

CFD av strømningskarakteristikker i hydrauliske motorer

Øyvind Farstad

Master i produktutvikling og produksjon

Oppgaven levert: Juni 2009

Hovedveileder: Morten Kjeldsen, EPT

Biveileder(e): Olav Espen Mannseth, Rolls Royce Marine, avd
Brattvåg

Jo-Einar Emblemsvåg, Rolls Royce Marine, avd
Brattvåg

Oppgavetekst

Målsettingen med oppgaven er å studere mulighetene for å modellere og analysere funksjonaliteten til en hydraulisk vingemotor av RRMDM Brattvåg design ved hjelp av CFD-verktøy. Spesielt viktig er det å avdekke områder som kan utbedres med tanke på virkningsgrad. Beregningene bør der det er mulig understøttes av eksperimentelle målinger.

Oppgaven gitt: 16. januar 2009
Hovedveileder: Morten Kjeldsen, EPT



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Øyvind Farstad

Våren 2009

CFD av strømningskarakteristikker i hydrauliske motorer

CFD of Flow Characteristics in Hydraulic Motors

Bakgrunn

I den senere tid har CFD-verktøy blitt mer og mer anvendelig og populært for analyse av komplekse strømningsdynamiske problemstillinger av ulik art. Også ved Rolls-Royce Marine Deckmachinery (RRMDM) i Brattvåg har CFD vært tatt i bruk med gode erfaringer for strømningsanalyser av hydrauliske komponenter som ventiler og motorer. Det er ønskelig å videreutvikle kompetansen og kunnskap om hvordan CFD-verktøy kan brukes i analyse- og utviklingssammenheng av nye og eksisterende produkter. Spesielt utfordrende i denne sammenheng er dynamiske analyser av hydrauliske vingemotorer, som involverer varierende geometri, og dermed krever at man bl. a. tar i bruk deformerende mesh.

Mål

Målsettingen med oppgaven er å studere mulighetene for å modellere og analysere funksjonaliteten til en hydraulisk vingemotor av RRMDM Brattvåg design ved hjelp av CFD-verktøy. Spesielt viktig er det å avdekke områder som kan utbedres med tanke på virkningsgrad. Beregningene bør der det er mulig understøttes av eksperimentelle målinger.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Studere og klarlegge hydraulisk og mekanisk virkningsmåte til motor.
2. Bearbeide eksisterende CAD-modell slik at den blir hensiktsmessig for CFD-analyse.
3. Kjøre beregninger på original modell og verifisere disse mot eksperimentelle målinger.
4. Kartlegge potensielle utbedringsområder og ved hjelp av CFD-analyser understøtte forslag til utbedringer. Dette kan være områder som f. eks. sterkt påvirker virkningsgrad eller er utsatt for kavitasjon (typisk i overgang mellom kanal og kammer).

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/

veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. (For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.)

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosessteknikk.

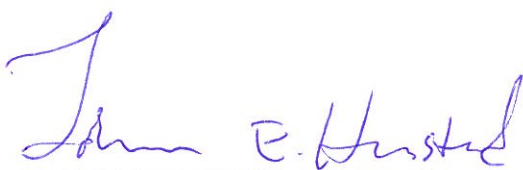
I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. (Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maks. en maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette, kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til evt. medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og evt. leveres direkte til, de respektive.

Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

Institutt for energi og prosessteknikk, 12. januar 2009



Johan Hustad
Instituttleder



for Morten Kjeldsen
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e)

Torbjørn Nielsen
Jo-Einar Emblemsvåg
Olav E Mannseth

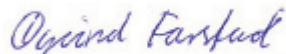
Forord

Denne masteroppgaven er utført av stud.tech. Øyvind Farstad og er utformet av Rolls-Royce Marine, avdeling Brattvåg, i samarbeid med Institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU.

Arbeidet med denne oppgaven har vært basert på arbeid i programmene Gambit og Fluent, samt det å gjøre en eksperimentell test av motoren. Dette har vært et svært lærerikt arbeid for undertegnede. Spesielt i forhold til CFD, da kunnskapen om dette temaet var bortimot fraværende ved oppstarten. De praktiske erfaringene med den eksperimentelle testingen er også noe som undertegnede finner svært verdifulle å ta med videre.

Ellers så rettes en stor takk til hovedveileder førsteamanuensis Morten Kjeldsen ved vannkraftlaboratoriet ved NTNU og veilederne ved Rolls-Royce, Olav Mannseth og Jo-Einar Emblemsvåg. Disse har vært til stor hjelp under arbeidet på oppgaven.

Trondheim
12. juni 2009



Øyvind Farstad

Sammendrag

CFD-vertøy er i dagens industri et mye brukt redskap for analyse av komplekse strømningsdynamiske problemstillinger. Dette gjelder også hos Rolls-Royce Marine Deckmachinery i Brattvåg. Her blir CFD brukt på hydrauliske komponenter som ventiler og motorer.

Målet med denne oppgaven er å studere muligheten for å modellere og analysere motorene til nettopp Rolls-Royce med CFD. Motoren som blir brukt i denne oppgaven er av typen MX6300, som er en hydraulisk vingemotor.

Dette arbeidet bestod i å bearbeide en CAD-modell av motoren slik at den ble hensiktsmessig for CFD-analyse i programmet Fluent 6.3.26. Denne bearbeidingen gikk i å forenkle modellen på en slik måte at de viktigste strømningssegenskapene til motoren ikke gikk tapt. En ny metode for spaltesimulering ble testet ut. Denne gikk ut på å erstatte tynne spalter med en porøs sone, som har en definert strømningsmotstand som gir samme trykktap som over den tynne spalten. Dette vil gi en forenklet geometri, og dermed redusere antall celler i meshet.

For å kunne verifisere resultatene fra CFD-analysen, har det blitt utført eksperimentelle virkningsgradsmålinger på den virkelige motoren. Målingene ble utført ved en teststand hos Rolls-Royce i Brattvåg.

Resultatene fra CFD-analysen var lovende. En fikk gode indikasjoner på at implementering av en porøs sone i stedet for spalter i en avansert modell, fungerer på en god måte. Det totale strømningsbildet viste imidlertid avvik fra et realistisk bilde. Det er forventet at en stor forbedring vil skje dersom et finere mesh benyttes. Dette vil også kreve mer dataressurser.

Abstract

In the industry today, CFD-tools are well known in analysis of complex dynamic flow issues. This is also the case for Rolls-Royce Marine Deckmachinery in Brattvaag. They use the CFD on hydraulic components like valves and motors.

The purpose of this thesis is to study the possibility for modeling and analyzing the motors produced by Rolls-Royce by CFD. The motor used in this thesis is of the type MX6300. This is a hydraulic vane motor.

The work done in this thesis consists of making the CAD-model of the motor into an adequate model for use in a CFD-analysis in the program Fluent 6.3.26. This means to simplify the model without losing the most important elements in the flow. A new method for simulating small gaps was tested. A porous zone with defined flow resistance coefficients, that gives the same pressure loss as in the gap, is replacing the gaps. This will result in a simplified geometry and a reduction in number of cells in the mesh.

To verify the results from the CFD-analysis there has been carried out experimental measurements of the real motor. This measurement found place at the test facility at Rolls-Royce in Brattvaag.

The result from the CFD-analysis was promising. The implementation of the porous media model instead of the gaps, gave good indications that this works in an adequate way. The internal flow in the motor showed on the other hand a deviation from a realistic flow scheme. It is expected that a better mesh, will improve the results considerably.

