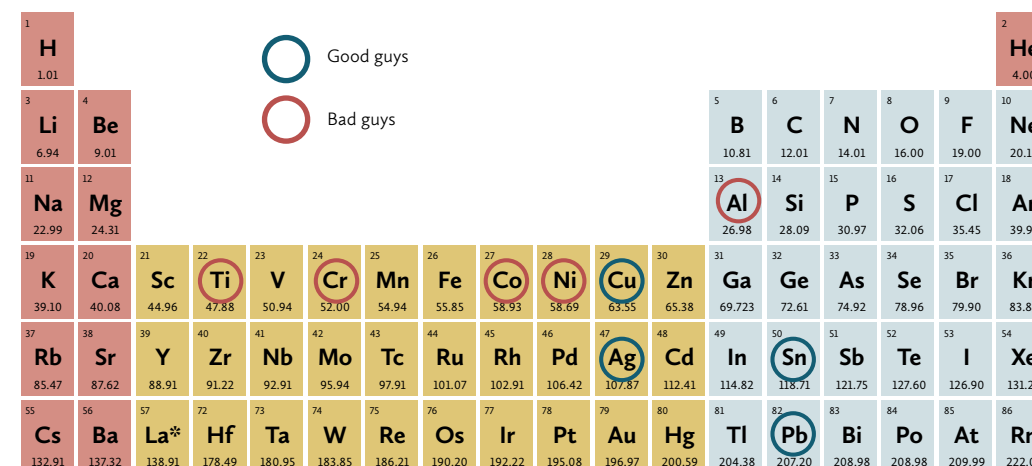
Aluminium og titan oppfører seg ganske likt som austenittisk rustfrie stål og har generelt dårlige tribologiske egenskaper. De er også svært duktile, og har i tillegg oksidbelegg som er vesentlig hardere enn grunnmaterialet. Oksidbeleggene kan lett sprekke opp siden de har ganske dårlig vedheft til grunnmaterialet. Når oksidbeleggene sprekke opp, kan de opptre som harde abrasive partikler og dermed skade grunnmaterialet.

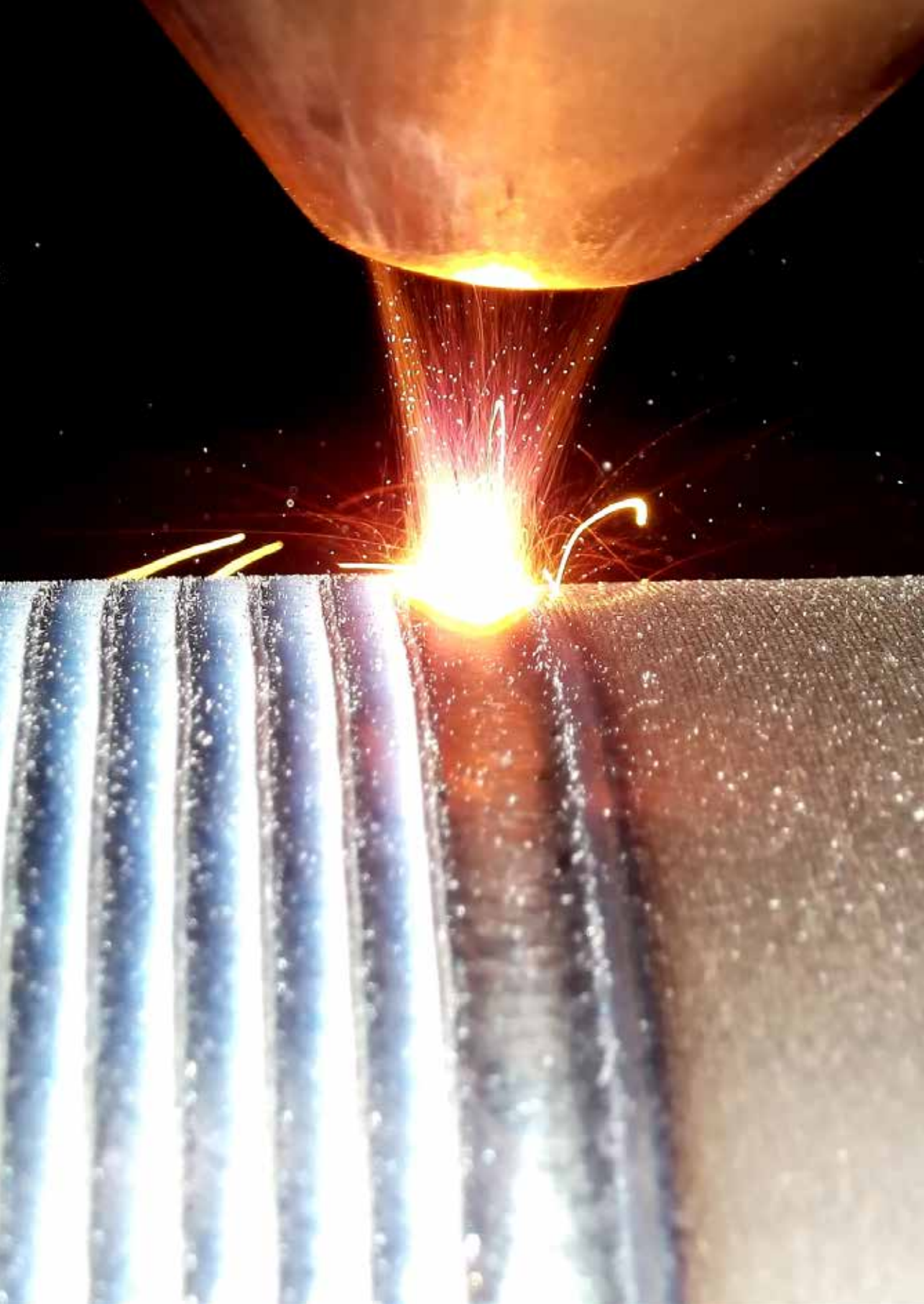
Siden vi har mye fokus på stål som konstruksjonsmateriale så har vi sett på stål sine gode og dårlige venner. I det periodiske system har vi angitt noen metall stål går godt overens med (Good guys) og noen metall som stål ikke er på talefot med (Bad guys) når det gjelder slitasjeegenskaper i glidende kontakter.

Metall 1	Metall 2
Jern	Aluminium Krom Kobolt Nikkel Sink Titan Wolftram
Aluminium	Krom Magnesium Kobber Nikkel Sink Sølv Titan Wolftram
Krom	Kobolt Nikkel Sink Titan Wolftram
Nikkel	Wolftram Molybden Krom Kobolt Sink Aluminium Kobber Titan

Tabell 5-3 Ikke så gode materialkombinasjoner

Figur 5-14. Det periodiske system – myke metall

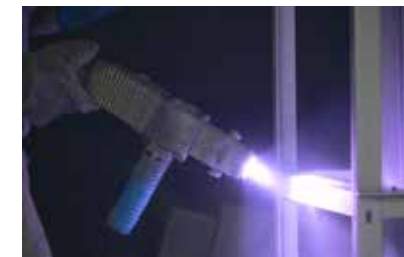




6 Belegg for slitasjebeskyttelse

6.1 Introduksjon

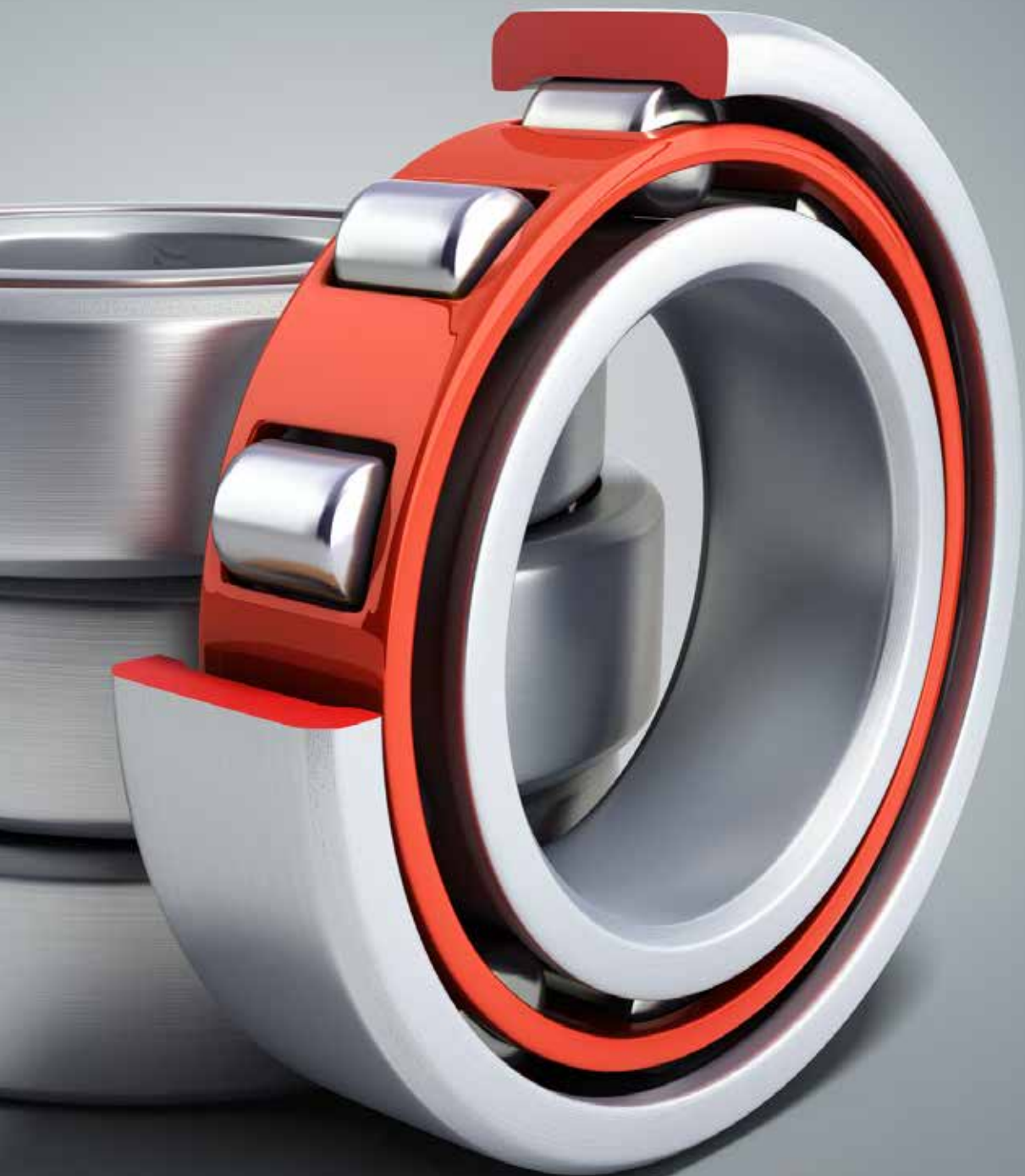
En maskindels overflate vil bestemme om delen korroderer eller slites. Hardheten, type materiale og overflateruhetene bestemmer flatas egenskaper. I mange kritiske situasjoner har vi behov for å modifisere overflatene for å kunne minimalisere korrosjon og slitasje. Da kan vi modifisere overflata ved for eksempel å herde den slik at hardheten øker, eller vi kan påføre flata et belegg. Ofte trenger vi forskjellige egenskaper inne i materialet og på overflata. Ei tann i et tannhjul må ha en kjerne som er duktil og som har god seighet slik at den ikke er utsatt for utmattingsbrudd. Samtidig må overflata være hard slik at slitasjen blir lav. Det løses ved å overflateherde tannflankene.