Symbolliste

A	Areal.....	m^2
b	Bredde.....	m
C	Konstant.....	-
C_2	Impulskoeffisient.....	1/m
D_h	Hydraulisk diameter.....	m
f	Friksjonsfaktor.....	-
g	Tyngdeakselerasjon.....	m/s^2
G_b	Generering av turbulent energi pga oppdrift.....	m^2/s^2
G_k	Generering av turbulent energi pga hastighetsgradienter.....	m^2/s^2
h	Spaltehøyde.....	m
k	Turbulent kinetisk energi.....	m^2/s^2
K	Konstant.....	-
L	Lengde.....	m
M_{Sc}	Momenttap avhengig av driftsparametere.....	Nm
M_{Sp}	Momenttap avhengig av trykk.....	Nm
M_{Sp}	Momenttap avhengig av hastigheten.....	Nm
$M_{S\mu}$	Momenttap avhengig av hastigheten.....	Nm
M_e	Effektivt moment.....	Nm
M_t	Teoretisk moment.....	Nm
n	Turtall.....	rpm
Δn	Tykkelse.....	m
p	Trykk.....	N/m^2
Δp	Trykkfall.....	N/m^2
P	Effekt.....	W

Q_{Sb}	Lekkasjestrøm gjennom boring for skovlepinne.....	m^3/s
Q_{Sg}	Lekkasjestrøm i spalte.....	m^3/s
Q_{Sk}	Lekkasjestrøm pga kompressibilitet.....	m^3/s
Q_{Sp}	Lekkasjestrøm mellom rotor og deksel.....	m^3/s
Q_e	Effektiv volumstrøm.....	m^3/s
Q_t	Teoretisk volumstrøm.....	m^3/s
Re	Reynoldstall.....	-
S	Kildeledd.....	N/m^3
t	Tid.....	s
u	Hastighet, periferihastighet.....	m/s
\bar{u}	Gjennomsnittshastighet.....	m/s
u'	Fluktuerende hastighet.....	m/s
V	Fortregning.....	m^3/rad
V_B	Kompressibelt volum.....	m^3
V_g	Geometrisk fortregning.....	m^3
ΔV_b	Komprimert volum.....	m^3
x	Retningsakse.....	-
\bar{x}	Retningsvektor.....	-
y	Retningsakse.....	-
Y	Ledd i ligning for turbulente kinetisk energi.....	m^2/s^2
z	Retningsakse.....	-
$1/\alpha$	Viskøs motstandskoeffisient.....	$1/m^2$
ε	Turbulent dissipasjonsforhold.....	m^2/s^2
ζ	Korreksjonsfaktor.....	-
η_{hm}	Hydraulisk mekanisk virkningsgrad.....	-
η_t	Totalvirkningsgrad.....	-

η_v	Volumetrisk virkningsgrad.....	-
μ	Dynamisk viskositet.....	Ns/m ²
μ_t	Turbulent viskositet.....	kg/ms
ξ	Konstant.....	-
ρ	Tetthet.....	kg/m ³
σ_k	Turbulent Prandtlnummer for turb. kin. energi.....	-
σ_ϵ	Turbulent Prandtlnummer for turb. kin. energi diss.forhold..	-
τ	Skjærspenning.....	N/m ²
ϕ	Skalar.....	-
$\bar{\phi}$	Gjennomsnitt for skalar.....	-
ϕ'	Fluktuerende skalar.....	-
ω	Vinkelhastighet.....	rad/s

Vanlige indekser

e	Effektiv.....
i	Indeks for vilkårlig størrelse.....
j	Indeks for vilkårlig størrelse.....
t	Total.....
x,y,z	Retning.....
1,2,3..n	Ordensrekkefølge.....

Noen motorbegreper

Glidebane: Banen som skovletuppen glir mot i motorhuset.

Småbue: Indre diameter på glidebanen.

Storbue: Ytre diameter på glidebanen.

Kanaler: Oljetilførselen går gjennom kanaler i det støpte motorhuset.

Arbeidskammer: Volumet mellom indre og ytre diameter på glidebanen, der momentoverføringen fra olje til rotor foregår.

Innholdsfortegnelse

Forord	iv
Sammendrag	v
Abstract.....	vi
Symbolliste	vii
Innholdsfortegnelse	xi
Figurliste.....	xiii
Tabelliste	xiv
1 Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn.....	1
1.2 Målet med oppgaven.....	1
2 CFD	2
2.1 Hovedligninger	2
2.2 Grid	2
2.3 Turbulensmodell	3
2.4 Porøst medie	7
2.5 Dynamisk mesh.....	8
3 Vingemotor.....	11
3.1 Rolls-Royce Marine motordesign	11
3.2 Ideell motor.....	12
3.3 Volumetriske tap.....	13
3.4 Mekaniske tap	17
3.5 Virkningsgrad	19
4 Eksperimentell virkningsgradsmåling	20
4.1 Testrigg hos Rolls-Royce Marine, avdeling Brattvåg.....	20
4.2 Kalibrering	24
4.3 Behandling av måledata.....	25
4.4 Resultater fra eksperimentelle målinger	26
4.5 Diskusjon av eksperimentelle resultat	27
5 CFD-analyse.....	30
5.1 Utledning av porøse koeffisienter	30

5.2	Bearbeiding av CAD-modell	31
5.3	Gjennomføring i Fluent	34
5.4	Resultater fra CFD-analyse.....	35
5.5	Diskusjon av CFD-resultater	37
6	Teoretiske spalteberegninger	40
7	Sammenligning av resultat	44
8	Diskusjon.....	45
9	Konklusjon	46
10	Videre arbeid	48
11	Referanser.....	49

Figurliste

Figur 2-1 Hastighetskomponentene [1].	4
Figur 2-2 Oppdeling av grensesjiktområdet [1].	6
Figur 3-1 Radialsnitt av motoren.	12
Figur 3-2 Sammenstilling med rotor, skovler og skovlepinner	12
Figur 3-3 Karakteristikker for en ideell foretregningsmaskin [5]. a) volumstrøm mot hastighet og differensialtrykk, b) moment mot differensialtrykk og hastighet og c) effekt mot differensialtrykk, hastighet og moment.	13
Figur 3-4 Poiseuillestrømning [6].	13
Figur 3-5 Couettestrømning.	13
Figur 3-6 Tilfelle med Poiseuille- og Couettestrømning samtidig [6].	14
Figur 3-7 Spalten mellom skovlepinne og boring i rotor og aksel.	15
Figur 3-8 Volumstrøm ved innløpet til motoren avhengig av a) differensialtrykk b) hastighet [5].	16
Figur 3-9 Momenttap [5]. Momenttap M_{sp} mot a) hastighet og b) differensialtrykk. Momenttap $M_{S\mu}$ mot c) hastighet og d) differensialtrykk. Momenttap M_{Sp} mot e) hastighet og f) differensialtrykk.	18
Figur 3-10 Effektiv motormoment med hensyn på a) hastighet b) differensialtrykk. [5]	19
Figur 3-11 Totalvirkningsgrad med hensyn på a) differensialtrykk b) hastighet [5].	19
Figur 4-1 Motor sett mot manøverventil	22
Figur 4-2 Testoppsett.	23
Figur 4-3 Virkningsgraden plottet som henholdsvis turtall og trykkfall over motor.	27
Figur 4-4 Justert for turtall i måleserie 4.	27
Figur 4-5 Lekkasje for $n=0$ rpm.	28
Figur 5-1 Grid for 0,15mm spalte.	30
Figur 5-2 Grid for 2,7mm porøs sone.	30
Figur 5-3 Lekkasje over skovle plottet mot trykkfall.	31
Figur 5-4 Tgrid mesh.	32
Figur 5-5 Forenklet mesh.	32
Figur 5-6 Porøs sone.	32
Figur 5-7 Kanal 1 til 6 ferdig meshet.	33
Figur 5-8 Fullstendig TGrid mesh av motoren.	33
Figur 5-9 Fullstendig forenklet mesh av motor.	33
Figur 5-10 Lekkasje for statisk kjøring.	36
Figur 5-11 Trykkonturer i vegg til den porøse sonen.	38
Figur 5-12 trykkonturer over skovletopp i kammeret mellom kanal 3 og 4.	38
Figur 5-13 Strømlinjer i kanal 1 og 5 ved $\Delta p=18,4$ bar.	39
Figur 5-14 Strømlinjer i kanal 2 og 6 ved $\Delta p=18,4$ bar.	39
Figur 5-15 Strømlinjer i kanal 3 og 4 ved $\Delta p=18,4$ bar.	39

Figur 5-16 Strømlinjer i kanal 1 og 5 ved $\Delta p=26,3$ bar.....	39
Figur 5-17 Strømlinjer i kanal 2 og 6 ved $\Delta p=26,3$ bar.....	39
Figur 5-18 Strømlinjer i kanal 3 og 4 ved $\Delta p=26,3$ bar.....	39

Tabelliste

Tabell 3-1 Motormål til MX6300.....	11
Tabell 4-1 Tekniske data for MX6300.....	20
Tabell 4-2 Teknisk data for teststand.....	20
Tabell 4-3 Måleserie.....	21
Tabell 4-4 Eksperimentelle resultater.....	26
Tabell 5-1 Trykkfall over motor.....	35
Tabell 5-2 Volumstrøm i kanaler ved $\Delta p=26,3$ bar.....	35
Tabell 5-3 Volumstrøm i kanaler ved $\Delta p=18,4$ bar.....	36
Tabell 5-4 Lekkasje i motormodellen.....	36
Tabell 5-5 Moment på akselen.....	36
Tabell 6-1 Lekkasje mellom rotor og deksel.....	41
Tabell 6-2 Lekkasje mellom skovle og rotor.....	42
Tabell 6-3 Lekkasje mellom skovle og motordeksel.....	42
Tabell 6-4 Lekkasje gjennom boring for skovlepinne.....	42
Tabell 6-5 Total teoretisk spaltelekkasje.....	43
Tabell 7-1 Total lekkasje fra CFD og teoretiske beregninger.....	44
Tabell 7-2 Sammenligning eksperimentelt og beregnet resultat.....	44
Tabell 7-3 Sammenligning eksperimentelt og CFD moment.....	44

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

På grunn av den store utviklingen av datamaskiner i den senere tid, har CFD-verktøy blitt mer og mer anvendelig og populært for analyse av komplekse strømningsdynamiske problemstillinger av ulik art. Også ved Rolls-Royce Marine Deckmachinery (RRMDM) i Brattvåg har CFD vært tatt i bruk med gode erfaringer for strømningsanalyser av hydrauliske komponenter som ventiler og motorer. Det er i denne sammenheng ønskelig og videreutvikle kompetansen og kunnskapen om hvordan CFD-verktøy kan brukes i analyse- og utviklingssammenheng av nye og eksisterende produkter. Spesielt utfordrende i denne sammenheng er dynamiske analyser av hydrauliske vingemotorer. Disse involverer geometri i bevegelse og krever dermed at man blant annet tar i bruk deformerende mesh.

1.2 Målet med oppgaven

Målet med denne oppgaven er å studere mulighetene for å modellere og analysere funksjonaliteten til en hydraulisk vingemotor av RRMDM Brattvåg design ved bruk av CFD- verktøy. Dette innebærer at en må bearbeide en eksisterende CAD-modell av motoren og gjøre den hensiktsmessig for CFD-analyse. Modellen bør være modellert slik at det er mulig å ta i bruk deformerende mesh i analysen, slik at en kan gjøre dynamiske analyser av motoren. I tillegg vil det bli testet ut bruken av en porøs mediemodell til å modellere små spalter. Dette kan gi redusert antall celler i gridet og dermed også redusert beregningstid. Resultatene av CFD-analysen vil bli sammenlignet med eksperimentelle virkningsgradsmålinger av motoren, som vil bli utført ved Rolls-Royce i Brattvåg.

Motoren som blir modellert og gjort tester på i denne oppgaven er typen MX6300. Dette er den nest største motoren i som blir produsert ved Rolls-Royce i Brattvåg.

Et punkt i oppgaveteksten går på å avdekke områder som kan utbedres med tanke på virkningsgrad, eller som er utsatt for kavitasjon. På grunn av vektleggingen av den porøst mediemodellen, har det ikke blitt tid til dette punktet. Derfor er det i denne rapporten, ikke blitt gitt noen forslag til forbedringer med tanke på dette.

2 CFD

Computational fluid dynamics (CFD), er en metode for å forutse væskestrømning, varme- og massetransport, kjemiske reaksjoner og lignende ved å numerisk løse matematiske ligninger ved hjelp av datasimulering [1]. For løsning av problemstillingen i denne oppgaven er det væskestrømning som er det aktuelle verktøyet.

Der ikke annet er oppgitt, er teorien i dette kapittelet hentet fra forelesningsmateriellet "Introductory FLUENT Training" [1] som er hentet fra nettsiden til Fluent, og brukermanualen til Fluent 6.3 [2]. Spesielt kapittel 7,11 og 12.

2.1 Hovedligninger

To hovedligninger må løses for å finne de resultatene som presenteres i denne oppgaven. Disse er differensialligninger utledet for kontrollvolum og er kontinuitetsligningen og impulslikningen. Disse er utledet i White [3] og gjengitt her.

Kontinuitetsligningen uttrykker massebevarelse for kontrollvolumet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) = 0 \quad (2.1)$$

På grunn av at det ikke er tilført noe masse i kontrollvolumet, er høyresiden lik null.

Impulslikningen fremkommer fra å anvende Newtons andre lov på væskebevegelse. Ligningen kan skrives ut for hver retningskomponent i strømningsfeltet og er bedre kjent som Navier-Stokes ligningene:

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Her er ρg gravitasjonskrefter, p statisk trykk, τ viskøse krefter og parentesleddet på høyresiden er akselerasjon.

2.2 Grid

Gridet, eller meshet, som lages for å kunne løse numerisk ligningene som er vist over, består av celler som er knytt sammen i felles noder. Det er disse nodene datamaskinen bruker som referansepunkter når den regner seg frem til løsningen av problemet. Når

gridet skal lages, må en bestemme hvor fint det skal være, eller hvor store cellene skal være. Skal løsningen bli riktigst mulig for problemet, må gridet være fint nok til at en får med de forskjellige gradientene i strømmingen. For at antall celler skal være minst mulig, samtidig at løsningen blir akseptabel, lages det små celler der gradientene er store og store celler der de er små. Dette for at beregningsøkonomien skal bli best mulig, eller at tiden det tar datamaskinen å regne seg gjennom problemet skal bli kortest mulig.

En annen viktig faktor en bør passe på når en lager gridet, er kvaliteten på cellene. Kvaliteten blir oppgitt i skewness, en faktor der 0 er best og 1 er dårligst. Denne faktoren er definert som forskjellen mellom formen på en celle og formen til en likesidet celle av tilsvarende celletype. For optimale firkantede grid er denne vinkelen nær 90 grader og for trekantede grid nær 60 grader, og alle vinkler mindre enn 90 grader.

For å kontrollere at gridet er tilstrekkelig for å få en nøyaktig løsning på problemet, blir en gridkonvergenstest utført. Dette gjøres ved at en forfiner gridet helt til løsningene konvergerer mot de samme verdiene. Når dette skjer kan en konkludere med at ytterligere forbedringer må gjøres på andre måter enn ved å forfine gridet.

2.3 Turbulensmodell

Fluent har flere modeller som kan brukes til å beregne turbulente strømminger. Valget av turbulensmodell er avhengig av hvordan strømmingen er, hvor nøyaktig løsning som er nødvendig, dataressurser og tilgjengelig tid for simuleringen. De modellene som en kan velge mellom i Fluent 6.3.26 er her listet etter hvor ressurskrevende de er. Til lenger ned på listen til mer dataressurser per iterasjon:

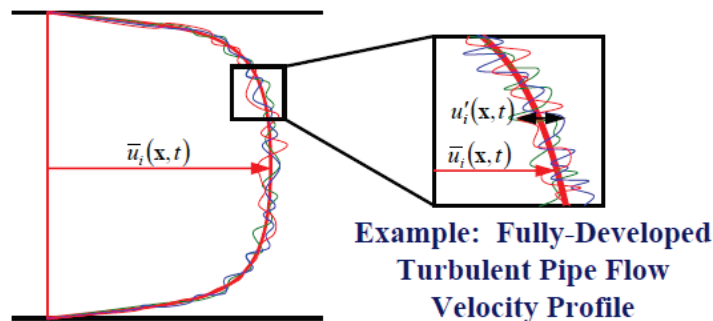
- En-ligningsmodeller
 - Spalart-Allmaras
- To-ligningsmodeller
 - Standard k- ϵ
 - RNG k- ϵ
 - Realizable k- ϵ
 - Standard k- ω
 - SST k- ω
- Reynolds stress model
- Detached eddy simulation
- Large eddy simulation

2.3.1 Reynolds-Averaged Navier-Stokes modeller

Spalart-Allmaras, k- ϵ , k- ω og Reynolds stress modell er alle Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) modeller. I den RANS-baserte modelleringen blir strømningskvantitetene fra de eksakte Navier-Stokes ligningene dekomponert til gjennomsnittlige- og fluktuerende komponenter. På den måten blir de tiltrenge dataressursene redusert. For hastighetskomponentene blir ligningen:

$$u_i(\vec{x}, t) = \bar{u}_i(\vec{x}, t) + u'_i(\vec{x}, t) \quad (2.3)$$

Her er \bar{u}_i gjennomsnittshastigheten og u'_i den fluktuerende hastigheten. \vec{x} er retningsvektor. Disse er vist i Figur 2-1.