Figur 6-1 Krombelegg på stempelstang (venstre) og sprøyting av sinkbelegg (høyre)

Det finnes i dag en rekke muligheter for å endre ei flates overflateegenskaper. Vi skal se på noen muligheter, men vil på ingen måte kunne dekke dette store fagområdet. Man bør derfor oppsøke spesialkompetanse når man har en konkret problemstilling. Denne kompetanse kan man få hos leverandørene og i egen spesiallitteratur.

I Tabell 6-1 har vi delt opp mulige metoder for å modifisere overflatene iht referanse Jacobson og Högmark. Vi vil fokusere på metoder som påfører flatene et belegg. Vi vil også fokusere på belegg som kan hindre eller redusere slitasje.

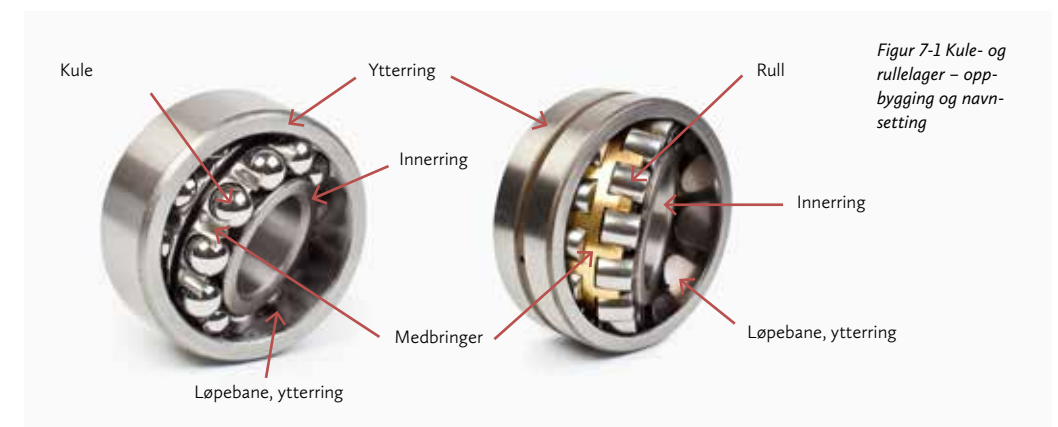


7 Smøring av kule- og rullelager

Rullingslager som er en samlebetegnelse på kule-, rulle- og nålelager er mye brukt i alle typer roterende maskineri. Smøremekanismen, elasto-hydrodynamisk smøring (EHS), som opptrer i et kule- eller rullelager, er forholdsvis kompleks. Samspillet mellom smøremiddelet, lagerets geometri, lagerets materialegenskaper, rotasjonshastigheten og de ytre kreftene er helt avgjørende for at lageret skal kunne fungere godt. Moderne maskineri kan ha høye belastninger og store variasjoner i turtall noe som gjør svært viktig at smøremiddelet gjør jobben med å skille flatene fra hverandre. Vi skal fordype oss i den elasto-hydrodynamiske smøreverden, men først må vi se på selve lagerkonstruksjonen, bruksområdene og hvordan kreftene går gjennom lagringene.

7.1 Lagergeometri

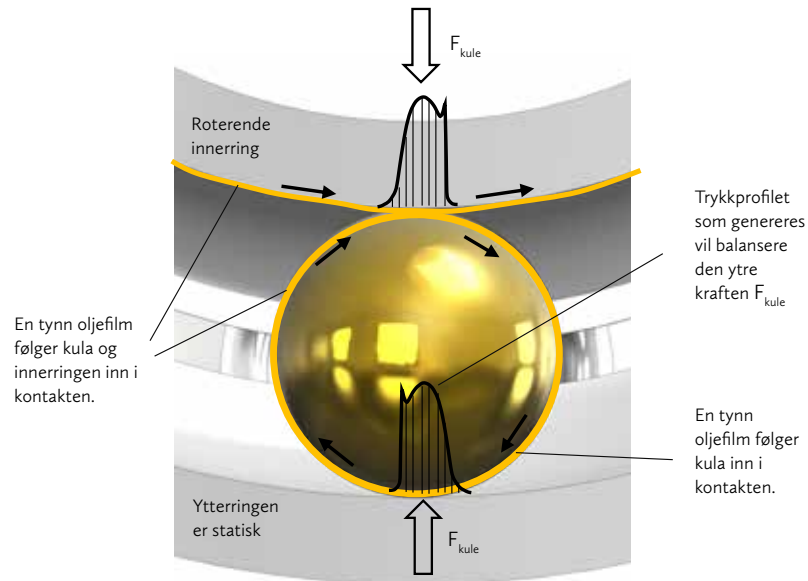
Figuren under viser oppbyggingen av typiske kule- og rullelager. Kulene og rullene er som oftest laget i et gjennomherdet stål, alternativt kan keramiske kuler og ruller brukes. Inner og ytteringene er også som oftest laget av stål. Disse vil også gjennomherdes slik at de tåler det høye kontakttrykket fra kulene. Selve kontaktflata på inner og ytteringene, flata som kulene ruller mot, kalles løpebanen. Medbringerens rolle er å sørge



For en normalt god EHS-kontakt, vil friskjonskoeffisienten kunne være så lav som $\mu_{\text{EHS}} \approx 0.001$. Som en sammenligning har teflon mot teflon en friksjonskoeffisient på $\mu_{\text{Teflon}} \approx 0.05$, altså 50 ganger så høy.

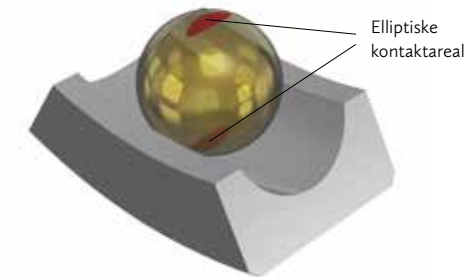
I et kulelager vil smøreoljen bli dratt inn i lagerets kontaktzone fordi kulene roterer og drar oljen med seg. Se Figur 7-20. Husk at en velegnet olje hefter godt til stålflatene. Oljen som hefter til lagerets inner- og yttering vil også transporteres inn i kontaktsonen hvis ringene er i bevegelse. Det er to kilder som tilfører kontaktsonen olje, kulene som roterer samt lagerets inner- eller yttering. Når oljen tvinges gjennom kontaktsonen, vil det bygges opp et høyt trykk i oljen. Dette trykket vil bære lasten som overføres fra innerringen gjennom kula til yttringen.

Figur 7-20 Kulelager – trykkoppbygging i smøreoljen



I Figur 7-20 er vist ei kule som roterer mellom en statisk yttering og en roterende innerring. I kontakten mellom innringen og kula vil begge flatene trekke olje inn i kontaktområdet, mens ved yttringen vil det kun være kulene som drar olje inn i kontakten. De to kontaktområdene vil ha forskjellig tilgang på smøreolje, forskjellig gjennomsnittshastighet for kontaktflatene og dermed litt forskjellige smøreforhold. Den gjennomsnittlige hastigheten ved kontaktpunktet vil påvirke filmtykkelsen og vil i dette tilfellet gi tykkest oljefilm mellom innringen og kula. Se avsnittet om estimering av filmtykkelse, avsnitt 7.7 for mer forklaring.

I et kulelager er kontaktområdene mellom kulene og løpebanene små ellipser. Se Figur 7-21 som viser de to elliptiske kontaktområdene. Kontaktområdet (ellipsen) kan typisk være i størrelse 0.5 mm x 2 mm, mens filmtykkelsen er mindre enn 0.5 μm . Det vil si at smøroljen må presses gjennom en trang spalte som er veldig lang relativt klaringen (smørefilmtykkelsen). Minste dimensjon i ellipsen er da typisk 1000 ganger større enn oljefilmtykkelsen.