Figur 2-1 Hastighetskomponentene [1].

Videre kan en sette opp ligningen for andre skalarer som for eksempel trykk og energi.

$$\phi(\vec{x}, t) = \bar{\phi}(\vec{x}, t) + \phi'(\vec{x}, t) \quad (2.4)$$

Setter en inn disse uttrykkene for strømningsvariablene inn i kontinuitetsligningen og impulslikningen og tar et tidsgjennomsnitt (og dropper overstrekningen på gjennomsnittshastigheten, \bar{u}), får en følgende ligninger:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2.6)$$

Disse ligningene er kalt Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) ligninger. De har samme form som de vanlige Navier-Stokes ligningene, men variablene representerer nå Reynolds-Averaged verdier. $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ er kjent som Reynoldsspenningene, og må modelleres for å få en løsning på ligning (2.6). En vanlig måte å gjøre det på, er å bruke

Boussinesq-hypotesen for å relatere disse spenningene til gjennomsnittshastighetsgradientene:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.7)$$

Hvor μ_t er turbulent viskositet. Denne hypotesen er brukt i Spalart-Allmaras modellen, k - ε modellene og k - ω modellene. I de to sistnevnte må en i tillegg løse to transportligninger, for turbulent kinetisk energi, k , og for enten turbulent dissipasjon forhold, ε , eller spesifikk dissipasjon forhold, ω . Videre er μ_t beregnet som en funksjon av k og ε . Bakdelen med denne hypotesen er at den antar μ_t å være en isentropisk skalar, noe som ikke er helt korrekt.

2.3.2 Standard k - ε modell

Av alle turbulensmodellene med to transportligninger, er standard k - ε modellen den enkleste og dermed den som bruker minst av dataressursene. Denne modellen er robust, god beregningsøkonomi og har en fornuftig nøyaktighet for et bredt spekter av turbulente strømninger. Dette har gjort modellen til en av de mest populære for industrielle simuleringer.

Modellen er basert på transportligninger for den turbulente kinetiske energien, k , og dens dissipasjonsrate, ε . Ligningen for k er utledet fra den eksakte ligningen, mens ligningen for ε ligner lite på den eksakte ligningen for denne, og kommer mer fra fysisk resonnering.

I utledningen av k - ε modellen, antar en at strømmingen er turbulent og en neglisjerer effektene av molekylær viskositet.

Ligningene for den turbulente kinetiske energien, k , og dens dissipasjons rate, ε , får vi fra følgende ligninger:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (2.9)$$

Her er G_k genereringen av turbulent kinetisk energi på grunn av hastighetsgradienter, G_b er genereringen av turbulent kinetisk energi på grunn av oppdrift, Y_M er bidraget av den fluktuerende utvidelsen i kompressibel turbulens til den samlede dissipasjonsraten. S_k og S_ε er brukerdefinerte kildebetingelser. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ og $C_{3\varepsilon}$ er konstanter og σ_k og σ_ε er det turbulente Prandtlnummeret for henholdsvis k og ε .

Den turbulente viskositeten, μ_t , kommer fra ligningen:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

Konstantene har følgende standard verdier i Fluent:

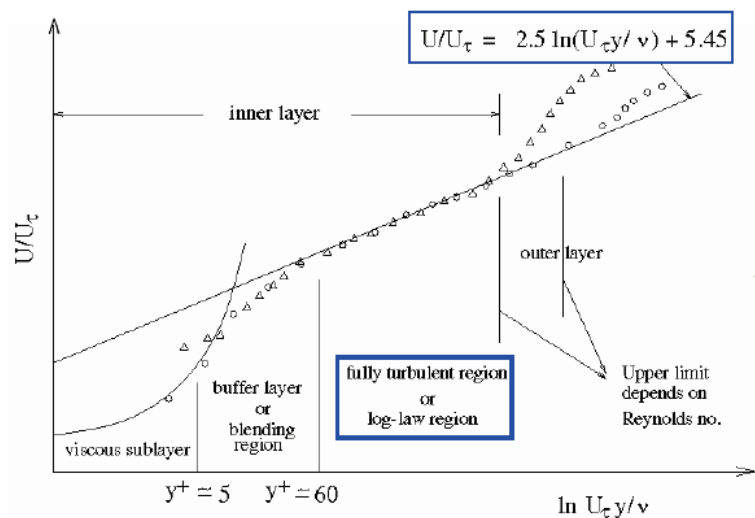
$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad C_\mu = 0,09 \quad \sigma_k = 1,0 \quad \sigma_\varepsilon = 1,3$$

For mer beskrivelse og ligninger av G_k , G_b og Y_M henvises til brukermanualen til Fluent [2].

2.3.3 Veggfunksjon

k - ε modellen er først og fremst gyldig for kjernestrømninger, altså ikke for strømninger langs veggen. Derfor må denne modellen kombineres med en veggfunksjon som modellerer strømmingen innenfor grensesjiktet som vil oppstå langs veggene.

Grensesjiktet kan deles opp i tre deler. Det indre laget, kalt det viskøse laget, der strømmingen nesten er laminær og viskositeten er den dominerende variabelen. Det ytre laget, hvor strømmingen er helt turbulent og derfor dominert av de turbulente variablene. Og mellom disse to lagene ligger et overgangsområde hvor viskositeten og turbulensen har like mye å si. Figur 2-2 viser denne oppdelingen.



Figur 2-2 Oppdeling av grensesjiktområdet [1].

For k - ε modellen er det fire alternativ for valg av veggfunksjon. Dette er standard veggfunksjon, non-equilibrium veggfunksjon, forsterket veggbehandling (enhanced wall treatment) og brukerdefinert veggfunksjon. De to første trenger ikke noe fint mesh innenfor det viskøse laget.

Standard veggfunksjone er mye brukt og gir et godt resultat for de fleste tilfellene, men gir ikke fullt så gode resultater når det er store trykkgradienter og sterk ikke-likevekt. Da passer non-equilibrium veggfunksjonen bedre. Forsterket veggbehandling er en nær-veggen modellering som beregner strømmingen innenfor det indre grensesjiktlaget hvis meshet er fint nok til det. Det bør da ligge om lag 10 celler innenfor dette laget. Hvis det ikke gjør det, vil modellen oppføre seg lignende de to førstnevnte funksjonene.

2.4 Porøst medie

Porøst mediemodellen er en grensebetingelsesmodell i Fluent som er mest brukt på problem som inneholder for eksempel strømming gjennom filterpapir, perforerte plater, strømningsfordeler osv. I denne oppgaven skal undertegnede utforske muligheten til å bruke denne modellen til å beregne strømming gjennom små spalter i en hydraulisk vingemotor. Bakgrunnen for dette er at ved modellering av små spalter, må en bruke mange svært små gridceller. Når en erstatter disse spaltene i modellen med en porøsone som er bredere enn spalten, kan man ha større og færre gridceller. Hvis dette kan gjøres, kan antall celler i gridet reduseres og dermed kortere beregningstid. Denne bruksmåten er, etter undertegnades kjennskap, lite eller aldri brukt før.

Ved å definere en cellediagon i gridet og anvende porøst mediemodellen på den, kan trykkfallet over sonen bestemmes ved å sette verdien på koeffisienter som beskriver gjennomtrengelighet og impulsmotstand i det porøse mediet. Kort sagt tilfører porøst mediemodellen et tapsledd i bevegelsesligningene.

I tilfellet med et enkelt homogent porøst medie er tapsleddet:

$$S_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha}u_i + C_2 \frac{1}{2}\rho|u|u_i\right) \quad (2.11)$$

Her er S_i leddet i impulslikningen, α er gjennomtrengeligheten i m^2 og C_2 er impulsmotstandskoeffisient i $1/\text{m}$. Gjennomtrengeligheten blir også definert som $1/\alpha$ og blir da kalt viskøs motstandskoeffisient. Første leddet i likningen er viskøse tap og andre ledd er et impulstap som er dominerende ved høye hastigheter.

Når koeffisientene skal defineres i Fluent, må en først definere retningsvektorer. I 2D må en retningsvektor defineres mens den andre blir satt normal til planet som z-vektoren og den egendefinerte vektoren danner. I 3D må to retningsvektorer defineres mens den siste blir satt normalt til planet de to egendefinerte vektorene danner.

Koeffisientene i de forskjellige retningene, har i tilfellet med motoren, samme verdi siden strømningsmotstanden i det porøse mediet skal være like stor i alle retninger. For å bestemme verdien på koeffisientene, er verdier for strømningshastigheten gjennom en virkelig spalte ved forskjellig trykkfall funnet. Verdiene er så plottet som en xy-krive for å lage en trendlinje gjennom disse punktene. Ligningen for trendlinjen vil være på formen

$$\Delta p = K_1 u^2 + K_2 u \quad (2.12)$$

Der Δp er trykkfallet over spalten, u er gjennomsnittshastigheten og K_1 og K_2 er konstanter.

En forenklet versjon av impulslikningen som relaterer trykkfallet til tapsleddet i det porøse mediet kan uttrykkes slik:

$$\Delta p = -S_i \Delta n \quad (2.13)$$

der S_i er leddet i impulslikningen og Δn er halve tykkelsen til det porøse mediet. Sammenligner en ligning (2.12) i forhold til ligning (2.11), og setter det inn i ligning (2.13) får en følgende ligninger for koeffisientene C_2 og α :

$$K_1 = C_2 \frac{1}{2} \rho \Delta n \quad (2.14)$$

$$K_2 = \frac{\mu}{\alpha} \Delta n \quad (2.15)$$

En modell der spalten er erstattet av en porøs sone blir så laget og verdiene for C_2 og $1/\alpha$ defineres så for sonen. Så kjøres beregninger med denne modellen med tilsvarende grensebetingelser som for den virkelige spalten. Koeffisientene blir så finjustert slik at lekkasje gjennom den porøse sonen stemmer overens med den virkelige lekkasjen gjennom spalten. Når dette stemmer, kan en erstatte spaltene i en større modell, for eksempel motoren i denne oppgaven, med en porøs sone der de justerte koeffisientene er definert.

2.5 Dynamisk mesh

I brukermanualen til Fluent[2] står det at: ”Dynamisk meshmodellen i Fluent kan bli brukt til å modellere strømninger hvor formen på domenet er i forandring i tiden på grunn av bevegelse til domenets grenser.” Et eksempel på dette er vingemotoren som skal modelleres i denne oppgaven. Når motoren roterer vil strømningsvolumet, eller strømningsdomenet, mellom skovlene hele tiden være i forandring på grunn av geometrien på glidebanen. Bevegelsen til domenet kan være en bevegelse definert av brukeren, eller en bevegelse som Fluent setter på bakgrunn av beregningene ved et spesifikt tidssteg.

Oppdateringen av meshet tar Fluent seg automatisk av ved hvert tidssteg basert på de nye posisjonene til domenegrensene. Det brukeren definerer, er et volummesh som utgangspunkt og en beskrivelse av bevegelsene, enten som grenseprofiler, UDFer (user-defined functions) eller ved en løsningsmotor som heter ”Six Degree of Freedom”.

For at definisjonene av bevegelsene skal fungere må de være definert for enten flate- eller cellesoner. De områdene av meshet som ikke skal ha bevegelse, må defineres i

egne sonegrupper. Til å koble sammen de forskjellige sonene, må en definere kontaktflatene mellom sonene som kontaktflater (interfaces) i Fluent. På den måten klarer Fluent å beregne på kontaktflatene selv om ikke de har likeformet mesh.

For å oppdatere meshet, har Fluent tre forskjellige metoder som gjør at det tilpasser seg den geometrien i det området det er til enhver tid. Disse metodene er smoothing, dynamic layering og local remeshing. Videre i dette kapittelet vil disse bli presentert for 3D løsninger, men de fungerer tilsvarende for 2D løsninger.

2.5.1 Smoothing

Denne metoden blir videre delt opp i tre metoder. Disse er fjærbasert, Laplacian og grensesjikt-smoothing.

2.5.1.1 Fjærbasert smoothing

Denne metoden er tilgjengelig for tetraedriske celler og for enkelte tilfeller med ikke-tetraedriske celler. Disse tilfellene er når grensene til celledsonene beveger seg hovedsakelig kun i en retning, og når bevegelsen er normal til grensene.

Denne metoden fungerer ved at alle kanter mellom to meshnoder fungerer som en fjær. På den måten blir cellene henholdsvis strekt ut og trykt sammen avhengig av bevegelsen til domenet. Likevektspunktet for fjærkreftene som virker på kantene er den opprinnelige tilstanden før deformasjon. Ved store forandringer i meshet, vil denne metoden føre til dårlig cellekvalitet og høy skewness, og derfor være lite ugunstig å bruke.

2.5.1.2 Laplacian smoothing

Dette er den metoden som er vanligst å bruke av smoothing-metodene. Denne justerer plasseringen til hver enkelt node i meshet til det geometriske senteret til nabocellen. Denne metoden kan føre til dårlig cellekvalitet (høy skewness-faktor). Det er derfor utviklet en forbedret Laplacian metode. Den regner ut skewness-faktoren for neste oppdatering, og oppdaterer kun hvis denne faktoren blir forbedret.

2.5.1.3 Grensesjikt-smoothing

Denne metoden kan brukes på grensesjiktceller for å bevare høyden på disse.

2.5.2 Dynamic layering

Dynamic layering er tilgjengelig når alle naboceller til de bevegelige flatene er enten heksaedriske eller kileformede celler. Celledsonen forandrer seg da ved enten å splitte eller å kollapse celler. Det vil si at ved et ekspanderende volum, vil cellelaget nærmest den bevegende flaten strekke seg ut og til slutt splitte seg i to lag. På samme vis vil cellelaget ved et komprimerende volum, trekke seg sammen og kollapse med nærmeste lag. Størrelsen på cellene når de enten splitter seg eller kolliderer, er gitt ved en splittefaktor og en kollapsfaktor.

2.5.3 Remeshing

For volum med tetraedriske celler er det normalt å bruke fjærbasert smoothing. Når det er store forandringer i meshet, vil som nevnt denne metoden føre til at cellene blir dratt utover og de vil få dårlig kvalitet. På slike problem kan en bruke remeshing metoden. Denne strekker eller trekker sammen cellene slik som ved fjærmetoden, men blir lengden på cellene utenfor en spesifisert minimums- og maksimumsverdi, vil det bli dannet nye celler. Celledannelsen vil også være avhengig av en spesifisert skewnessverdi.

3 Vingemotor

Vingemotoren består i hovedsak av stator, rotor og skovler. Skovlene glir ut og inn i radielle spor i rotor og blir presset ut mot stator av for eksempel fjær eller ved at undersiden av skovlene blir trykksatt. I innløpet kommer væsken inn i kammeret mellom to skovler. Her virker trykket på kontaktarealet mellom de to skovlene og væsken. Siden den ene skovlen stikker lenger ut av rotor, får den et større kontaktareal enn den andre. Kraft er lik trykk multiplisert med areal, det vil i dette tilfellet si at kraften som virker på den ene skovlen er større enn den som virker på den andre. Dermed vil resultantkraften gi et moment på akselen som gir rotasjon.