Figur 7-21. Elliptisk kontaktområde – kulelager

I de fleste kontaktområdene i kule- og rullelager vil selve kontaktområdet danne ellipser med ulike dimensjoner. I et yttertilfelle vil en rull som ligger an mot et plan danne et rektangulært kontaktområde. Ei kule som ligger an mot et plan vil få et sirkulært kontaktområde. Dette er likt som for Hertz-kontaktene i kapittel 4.4.

I en kontakt mellom en rull og et plan vil vi få et rektangulært kontaktområde. Kontaktene går som regel under navnet linjekontakter, men den teoretiske linja blir fort et rektangel når vi skal overføre last og flatene deformeres elastisk.



Figur 7-22. Ståplate mot rull



Figur 7-49. Motorsykkelkonkurranse.

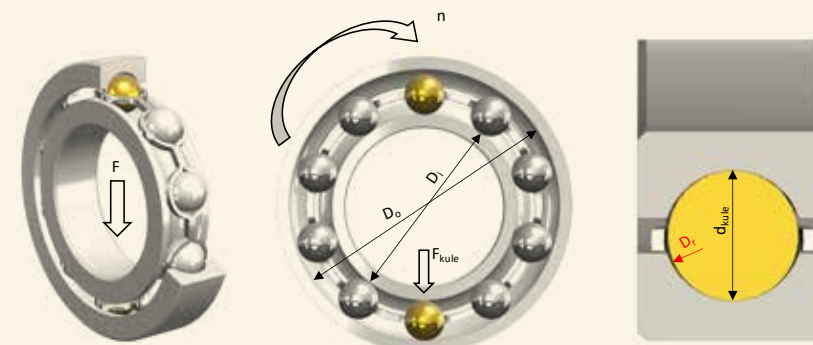
7.7.4 Eksempel på beregning av smørefilmtykkelse i et kulelager

Eksempel 7-3 Motorsykkelhjul

I en motorsykkel som skal brukes i konkurranser er det ikke så viktig med lang levetid for hjullagrene. Vi skal sjekke tilstanden for et kulelager brukt i en motorsykkel med forventet toppfart på 270 km/t under konkurransen. Vi tror at en lambda-verdi, $\lambda > 1.0$ er tilstrekkelig for at dette lageret skal kunne overleve en konkurranse, se vurderinger i Tabell 7-1.

Vi har nå et hurtiggående kulelager hvor innerringen roterer med et turtall på 3184 o/min og som smøres med en mineralolje med dynamisk viskositet 10cP ved atmosfæretrykk og ved antatt driftstemperatur på 90°C. Trykk-viskositetskoeffisienten er $1.6 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ ved den aktuelle temperaturen. Den høye rotasjonshastigheten vil produsere en del varme slik at temperaturen i kontakten blir høy. Innerringen er statisk. Maksimumsbelastningen på innerringen er 3000 N og vi antar at den mest belastete kula må overføre 1000 N fra innerringen til ytteringens løpebane. Ruhetsverdiene på henholdsvis kule og innerringens løpebane er målt til; $R_{a,kule} = 0.05 \text{ }\mu\text{m}$ og $R_{a,inner} = 0.10 \text{ }\mu\text{m}$.

Lagerdimensjonene er gitt i Tabell 7-16 og Figur 7-50.



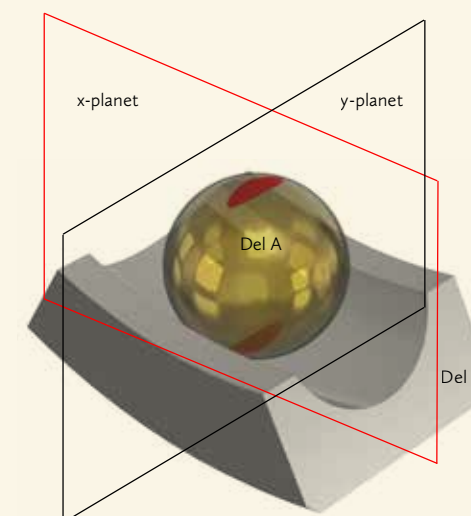
Figur 7-50. Kulelager med last og dimensjoner

d_{kule}	10 mm	Diameter kule
D_r	11 mm	Inner og ytteringens krumningsdiameter mot kule
D_i	60 mm	Diameter til innringens løpebane
D_o	80.1 mm	Diameter til ytteringens løpebane

Tabell 7-16 Lagerdimensjoner - kulelager

7.7.4.1 Beregning av redusert radius, deloppgaver a-e

Ved beregning av smørefilmtykkelsene bruker vi samme fremgangsmåte for beregning av den såkalte reduserte radien som vi brukte på Hertz kontaktene i kapittel 4. Generelt har vi i et kontaktpunkt to krumningsradier for hver av de to delene, del a og del b, som er i kontakt. I Figur 7-51 har vi vist de to planene, x og y, som krumningsradiene ligger i. Planene står vinkelrett på hverandre. Definisjonene på x og y-planene er ikke vilkårlig. X-planet skal gå gjennom kontaktpunktet i retning av kontaktellipsens minste dimensjon. Y-planet skal ligge i retning av ellipsens største dimensjon.



Figur 7-51. Plan for krumningsradier



8 Smøring av gir

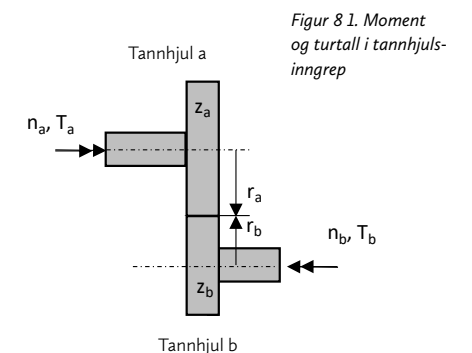
8.1 Introduksjon

Ved smøring av gir bruker vi samme formelverk som vi brukte for kule- og rullelager i kapittel 7. Det som er viktig her, er å bestemme tanninngrepenes krumningsradier og relative hastigheter, som brukes ved beregning av smørefilmtykkelsen. Dette kapitlet inneholder derfor en del bakgrunnsstoff om girgeometri som er nødvendig for å kunne bestemme disse størrelsene.

Et gir har som oppgave å overføre et torsjonsmoment og en rotasjonshastighet fra en aksel til en annen. Ved å dimensjonere tannhjulene riktig kan man oppnå ønsket moment og turtall på utgående aksel. I Figur 8-1 er det vist to sylindriske tannhjul, hvor moment og turtall endres siden tanntallene (z) og tannhjulenes diametere er forskjellige. I tillegg vil dreieretningen endres, de to hjulene roterer hver sin vei. I midten av figuren har vi vist et konisk tanninngrep hvor rotasjonsaksene står 90 grader på hverandre. Til høyre er vist en komplett girboks med flere tannhjulsinngrep og endring av rotasjonsaksen. I girboksen har tannhjulene skråfortanning noe som gir et mykere inngrep og mindre støy. De bueformete tennene i den midtre figuren vil også få et mykt inngrep.

I tanninngrepet overføres torsjonsmomentet som en kraft mellom tannflankene. I kontaktpunktet vil vi i prinsippet ha både en rullende og en glidende bevegelse. Kraftene som overføres kan bli store og tannhjulene går inn og ut av inngrepet med alt fra veldig lave til veldig høye hastigheter. Smøremiddelets oppgave med å holde tannflankene fra hverandre under drift er krevende og det er viktig å velge riktig smøreolje. De forskjellige tanninngrepene vil kreve forskjellige smøreoljer med ulikt innhold av additiver.

Dette kapitlet er basert på følgende referanser; Shigley & Mischke, Stachowiak & Batchelor, Hamrock, Uicker Pennock & Shigley, Jakobsen og Machinery Lubrication.



Figur 8.1. Moment og turtall i tannhjulsinngrep

Figur 8-19. Rettfortannet sylindrisk tannhjulspår (venstre)



Figur 8-20. Girkasse med skråfortannede sylindriske tannhjul (høyre).



For sylindriske gir med rette tenner vil vi ha en linjekontakt hvor vi har en rein rullende bevegelse ved rullesirkelene, som ofte er sammenfallende med delesirkelene. Ved alle andre posisjoner vil vi ha en kombinasjon av rullende og glidende bevegelse.

Ved bruk av skråstilte tenner vil kontaktene starte med en punktkontakt som går over til en linjekontakt. I disse inngrepene har vi også noe glidning langs tannflankene i t-retningen.

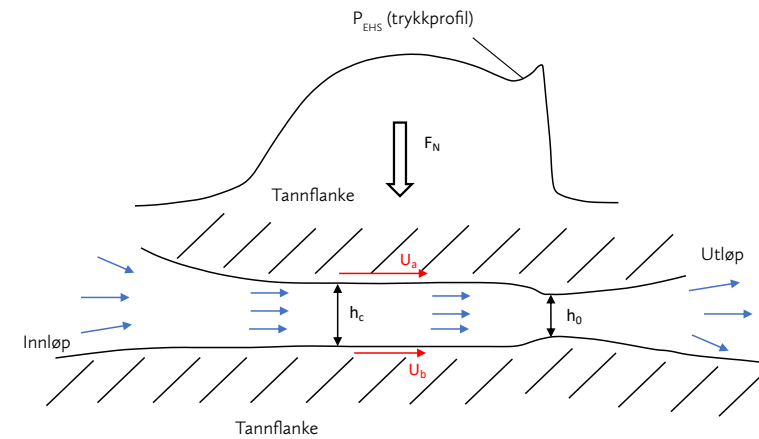
8.3.4 Beregningsmodell - smøring

Vi beregner smørefilmtykkelse på samme vis som vi gjorde i kapittel 7 for rektangulære kontakter. Tannhjulsinngrepet er en rektangulær kontakt og EHS-formel (F: 8-12) (fra (F: 7-3)) som vist under, kan brukes. Det brukes litt andre navn på variablene i EHS-formlene og i Figur 8-21 enn vi har brukt i gjennomgangen av tannhjulsgemetrien i forrige avsnitt. Det er viktig at vi får koblet de riktige tannhjulvariablene inn i EHS-formlene. Se Tabell 8-4 for forklaring av variablene i formelen.

$$\frac{h_0}{R_x} = 1.714 \left(\frac{U\eta_0}{E'R_x} \right)^{0.694} (\alpha E')^{0.568} \left(\frac{W'}{E'R_x} \right)^{-0.128}$$

Formelen kan også skrives på dimensjonsløs form, se (F: 7-7). Se Tabell 8-3 for definisjon av de dimensjonsløse gruppene.