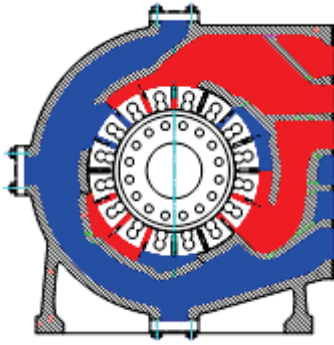
3.1 Rolls-Royce Marine motordesign

Rolls-Royce i Brattvåg produserer lavtrykks vingemotorer i fem ytelsesintervall, der designprinsippet stort sett er det samme. Motoren i denne oppgaven er av typen MX6300. Den er den nest største motoren som produseres av dette motordesignet. De mest vitale målene til denne motoren er oppgitt i Tabell 3-1.

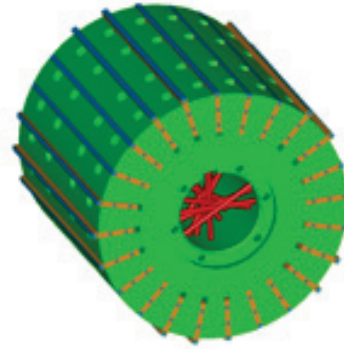
Rotordiameter	500mm
Diameter på småbuesirkel	500mm
Diameter på storbuesirkel	560mm
Bredde	420mm
Akseldiameter	178mm

Tabell 3-1 Motormål til MX6300.

Den har tre arbeidskammer og tilførsel og retur av olje går gjennom kanaler i motorhus. Dette gjør at motoren kan kjøres ved tre effekttrinn. Figur 3-1 viser et radialsnitt av motoren. Her vises innløpskanalene i rødt, og utløpskanalene i blått. Kanalene er nummerert med kanal en for den øverste og kanal seks for den nederste. Rotoren er konsentrisk i forhold til glidebanen på motorhuset, med radielle skovlespor. Motoren har partall antall skovler og hvert skovlepar er plassert diagonalt ovenfor hverandre. Rotoren har borer på baksiden av skovlene som leder olje under skovlene. Dette gir hydraulisk tetning i storbuene siden det her er olje med høyt trykk kommer under skovlene. I småbuene kommer det olje med lavt trykk, og en får ikke hydraulisk tetning her. For å ha tetning i småbuene går det skovlepinner mellom hvert diagonale skovlepar. Pinnene går gjennom borer i rotor og aksel og overfører bevegelsen fra den ene skovlen til den andre. Slik vil begge skovlene holdes ut mot glidebanen. Dette prinsippet er avbildet i Figur 3-2.



Figur 3-1 Radialsnitt av motoren



Figur 3-2 Sammenstilling med rotor, skovler og skovlepinner

3.2 Ideell motor

For den ideelle motoren uten tap, kan en sette opp følgende ligninger for vinkelhastighet, moment og effekt [4]:

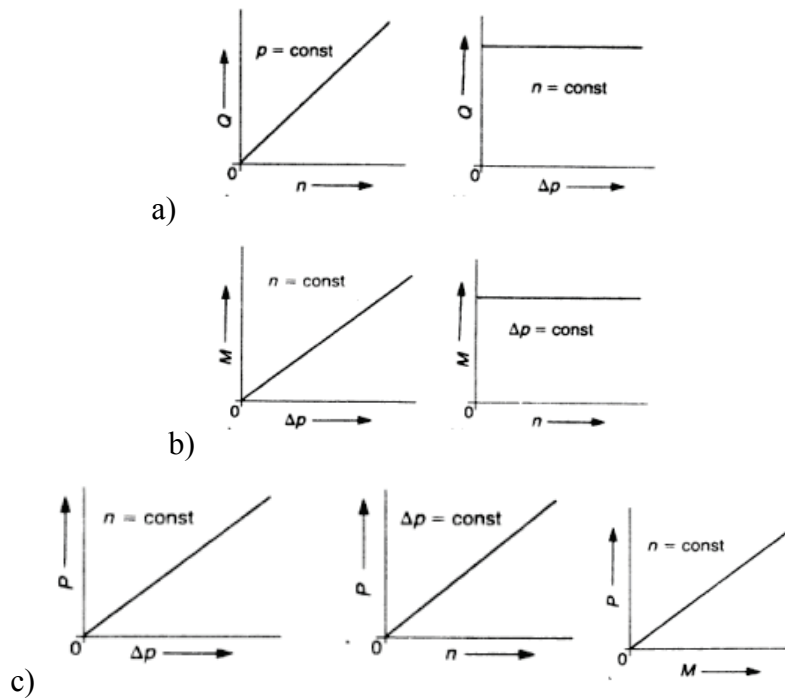
$$P_{avgitt} = M\omega \quad (3.1)$$

$$P_{tilført} = Q\Delta p \quad (3.2)$$

$$\omega = \frac{Q}{V} = \frac{2\pi Q}{V_g} \quad (3.3)$$

$$M = V\Delta p = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2\pi} \quad (3.4)$$

Ligning (3.1) og (3.2) viser avgitt og tilført effekt som funksjon av akselmomentet, M , vinkelhastigheten, ω , volumstrømmen, Q og differensialtrykket, Δp over motoren. Av ligning (3.3) ser vi at vinkelhastigheten er avhengig av motorens fortregning, V , og volumstrøm. V_g er geometrisk fortregning. Ligning (3.4) viser forholdet mellom akselmoment, fortregning og differensialtrykket over motoren. Ut fra disse ligningene ser vi at effekten til motorer med fast fortregningsvolum er da kun avhengig av volumstrøm og differensialtrykk over motoren. Figur 3-3 viser forskjellige karakteristikk for en ideell fortregningsmaskin. a) viser volumstrømskarakteristikk, b) momentkarakteristikk og c) effektkarakteristikk.

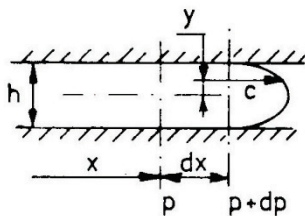


Figur 3-3 Karakteristikker for en ideell fortregningsmaskin [5].

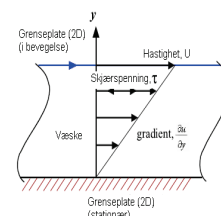
- a) volumstrøm mot hastighet og differensialtrykk, b) moment mot differensialtrykk og hastighet og c) effekt mot differensialtrykk, hastighet og moment.

3.3 Volumetriske tap

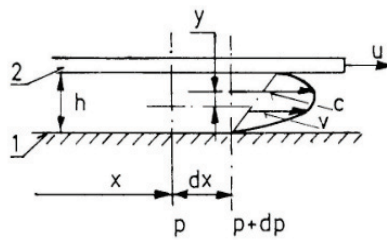
Mellom alle bevegelige deler i motoren vil det være spalter. Trykkforskjeller i motoren gjør at det vil bli en lekkasje fra høyt til lavt trykk i disse spaltene. Denne lekkasjen vil strømme som en Poiseuille strømning og ha et hastighetsprofil som er vist i Figur 3-4. I tillegg vil det, når motoren roterer, oppstå en Couette strømning som vist i Figur 3-5. Dette på grunn væskepartikler henger fast i bevegelige deler. Ved statisk kjøring av motoren, altså ved ingen rotasjon av rotor, vil det kun være Poiseuillestrømning gjennom spaltene i motor. Når motor har rotasjon, vil begge disse hastighetsprofilene oppstå samtidig, og en vil få et hastighetsprofil som vist i Figur 3-6.



Figur 3-4 Poiseuillestrømning [6].



Figur 3-5 Couettestrømning.



Figur 3-6 Tilfelle med Poiseuille- og Couettestrømning samtidig [6].