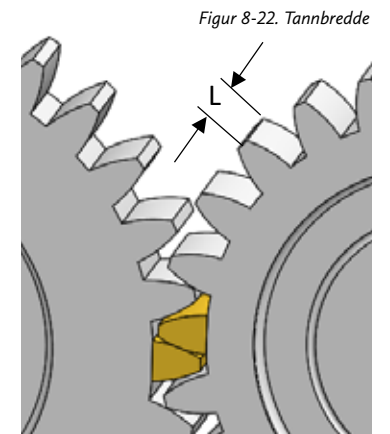
$$H_0^* = 1.714(U^*)^{0.694} (G^*)^{0.568} (W^*)^{-0.128} \quad (F: 8-14)$$

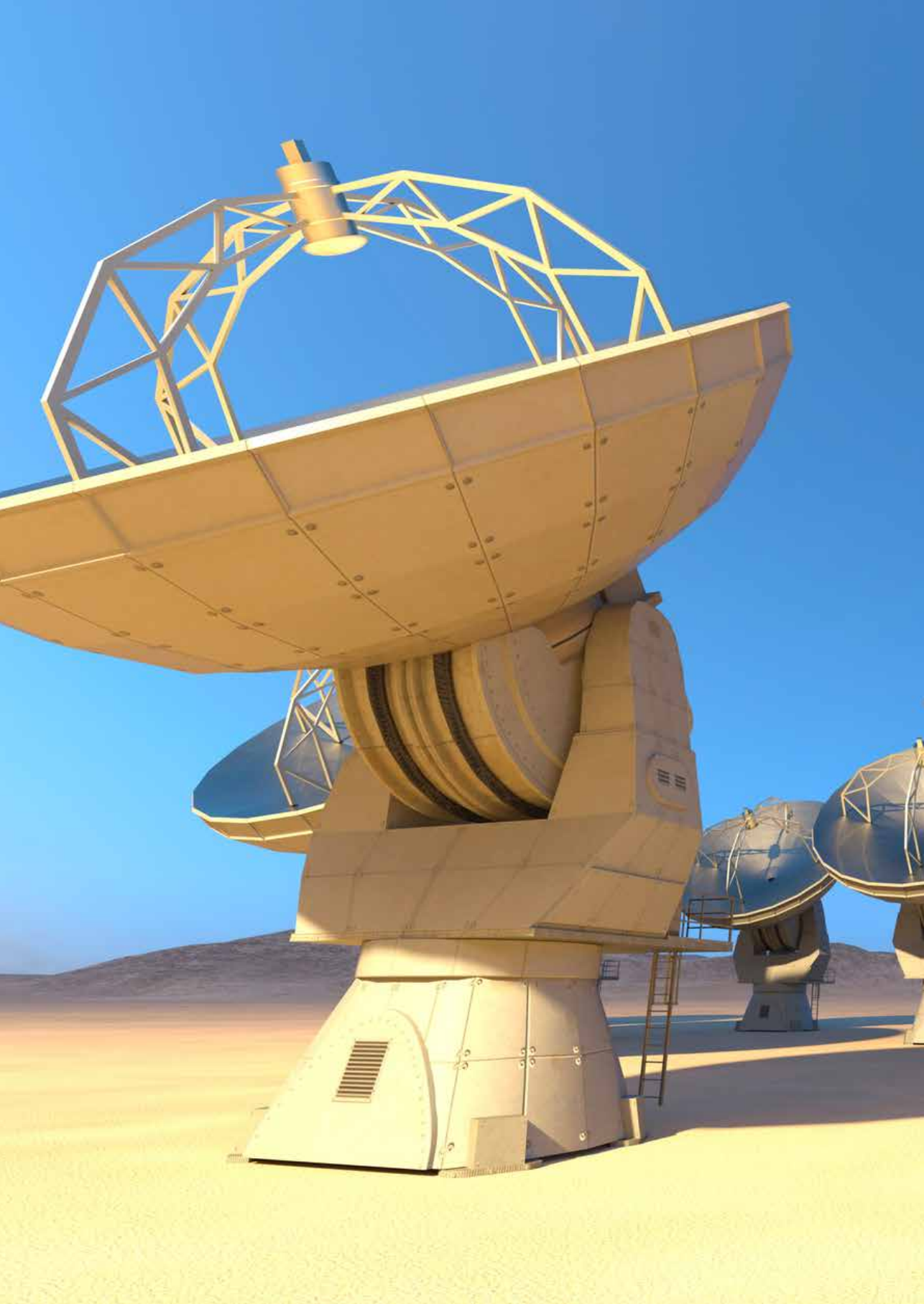


Figur 8-21. Kontaktpunktet - smøring av tannhjulsinngrep.

Tabell 8-3 Dimensjonsløse grupper (fra kapittel 7.1)

$H_0^* = \left(\frac{h_0}{R_x} \right)$	Dimensjonsløs minste filmtykkelse
$U^* = \left(\frac{U\eta_0}{E'R_x} \right)$	Dimensjonsløs hastighetsparameter
$G^* = (\alpha E')$	Dimensjonsløs materialparameter
$W^* = \left(\frac{W'}{E'R_x} \right)$	Dimensjonsløs lastparameter

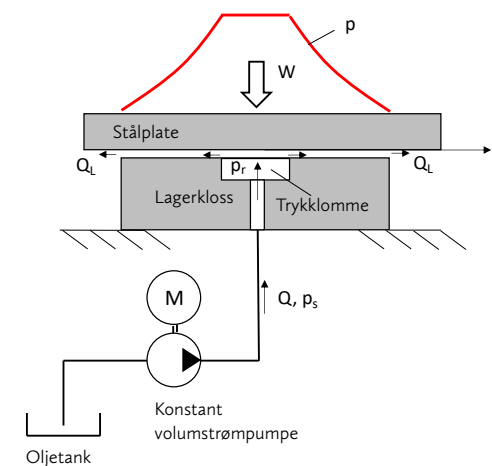




9 Hydrostatiske lager

9.1 Introduksjon

Et hydrostatisk lager er en lagerkonstruksjon hvor lagerflatene skilles av en eksternt trykksatt væske. I Figur 9-1 vises en sirkulær lagerkloss som bærer en ytre last i form av ei stålplate. Et pumpesystem sender ei væske inn mellom lagerklossen og plata og løfter plata fra klossen. I motsetning til et hydrodynamisk lager, så trenger ikke det hydrostatiske lageret noen relativ bevegelse mellom kloss og plate for å generere en bærende smørefilm.



Figur 9-1 Hydrostatisk lager

Hydrostatiske lager brukes blant annet i konstruksjoner hvor bevegelsen mellom flatene er så liten at den hydrodynamiske effekten er fraværende. For å klare å skille flatene i slike situasjoner er et hydrostatisk lager egnet.

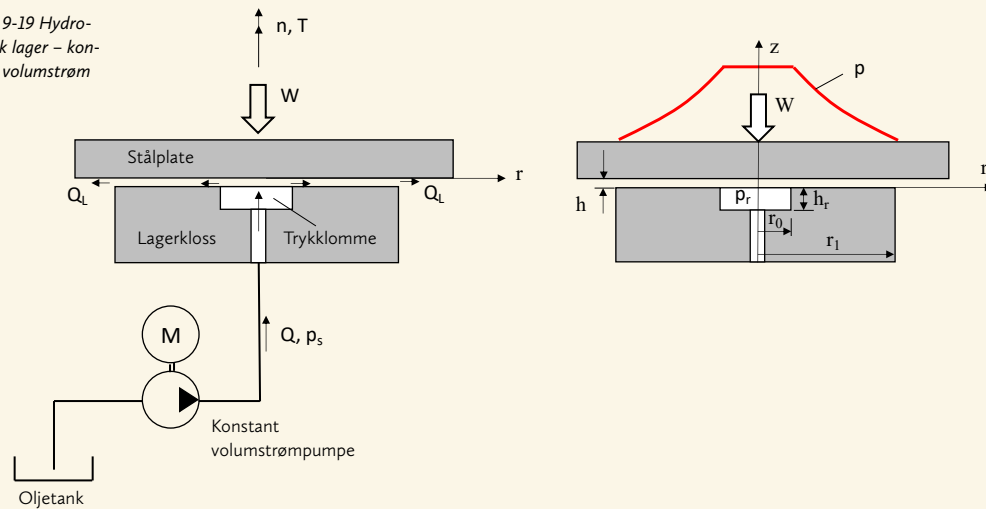
Siden hastigheten mellom de bevegelige flatene i et hydrostatisk lager ofte er svært liten, vil friksjonen mot bevegelsen også være liten. I et startøyeblikk hvor hastigheten er null vil også friksjonen være null.

Eksempel 9-1 Sirkulær lagerkloss

En lagerkloss som vist i Figur 9-19 skal bære en last på $W = 5$ tonn mens den roterer langsomt. Vi ønsker at lagerklossen skal operere med en oljefilmtykkelse på $h = 50 \mu\text{m}$, slik at vi er sikre på at vi ikke har noe kontakt mellom flatene.

Lagerdimensjoner og driftsparametere er gitt i Tabell 9-2. Lagerklossen forsynes med et hydrostatisk trykk fra ei konstant volumstrømpumpe. Dette er ei pumpe som leverer en fast volumstrøm per omdreining. Volumstrømmen kan justeres til ønsket verdi ved å styre motorens turtall.

Figur 9-19 Hydrostatisk lager – konstant volumstrøm



r_1	80 mm	Lagerets ytre radius
r_0	25 mm	Trykkloømme's radius
h_r	1 mm	Trykkloømme's dybde
η	50 cP 0.05 Pa s	Oljas dynamiske viskositet
ρ	950 kg/m ³	Oljas tetthet
$\nu = \eta / \rho$	$5.3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 53 cSt	Oljas kinematiske viskositet
n	10 o/min 0.167 o/s	Rotasjonshastighet
$\omega = 2\pi n$	1.047 rad/s	Vinkelhastighet
W	5 tonn 49 050 N	Ytre last

Tabell 9-2 Lagerdimensjoner og driftsparametere

I Tabell 9-1 er aktuelle formler oppgitt. Alle formlene er utledet i Appendiks J. Vi regner først ut konstantene vi trenger.

Totalt lagerareal (F:9-4):

$$A = \pi r_1^2 = \pi 0.08^2 = 0.02 \text{ m}^2$$

Geometrikonstanter (F:9-4):

$$A^* = \frac{1}{2r_1^2} \frac{(r_1^2 - r_0^2)}{\ln \frac{r_1}{r_0}} = \frac{1}{2 \cdot 0.08^2} \frac{(0.08^2 - 0.025^2)}{\ln \frac{0.08}{0.025}} = 0.388$$

$$B^* = \frac{\pi}{6 \ln \frac{r_1}{r_0}} = \frac{\pi}{6 \ln \frac{80}{25}} = 0.45$$

Trykk i lageret, p_r

Vi finner nødvendig trykk, p_r , i lagerets trykkloømme fra uttrykket for bæreevnen, W (F:9-10):

$$W = A p_r A^* \Rightarrow p_r = \frac{W}{A \cdot A^*} = \frac{49050}{0.02 \cdot 0.388} = 6.3 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 63 \text{ bar}$$

Trykkprofilen er gitt av (F:9-2) og er gyldig for $r = r_0$ til $r = r_1$. I trykkloømme, $r < r_0$, er trykket konstant, $p = p_r$. Se trykkprofilen i Figur 9-19.

$$p = p_r \frac{\ln \frac{r_1}{r}}{\ln \frac{r_1}{r_0}}$$

Volumstrøm, Q

Vi må finne volumstrømmen, Q , som gir oss ønsket filmtykkelse. Vi bruker formel (F:9-7):



10

Dynamiske tetninger

10.1 Introduksjon

I hydrauliske sylindre, i gasskompressorer og i forbrenningsmotorer finner vi dynamiske tetningssystem med en lineær fram-tilbake bevegelse. Utforming av tetningene er viktig for at det skal dannes gode smørefilmer mellom tetningene og motstående flate. En smørefilm som skiller flatene helt, vil gi minimalt med slitasje på tetninger og tetteflater. I hydraulikk-sylindrene brukes stort sett myke tetninger, mens det i en forbrenningsmotor brukes løse stålringer for å tette mot forbrenningsgassene. I gasskompressorene brukes både stålringer og plastringer som stempeltetninger. I noen tilfeller brukes også stålringer som stempeltetninger i hydraulikksylindre. Stempelringer i stål tåler mye høyere temperaturer enn de myke tetningene, og slites ikke så fort ut.



Figur 10-1.
Hydraulikksylindre
i en gravemaskin

Figur 10-2. Gass-
kompressor

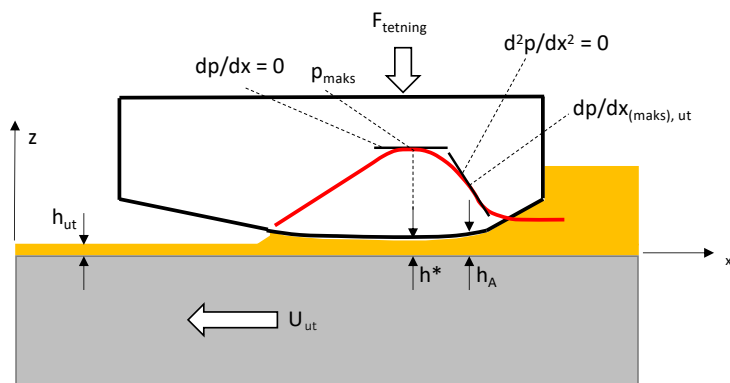
Figur 10-3. Forbren-
ningsmotor med stem-
pel og stempelringer.

Basert på at vi kjenner smøreoljetrykket (kontakttrykket mot stanga) skal vi nå se på hvordan vi kan regne ut tykkelsen på smøreoljefilmen som følger stanga gjennom tetningen.

I Figur 10-21 har vi markert tre karakteristiske smørefilmtykkelser h_A , h^* og h_{ut} sammen med trykkgradientene.

- ▶ h_A er smøreoljetykkelsen ved posisjonen til den maksimale trykkgradienten, $dp/dx_{(maks)}$ i olja, hvor $d^2p/dx^2 = 0$
- ▶ h^* er filmtykkelsen ved p_{maks} hvor $dp/dx = 0$
- ▶ h_{ut} er tykkelsen på smørefilmen som følger stanga ut av sylinderen

Figur 10-21. Smørefilmtykkelser



Siden stangtetningene er sirkulære, kan smørefilmen beregnes ved hjelp av Reynolds likning for uendelig bredt lager (kapittel 3). Smøreoljetrykket vil være konstant i ringretningen, $dp/dy = 0$, og det vil ikke være noe strømming i ringretningen (y-retningen). Vi har kun strømming i x-retningen. Se leppetetning i Figur 10-22 med aksesystem.

Figur 10-22. Leppetetning med aksesystem



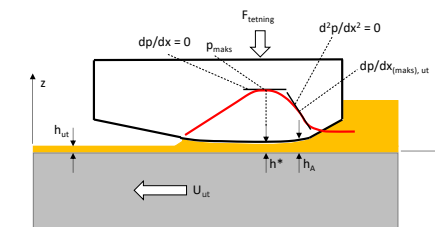
d	m	Stempelstangas diameter
D	m	Stempelets diameter
L	m	Sylinderens slaglengde
dV	m ³	Smøreoljelekkasje
h_{ut}	m	Filmtykkelse på stanga på vei ut av sylinderen
h_{inn}	m	Filmtykkelse på stanga på vei inn i sylinderen
h_A	m	Filmtykkelse ved maks trykkgradient
h^*	m	Filmtykkelse ved maks trykk
$dp/dx_{(maks), inn}$	N/m ³	Maks trykkgradient-bevegelse inn mot sylinderen
$dp/dx_{(maks), ut}$	N/m ³	Maks trykkgradient-bevegelse ut av sylinderen
p_{maks}	N/m ²	Maks trykk
η	Pa s	Dynamisk viskositet
U_{ut}	m/s	Stempelstangas hastighet ut av sylinderen
U_{inn}	m/s	Stempelstangas hastighet inn mot sylinderen
$Q_{tetning}$	m ³ /s	Volumstrømning gjennom tetningen
Q_{stang}	m ³ /s	Volumstrømning for smøreolje på stanga

Tabell 10-1 Variable-dynamiske tetninger

Vi tar utgangspunkt i Reynolds likning for uendelig brede lager som gitt i Appendiks A, formel (F:A-10). Se også detaljer i Appendiks B.

Reynolds likning for uendelig bredt lager og grensebetingelsen $dp/dx = 0$ ved $h = h^*$:

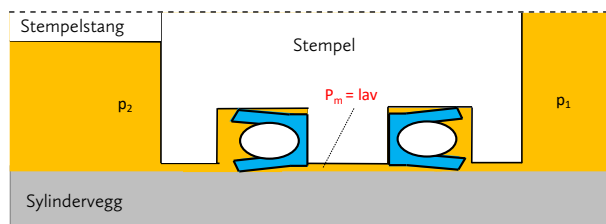
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) &= 6\eta U_{ut} \frac{\partial h}{\partial x} \\ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} &= 6\eta U_{ut} h + C_1 \quad \wedge \quad \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \text{ for } h = h^* \rightarrow C_1 = -6\eta U_{ut} h^* \\ h^3 \frac{\partial p}{\partial x} &= 6\eta U_{ut} (h - h^*) \end{aligned} \tag{F:10-1}$$



Vi har nå innført h^* i uttrykket, men h^* er fortsatt ukjent.

Vi deriverer begge sider av (F:10-1) med hensyn på x og innfører grensebetingelsene $d^2p/dx^2 = 0$ og $dp/dx = dp/dx_{(maks), ut}$ for $h = h_A$

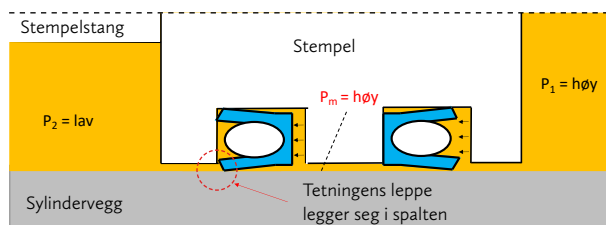
Figur 10-45. To usymmetriske tetninger som stempel-tetning



å ta trykk hovedsakelig i en retning, vil en trykkoppbygging normalt blø av over motsatt tetning og p_m holdes lavt.

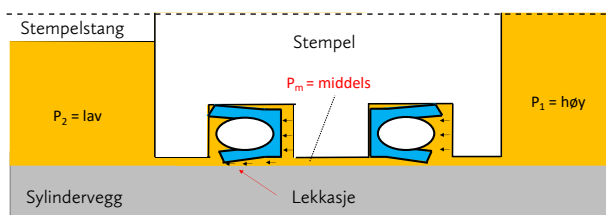
Hvis tetningenes lepper er like lange, kan en tetning forskyves slik at tetningsleppa kommer inn i spalten mellom stempel og sylindervegg, Figur 10-46. Da blir dreneringsveien for trykket stengt og trykket i mellomrommet kan vokse til svært høye verdier. Det høye trykket dytter tetningen så hardt mot sporkanten at tetningen kan skades.