For å kompensere for lekkasjetapene, må vi øke volumstrømmen inn på motoren. Da blir den effektive volumstrømmen inn på motoren, Q_e , altså den volumstrømmen vi må tilføre, større enn den ideelle volumstrømmen, Q_t . Den effektive volumstrømmen er summen av den ideelle volumstrømmen og de volumetriske tapene, Q_s .

$$Q_e = Q_t + Q_s \quad (3.5)$$

I følge DIN ISO 4391 [7] deler en opp volumetriske tap i eksterne og interne tap, også kalt ekstern og intern lekkasje. Ekstern lekkasje er strømmene ut av motoren, mens intern lekkasje er strømmene som går fra innløp til utløp uten å utføre rotasjonsarbeid på akselen. På Rolls-Royce motorene blir den eksterne lekkasjen ledet til utløpet og derfor regnet som intern lekkasje. Den totale lekkasjen til motoren er da summen av alle interne lekkasjer.

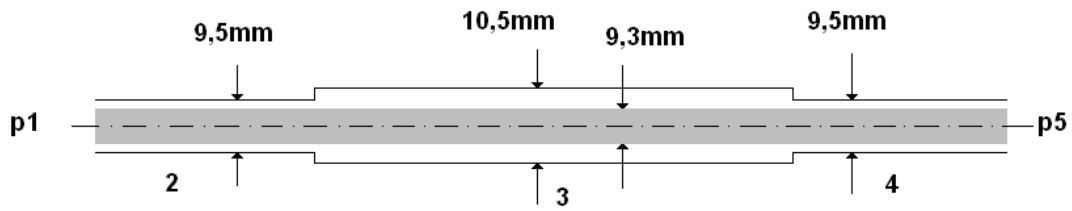
De interne lekkasjene i Rolls-Royce type MX motorer forekommer fem steder. Dette er mellom skovletopp og glidebane, mellom skovlen og rotor, mellom skovlen og motordeksel når skovlen er i storbuen, gjennom boringer for skovlepinnene og mellom rotor og deksel. Siden alle spaltene er smale, antas laminær strømning gjennom alle disse.

Lekkasjene i spaltene mellom skovletopp og glidebanen, mellom skovle og rotor og mellom skovle og deksel i storbuen vil i følge Kjølle [6] finnes av ligning

$$Q_{sg} = b \left(\frac{uh}{2} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) \quad (3.6)$$

Der Q_{sg} er lekkasjestrømmen per skovle, b er bredden på spalten, u er periferihastigheten, h er høyden på spalten, μ er dynamisk viskositet og $dp/dx = \Delta p/L$ der Δp er trykkfallet over spalten og L er lengden på spalten.

Gjennom boringene for skovlepinnene vil det være en liten spalte som forbinder undersiden av to diagonale skovler. Her finnes lekkasjen ved hjelp av Bernoulli fra foran innløpet til etter utløpet, som vist i Figur 3-7.



Figur 3-7 Spalten mellom skovlepinne og boring i rotor og aksel.

Bernoulli fra 1 til 5 blir da:

$$p_i = p_u + \frac{1}{2} \rho u_2^2 \left(\frac{f_2 L_2}{D_{h2}} + K_i + K_{23} \right) + \frac{1}{2} \rho u_3^2 \left(\frac{f_3 L_3}{D_{h3}} + K_{34} \right) + \frac{1}{2} \rho u_4^2 \left(\frac{f_4 L_4}{D_{h4}} + K_u \right) \quad (3.7)$$

Her er p trykk, ρ tetthet, u strømningshastighet, f friksjonsfaktor, L lengde, D_h hydraulisk diameter og K er tapskoeffisient for arealendring. Indeksene i og u er henholdsvis innløp og utløp, og 2, 3 og 4 for de forskjellige tverrsnittene.

Videre antas laminær strømning. Da er friksjonsfaktoren:

$$f = \frac{64}{Re_{eff}} = \frac{\zeta 64}{Re_{D_h}} \quad (3.8)$$

Der Re_{eff} er effektivt Reynoldstall, Re_{D_h} er Reynoldstallet for den hydrauliske diameteren og ζ er en dimensjonsløs korreksjonsfaktor for den hydrauliske diameteren. Den er gitt ved:

$$\zeta = \frac{(a-b)^2 (a^2 - b^2)}{a^4 - b^4 - \frac{(a^2 - b^2)^2}{\ln a/b}} \quad (3.9)$$

Hvor a er radius på boring og b er radius på skovlepinne.

Til slutt setter vi inn at $Q = uA$ og $Re_{D_h} = \frac{\rho u D_h}{\mu}$.

Da blir ligningen for lekkasjen mellom skovlepinne og boring:

$$Q_{Sb} = \sqrt{\frac{\frac{2}{\rho} \Delta p}{\frac{128L_2\mu\zeta_2}{D_{h_2}^2\rho A_2^3} Q_{Sb} + \frac{1}{A_2^2} (K_i + K_{23} + K_u) + \frac{64L_3\mu\zeta_3}{D_{h_3}^2\rho A_3^2} Q_{Sb} + \frac{1}{A_3^2} K_{34}}} \quad (3.10)$$

Mellom rotor og motordeksel vil lekkasjestrømmen, Q_{Sp} gå fra største diameter på rotor og inn mot aksel og videre ut i pakkboxen. Samtidig vil det gå en strøm fra innløp til utløp. Derfor vil det være vanskelig å sette opp et godt uttrykk for denne lekkasjen.

I følge DIN ISO 4391 må kompressibilitetstap også regnes som volumetriske tap. Det komprimerte volumet ΔV_B ved innløpet til motoren er gitt ved:

$$\Delta V_B = -V_B \cdot \frac{\Delta p}{K} \quad (3.11)$$

Her er V_B det totale volumet som blir utsatt for kompresjon og K er kompresjonsmodulen. Videre er strømnings tapet Q_{Sk} som kommer av kompressibiliteten:

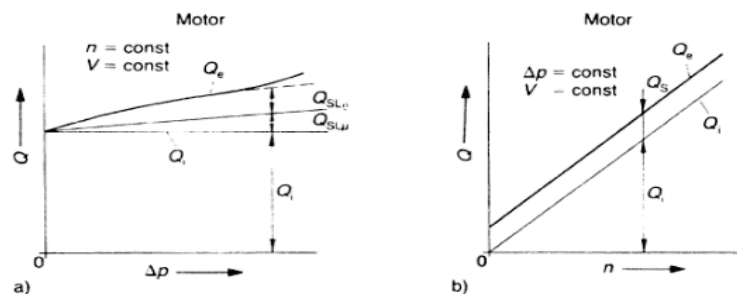
$$Q_{Sk} = n \cdot \Delta V_B = -\frac{\omega}{2\pi} \cdot V_B \cdot \frac{\Delta p}{K} \quad (3.12)$$

Det negative fortegnet i lign. (3.11) kommer av at væsken ved innløpet til motoren allerede er komprimert. For en pumpe vil det være positivt fortegn, siden væsken her komprimeres.

Legger en sammen alle de volumetriske tapene, blir den effektive volumstrømmen inn på motoren:

$$Q_e = Q_t + \sum Q_{Sg} + Q_{Sb} + Q_{Sp} + Q_{Sk} \quad (3.13)$$

Figur 3-8 viser volumstrømmen med forskjellige tapsleddet plottet mot differensialtrykk og hastighet.



Figur 3-8 Volumstrøm ved innløpet til motoren avhengig av a) differensialtrykk b) hastighet [5].

3.4 Mekaniske tap

På grunn av bevegelige deler i motoren oppstår det friksjon av forskjellige typer. Momentet som skal til for å overvinne friksjonskreftene, blir kalt momenttap, M_s . Standarden DIN ISO 4391 [7] kaller dette for hydraulisk mekanisk tap. Siden det er et forhold mellom momentet og trykket, blir disse tapene også av og til kalt trykktap. I følge Ivantysyn og Ivantysynova [5], kan man dele opp disse tapene i fire kategorier:

Momenttap som er kvadratisk avhengig av hastigheten. En trykkforskjell Δp_s er nødvendig for å overvinne viskøs friksjon som oppstår i områder med turbulent strømning. Dette er første ledd i lign. (3.14). Andre ledd i ligningen er trykket som må stå for impulsdringer på grunn av hastighetsforandringer i væsken. ξ_1 og ξ_2 er konstanter.

$$\Delta p_s = \xi_1 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot u^2 + \xi_2 \cdot h \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = C_\rho \cdot \rho \cdot n^2 \quad (3.14)$$

Videre blir momenttappet $M_{S\rho}$ gitt ved:

$$M_{S\rho} = \frac{\Delta p_s \cdot V_g}{2\pi} = K_\rho \cdot \rho \cdot n^2 \quad (3.15)$$

Figur 3-9 a) og b) viser momenttappet $M_{S\rho}$ plottet mot hastighet og differensialtrykk.