Figur 10-46. Tetningsleppe kommer inn i spalten



Løsningen på dette problemet er å hindre at tetningsleppa kan komme i kontakt med spalten mellom stempel og sylindervegg. En løsning er å bruke tetninger hvor tetningsleppene har forskjellig lengde, Figur 10-47. Da vil tetningen stoppe ved tetningsleppa som ligger nede i tetningssporet, mens tetningsleppa som ligger mot sylinderveggen opererer som normal. Trykket i mellomrommet vil utlignes ved at væske slipper forbi tetningsleppa.

Figur 10-47. Tetninger med ulik lengde på leppene

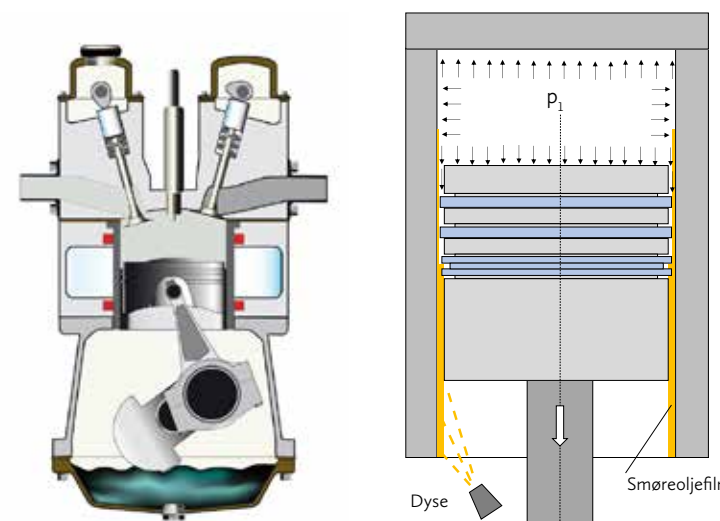


10.3 Stempelringer-forbrenningsmotorer

10.3.1 Introduksjon

I forbrenningsmotorer, gasskompressorer og noen hydrauliske sylindere brukes metallringer eller plastringer for tetning mellom stempelet og motstående sylindervegg. Plastringer brukes ofte i gasskompressorer. Stempelringene er løse, splittete ringe som ligger i et tetningsspore, se Figur 10-49, Figur 10-50 og Figur 10-51. Stempelringene har i ubelastet tilstand litt større diameter enn sylinderen, og presses ut mot sylinderveggen av sin egen elastisitet, samt sylindrens trykk.

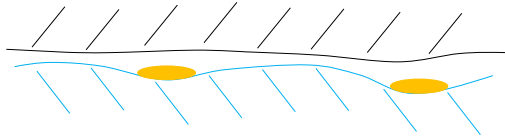
I en forbrenningsmotor skal stempelringene hindre at gassen som er i forbrenningskammeret passerer stempelet og kommer inn i motorrommet. Kontakten mellom stempelringene og sylinderveggen smøres med ei motorolje, og olja påføres sylinderveggen i underkant av stempelet, se illustrasjon av dette i Figur 10-49. En tynn smøreoljefilm skiller stempelringene fra sylinderveggen. Smøreoljefilmen hjelper til med å tette spalten mellom stempelringen og sylinderveggen, reduserer friksjonen og minimaliserer slitasjen. Friksjonen mellom stempelringene og sylinderveggen utgjør typisk 20–30 % av det totale mekaniske tapet i motoren. Det er viktig å ha god kontroll på tykkelsen av denne smøreoljefilmen slik at ikke oljeforbruket blir for stort. Når oljefilmen som passerer stempelringene blir eksponert for varmen og gassene i forbrenningskammeret vil noe av smøreoljen forsvinne ved fordampning.



Figur 10-48. Forbrenningsmotor (venstre)

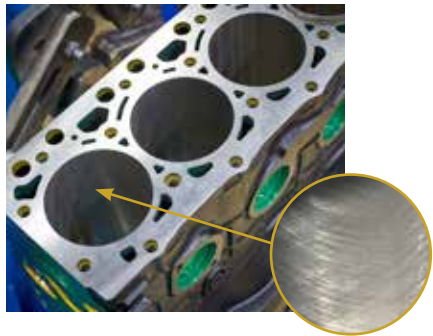
Figur 10-49. Prinsipp for smøring av stempelringene (høyre)

Figur 10-53. Smøreolje i ruhetsdalene

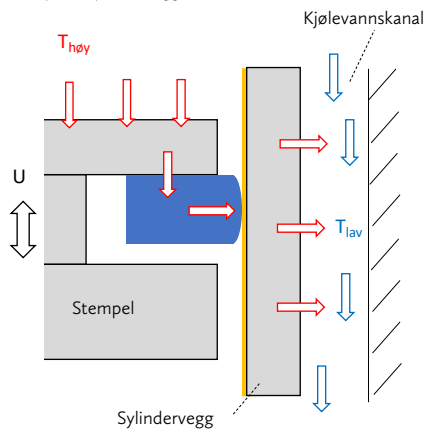


Sylinderens innvendige flate vil også ha et gunstig ruhetsmønster for oppbevaring av små smøreoljemengder. Sylinderflatene honnes i et bestemt kryssende mønster slik at en gunstig ruhetsstruktur dannes. Sylinderveggen vil da få ørsmå ruhetsgroper hvor smøreolje kan legge seg, se Figur 10-54. Disse gunstige ruhetsstrukturene er viktige for systemets levetid. Hvis flatene blir for glatte, vil smøringen bli mangelfull i noen områder og økt slitasje kan forekomme. Såkalt sylindropolering hvor forbrenningsprodukt legger seg på sylinderveggen og fyller alle ujevnheter vil kunne øke slitasjen siden de små reservoarene og dermed reserve-smøringen blir borte.

Figur 10-54. Sylindervegg med kryssende ruhetsmønster



Figur 10-55. Varmeroverføring fra stempel til sylindervegg



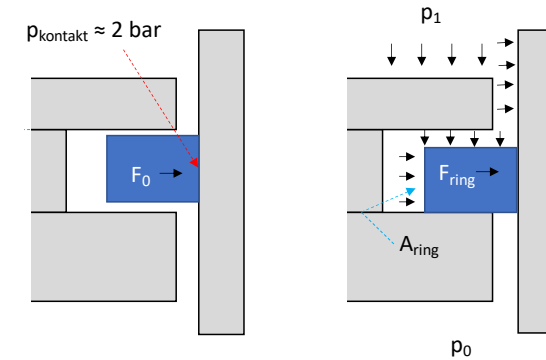
10.3.3 Varmetransport

På grunn av forbrenningen og dermed en veldig høy temperatur i sylinderen, vil stampelet og stempelringene få høy temperatur. Det er viktig at stempelringene kan frakte varme fra stampelet og ut til sylinderveggen som er i kontakt med motorens kjølesystem. Denne varmen må overføres gjennom oljefilmen som ligger på sylinderveggen. Jo tynnere denne smørefilmen er, jo bedre blir varmeledningen. Olje har generelt mye dårligere varmeledningsevne enn stål og en tykk oljefilm vil virke isolerende. Se de termiske egenskapene i Tabell 10-2.

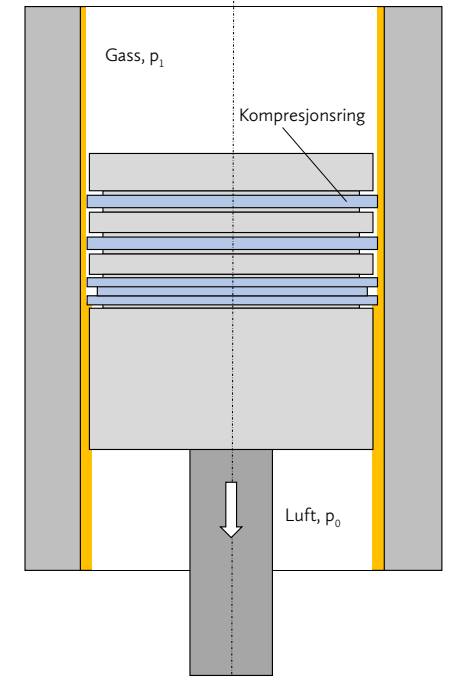
I Figur 10-55 er vist hvordan varmen overføres fra høy temperatur ved stampelets øvre kant, gjennom stempelringen, gjennom smørefilmen og ut i sylinderveggen. Smørefilmen vil bli utsatt for høye temperaturer både når den befinner seg inne i forbrenningskammeret og når den er i aktivt arbeid mellom stempelring og sylindervegg.

10.3.4 Smøring av kompresjonsringen

Når kompresjonsringen monteres i stampelets spor, er det kun ringens elastisitet som presser ringen ut mot sylinderveggen, $F_{ring} = F_0$, Figur 10-56 (venstre). Hvis ringen utsettes for et innvendige trykk, p_1 , vil dette trykket presse ringen ned mot nedre kant av sporet og inn mot sylinderveggen. Den samlede kraften mot sylinderveggen blir $F_{ring} = p_1 A_{ring} + F_0$. Arealet A_{ring} er ringens innvendige, sylindriske flate som vist i figuren.



Figur 10-56. Aktivert av kompresjonsringen



Når stampelet beveger seg nedover som vist på Figur 10-57, vil en smørefilm skille kompresjonsringen fra sylinderen ved at det bygger seg opp et trykk i olja. Oljefilmens trykkprofil er illustrert med rødt i figuren. Det genererte trykket må balansere den radiale kraften F_{ring} . Det maksimale smøreoljetrykket vil være høyere enn sylinderens gasstrykk slik at det vil være vanskelig for gassen å trenge gjennom og forbi smøreolja. Jo høyere trykk det er i sylinderen jo tynnere blir smøreoljefilmen og desto høyere er smøreoljetrykket. For en velfungerende kompresjonsring vil det være en intakt smørefilm i det meste av bevegelsen. Det er kun i endepunktene for stampelets bevegelse, at smørefilmen er redusert. Bevegelseshastigheten vil være null et kort øyeblikk i øvre og nedre vendepunkt. Der kan vi forvente litt økt slitasje.

Det vil alltid være en tynn smøreoljefilm som blir liggende på sylinderveggen når stampelet beveger seg nedover. Når stempelbevegelsen snur



11 Oljevedlikehold og tilstandskontroll

11.1 Introduksjon

Vi har tidligere sett på hvordan maskindeler smøres og har da antatt at smøremiddelet er reint og oppfører seg slik det skal med sine spesifiserte egenskaper. Det er svært viktig at smøremiddelet har riktig viskositet, at det har riktig trykk-viskositetskoeffisient og at det har korrekte temperaturegenskaper. I tillegg må smøremiddelet inneholde alle de nødvendige additivene det trenger for å gjøre smørejobben.

Under drift vil smøremiddelet imidlertid bli utsatt for forskjellige forurensinger som kan skade baseolja, additivene og maskineriet. Ei smøreolje vil for eksempel oksidere raskere hvis det er vann og partikler til stedet.

Oksidasjonsproduktene er en seig masse som fester seg til metallflater, tettet filter og trange spalter. Typisk kan et filter tettes med oksidasjonsprodukt, og hydrauliske retningsventiler kan feile på grunn av den seige substansen som legger seg på metallet og hindrer bevegelse.

Vann kan også føre til korrosjon og oppblomstring av mikroorganismer som sopp og bakterier. Partikler i olja kan punktere smørefilmene og gi inntrykninger.

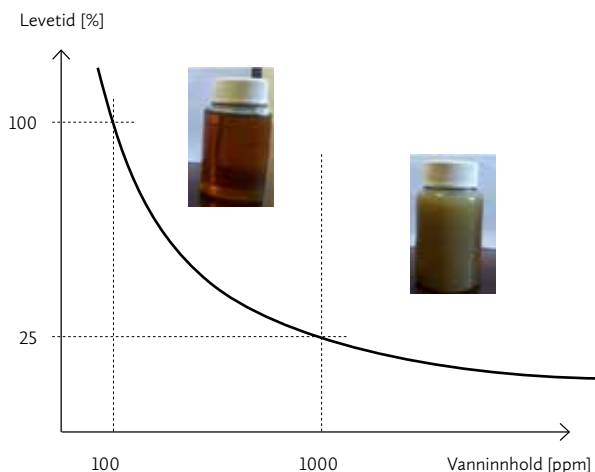
Mange feil i smøreoljesystem og hydraulikksystem skyldes smøroljer som inneholder partikler, mye vann og er sterkt oksidert. Ved å fjerne forurensningene vil mange av problemene forsvinne og man kan konsentrere seg om de problemene som har andre årsaker. God filtrering av oljene er svært viktig. Det er ennå ikke rapportert om feil og skader som skyldes for rein olje.

Se referanse Block og referanse Stecki for utfyllende informasjon om oljer og oljevedlikehold.

Figur 11-1. En hydraulisk styreventil med mange trange passasjer



I Figur 11-13 er vist prinsipielt hvordan levetida til et kulelager vil være påvirket av oljas vanninnhold. Vi antar at lageret har 100% av estimert levetid (teoretisk levetid) ved et vanninnhold på 100 ppm (0.01%). Hvis vanninnholdet er 1000 ppm (0.1%), vil levetiden bli redusert til ca. 25% av teoretisk levetid. Vi antar at oljene begynner å bli uklare ved ca. 1000 ppm, mens de er gjennomsiktige ved vanninnhold under 1000 ppm.



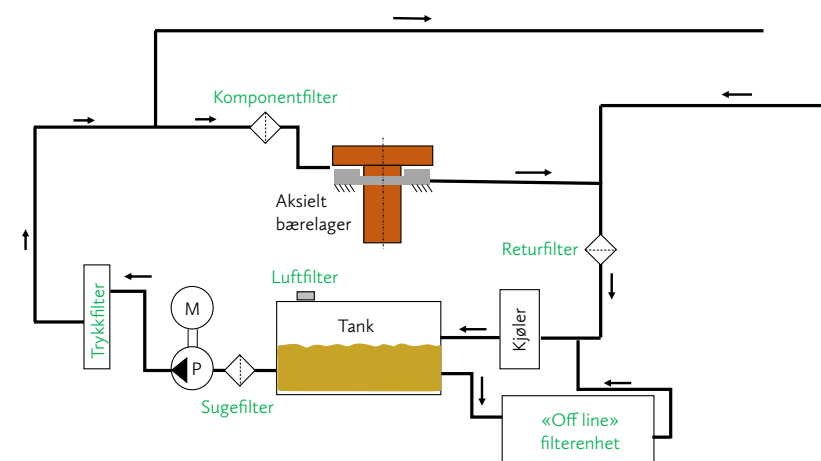
Figur 11-13 Levetid for kulelager mot vanninnhold

Det er mange potensielle problem vi kan unngå ved å holde vanninnholdet i olja stabilt lavt. Vanninnholdet bør generelt holdes under vannets løslighetsgrense. I ei olje med lavt innhold av additiver ligger løslighetsgrensa i området 50 – 100 ppm (0.005 – 0.01%) ved 20 °C, mens for ei girolje med høyt additivinnhold ligger grensa opp mot 300 ppm. Løseligheten øker med temperaturen. Over løslighetsgrensa felles vannet ut som fritt vann i en egen fase eller som fritt vann i en olje-vann-emulsjon. Vi ønsker å unngå fritt vann og vann i olje emulsjoner siden disse formene er mest skadelige.

11.5 Rensing av olja

Selv om vi gjør alt vi kan for å hindre at forurensningene kommer inn i systemet, så er det stor sannsynlighet for at både vann og partikler vil akkumuleres i systemet hvis vi ikke gjør noen for å fjerne dem. Forurensninger vil alltid komme inn i olja.

Det finnes forskjellige måter å fjerne forurensninger. I Figur 11-14 har vi vist at et oljefilter kan plasseres på ulike steder i smøreoljesystemet.



Figur 11-14 Filtersystem

- ▶ **Trykkfilter** («full flow filter»)

Dette filteret skal sørge for at olja som sendes ut på systemet er fri for partikler opp til en størrelse som bestemmes av filterets karakteristikk. For eksempel kan filteret fjerne alle partikler større enn 5 µm. All olje som skal ut i systemet går gjennom filteret, og både oljetrykket og oljemengden vil kunne variere. Systemfilteret vil gi et trykktap når olja presses gjennom filteret. Jo finere filteret er (små åpninger og god filtrering), jo større blir trykktapet. Ved store strømningsmengder settes flere filter parallelt i oljestrømmen slik at strømmingen fordeles.
- ▶ **Sugefilter**

Sugefilteret brukes for å beskytte pumpa mot å trekke inn olje med store partikler som kan skade pumpa. Sugefilteret er som regel grovt og stopper ikke små partikler.

Appendiks

A Appendiks A Reynolds likning

Vi skal utlede Reynolds likning ved hjelp av:

- ▶ kraftlikevekt for et lite volumelement
- ▶ strømningskontinuitet i et lite volumelement

Ved utledning av Reynolds likning gjelde følgende antakelser:

1. Vi kan se bort fra gravitasjonskrefter sammenlignet med de viskøse kreftene
2. Trykket er konstant i z-retningen, filmtykkelsesretningen
3. Olja hefter perfekt til overflatene
4. Olja er en Newtonsk væske
5. Strømningen er laminær
6. Olja treghet kan neglisjeres. Det vil si at vi ikke har noen akselerasjonskrefter.
7. Viskositeten er konstant i z-retningen, filmtykkelsesretningen

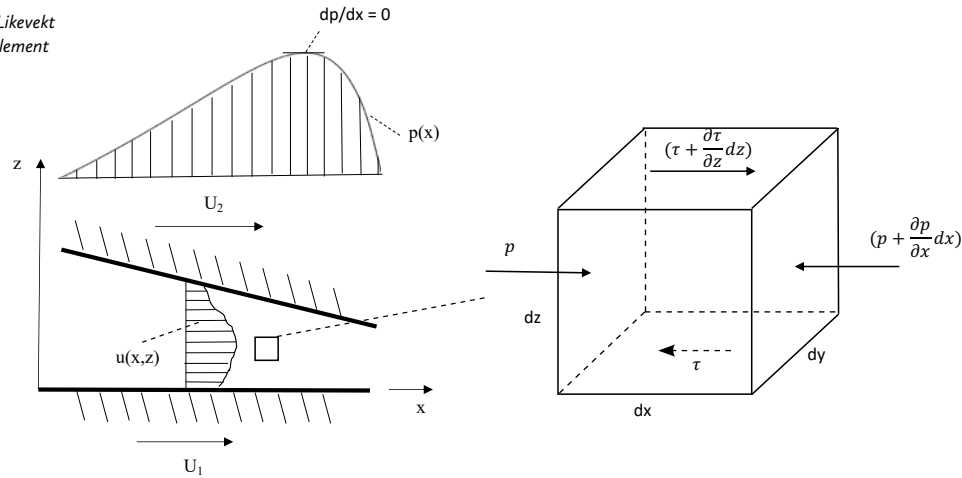
Vi har i det følgende definert aksesystemet slik at all glidende bevegelse er i x-retningen og at flatene står i ro i y-retningen.

Se forklaring på variablene i Tabell 3-1 og Tabell 3-4.

A.1 Likevektsbetrakning

Ved utledning av Reynolds likning ser vi først på likevekt av et lite væskeelement som vist i Figur A-1. Væskeelementet utsettes for trykkrefter og viskøse krefter fra strømningen. I første omgang ønsker vi å finne et uttrykk for væskas hastighetsprofil. På figuren er vist kreftene som virker på volumelementet i x-retning.

Figur A1. Likevekt av væskelement



Vi gjør en likevektsbetraktning i x-retningen. I utledningen under trekker vi inn uttrykket for skjærespenningsene i ei væske, $\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial z}$, og vi bruker antakelsene (2 og 7) om at trykket, p , og viskositeten, η , er uavhengig av z .

$$\begin{aligned}
 (p + \frac{\partial p}{\partial x} dx) dy dz + \tau dx dy &= p dy dz + (\tau + \frac{\partial \tau}{\partial z} dz) dx dy \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz &= \frac{\partial \tau}{\partial z} dz dx dy \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau}{\partial z} \wedge \tau = \eta \frac{\partial u}{\partial z} \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \eta \text{ uavhengig av } z \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} &= \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\
 \downarrow \\
 \int \frac{\partial p}{\partial x} dz &= \int \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) dz, \quad p \text{ uavhengig av } z \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} z &= \eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) + C_1 \\
 \downarrow \\
 \int \frac{\partial p}{\partial x} z dz &= \int \left(\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) + C_1 \right) dz \\
 \downarrow \\
 \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} z^2 &= \eta \cdot u + C_1 z + C_2
 \end{aligned}$$

(F: A-1)

A.2 Hastighetsprofil

Vi innfører nå grensebetingelsene for oljas hastighet inn i (F: A-1) og finner konstantene C_1 og C_2 . I det generelle tilfelle kan begge flatene bevege seg.

$$u(z=0) = U_1$$

$$u(z=h) = U_2$$

Grensebetingelsene er basert på at væska hefter til flatene og har samme hastighet som disse (antakelse 3).

Fra (F: A-1)

$$\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} z^2 = \eta \cdot u + C_1 z + C_2$$

$$z = 0, u = U_1$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} 0^2 = \eta U_1 + C_1 0 + C_2$$

$$\downarrow$$

$$C_2 = -\eta U_1$$

$$z = h, u = U_2 \quad (+ \text{ setter inn for } C_2)$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} h^2 = \eta U_2 + C_1 h - \eta U_1$$

$$\downarrow$$

$$C_1 = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} h + \eta (U_1 - U_2) \frac{1}{h}$$

Vi setter uttrykkene for C_1 og C_2 inn i (F: A-1)

$$\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} z^2 = \eta u + C_1 z + C_2$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} z^2 = \eta u + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} h + \eta (U_1 - U_2) \frac{1}{h} \right) z - \eta U_1$$

$$\downarrow$$

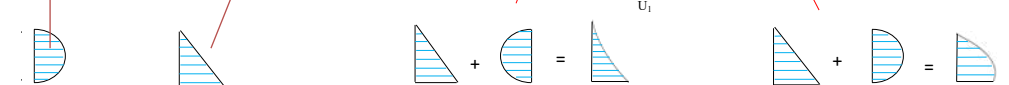
$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2\eta} z^2 = u + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2\eta} h + (U_1 - U_2) \frac{1}{h} \right) z - U_1$$

$$\downarrow$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2\eta} (z^2 - zh) = u + (U_1 - U_2) \frac{z}{h} - U_1$$

$$\downarrow$$

$$u(x, z) = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2\eta} (z^2 - zh) - (U_1 - U_2) \frac{z}{h} + U_1 \quad (\text{F: A-2})$$



Figur A2. Hastighetsprofil i x-retningen for $U_2 = 0$

A.6.2 Forenkling 1a- Uendelig bredt lager

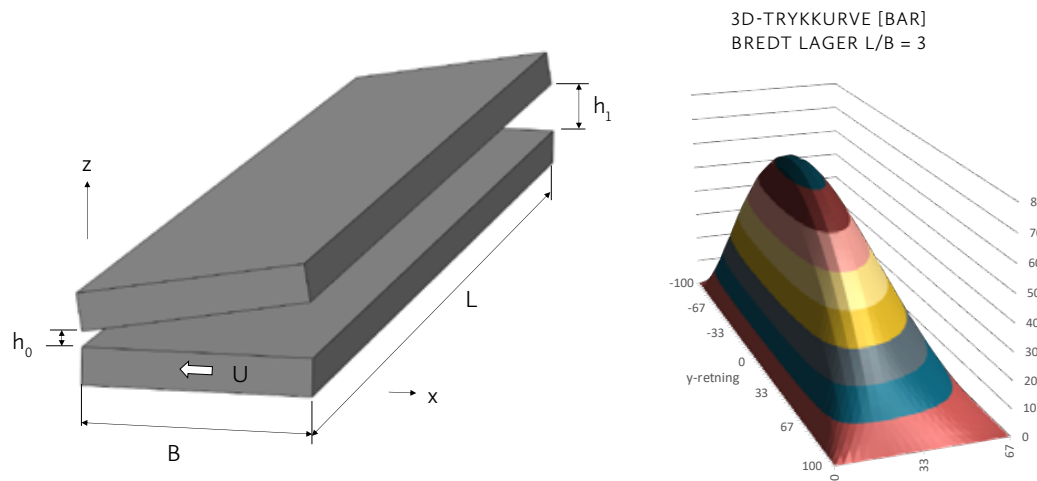
Utgangspunkt; (F: A-9)

Vi antar at lagerets dimensjoner i y-retningen er mye større enn i x-retningen, slik at trykkgradienten, dp/dy er liten.

- ▶ $dp/dy \ll dp/dx, dp/dy \approx 0$

Vi antar så at flatene ikke beveger seg i z-retningen

- ▶ $w = 0$



$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx} - 12\eta w$$

(F: A-10)

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx}$$

Løsningen av Reynolds likning for uendelig brede lager, (F: A-10), vil gi korrekte resultat hvis $L/B > 3$. For å kunne løse, (F: A-10), må vi velge en lagergeometri og løse ut trykket, p. Vi har vist hvordan dette kan gjøres for et aksiallager i Appendiks B.

A.6.3 Forenkling 1b- Smalt lager

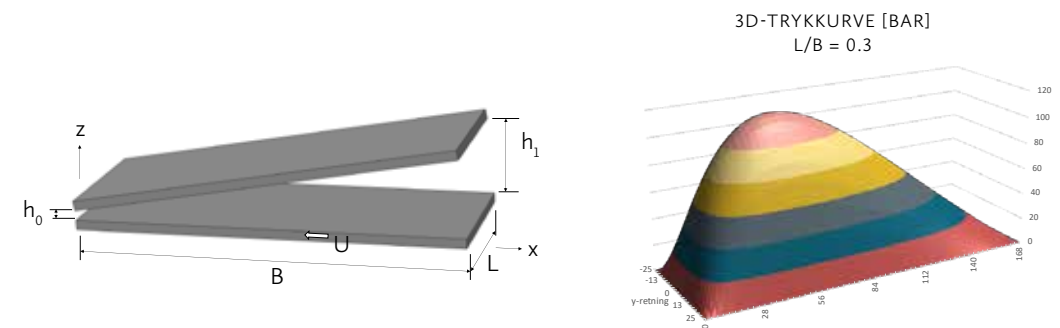
Utgangspunkt; (F: A-9)

Vi antar at lagerets dimensjoner i y-retningen er mye mindre enn i x-retningen, slik at trykkgradienten, dp/dx er liten.

- ▶ $dp/dy \gg dp/dx, dp/dx \approx 0$

Vi antar så at flatene ikke beveger seg i z-retningen

- ▶ $w = 0$



$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx} - 12\eta w$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta U \frac{dh}{dx}$$

(F: A-11)

Løsningen av Reynolds likning for smallager, (F: A-11), vil gi korrekte resultat hvis $L/D < 1/3$. For å kunne løse, (F: A-11), må vi velge en lagergeometri og løse ut trykket, p. Vi har vist hvordan dette kan gjøres for et radiallylager i Appendiks C.

Forkortelser og ordforklaringer

Forkortelse	Norsk uttrykk	Engelsk uttrykk	Forklaring
	Abrasiv slitasje	Abrasive wear	Slitasjemekanisme hvor et hardt materiale skraper et mykere materiale
	Additiver	Additives	Oljetilsetninger som bedrer enkelte av egenskaper til ei smøreolje.
	Adhesive slitasje	Adhesive wear	Slitasjemekanisme hvor ruhetstoppe- ne på to flater kaldsveiser. Materiale fra en flate overføres til den andre når ruhetskontaktene rives fra hverandre.
AGMA		American Gear Manufacturers Association	Amerikansk organisasjon
ANSI		American National Standards Institute	Amerikansk organisasjon
API		American Petrole- um Institute	Amerikansk organisasjon
AS-additiv AW-additive	Antislitasje-additiv	Anti wear additive	Additive som reduserer friksjon og slitasje. Hefter til flatene.
ASM		American Society for Materials	Amerikansk organisasjon
ASTM		American Society of Testing and Materials	Amerikansk organisasjon
	Baseolje	Base oil	Oljen som er utgangspunktet for produksjon av en smøreolje eller et smørefett.
	Bingham-væske	Bingham fluid	En ikke-Newtonsk væske med startfriksjon. En viss motstand må overvinnes før væska blir flytende.
	Blandet smøring	Mixed lubrication	Ved blandet smøring vil den hydro- dynamiske effekten ikke være stor nok til å holde flatene helt adskilt. Den ytre lasta bæres delvis av tryk- ket i smøreolja og delvis av ruhets- kontakter.
	Coalesce-filter	Coalescing filter	Filter med fiber/nett som kan skille ut vann