Momenttap som er proporsjonalt avhengig av hastigheten. Mellom de glidende delene i motoren får vi viskøs friksjon. Momentet som skal til for å overvinne denne friksjonen er gitt av:

$$M_{S\mu} = K_\mu \cdot \frac{\mu}{h} \cdot n \quad (3.16)$$

$h = \text{spaltehøyde.}$

Dette momenttappet $M_{S\mu}$ gjelder altså i de laminære områdene i motoren. Figur 3-9 c) og d) viser dette momenttappet plottet mot hastighet og differensialtrykk. Den stipla linjen i Figur 3-9 c) kommer fra lign. (3.16) og den heltrukne linjen kommer fra resultater av eksperimenter. Dette viser at lign. (3.16) stemmer bra overens i områder med høyere hastighet der den viskøse friksjonen er dominerende, det vil si at statisk friksjon er neglisjerbar eller fraværende.

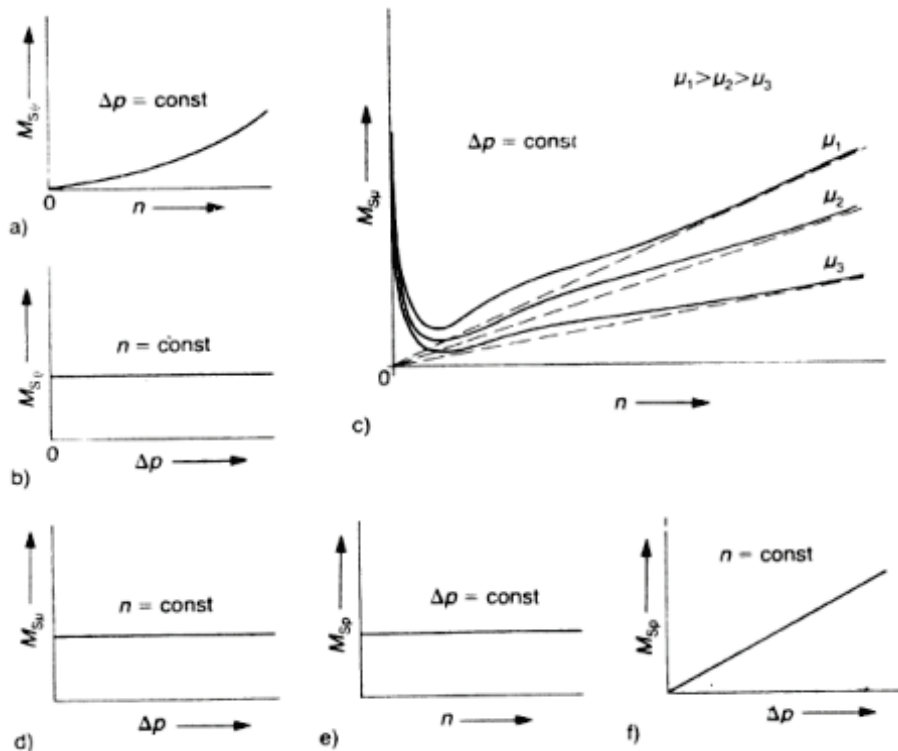
Momenttap som er proporsjonalt avhengig av trykk. Vi får et momenttap på grunn av tørr friksjon. Momenttappet M_{Sp} , som er avhengig av trykket, er gitt ved:

$$M_{Sp} = K_p \cdot \Delta p \quad (3.17)$$

Figur 3-9 e) og f) viser momenttappet M_{Sp} plottet mot hastighet og differensialtrykk.

Momenttap som er avhengig av driftsparametere. Dette momenttappet blir påvirket av blant annet fabrikkerte toleranser, initialspenninger på tetninger, forladet fjærer og andre

forladede deler. Momenttapet M_{Sc} er konstant for en gitt motor. I en god motor, er dette tapet så lite i forhold til de andre tapene at vi kan neglisjere det.



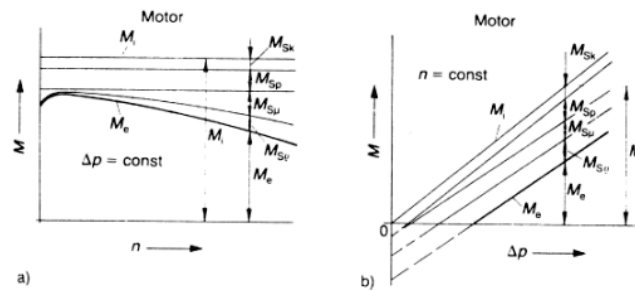
Figur 3-9 Momenttap [5].

Momenttap M_{Sp} mot a) hastighet og b) differensialtrykk.
 Momenttap $M_{S\mu}$ mot c) hastighet og d) differensialtrykk.
 Momenttap M_{Sc} mot e) hastighet og f) differensialtrykk.

Når en har funnet alle momenttapene, kan en så finne det effektive momentet som blir tilgjengelig på akselen. Dette er differansen mellom det ideelle momentet og det totale momenttapet i motoren. Altså er det effektive momentet:

$$M_e = M_t - M_s = M_t - M_{S\rho} - M_{S\mu} - M_{Sp} - M_{Sc} \quad (3.18)$$

Der M_t er det ideelle momentet fra lign. (3.4). Det effektive momentet til motoren med hensyn på hastighet og differensialtrykk kan vises ved hjelp av Figur 3-10.



Figur 3-10 Effektiv motormoment med hensyn på a) hastighet b) differensialtrykk. [5]

3.5 Virkningsgrad

Volumetrisk virkningsgrad for motor, η_v , er definert som forholdet mellom den ideelle volumstrømmen i innløp og den effektive volumstrømmen i innløp på motoren:

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_e} = \frac{Q_t}{Q_t + Q_s} = \frac{n \cdot V_t}{Q_e} \quad (3.19)$$

Videre er hydraulisk mekanisk virkningsgrad for motor, η_{hm} , forholdet mellom akselmomentet og det ideelle akselmomentet:

$$\eta_{hm} = \frac{M_e}{M_t} = \frac{M_t - M_s}{M_t} = \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p \cdot V_t} \quad (3.20)$$

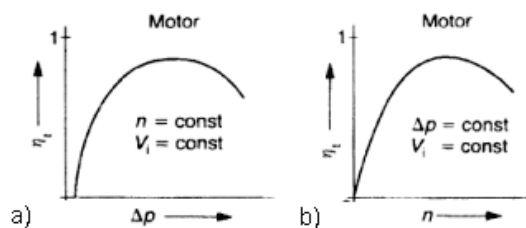
For å få et helhetlig bilde av motoren, opererer en med total virkningsgrad η_t . Den totale virkningsgraden er produktet av volumetrisk og hydraulisk mekanisk virkningsgrad:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (3.21)$$

Når en setter inn lign. (3.19) og (3.20) får vi at den totale virkningsgraden er:

$$\eta_t = \frac{n \cdot V_t}{Q_e} \cdot \frac{M_e \cdot 2 \cdot \pi}{\Delta p \cdot V_t} = \frac{M_e \cdot \omega}{Q_e \cdot \Delta p} \quad (3.22)$$

Figur 3-11 a) og b) viser hvordan den totale virkningsgraden avhenger av differensialtrykk og hastighet.



Figur 3-11 Totalvirkningsgrad med hensyn på a) differensialtrykk b) hastighet [5].

4 Eksperimentell virkningsgradsmåling

For å kunne verifisere eventuelle resultat fra CFD-analysene, ble det utført en hydraulisk virkningsgradsmåling på en teststand hos Rolls-Royce i Brattvåg. Testen ble gjennomført sent i perioden avsatt til hovedoppgaven. Til tross for dette ble testen gjennomført effektivt i løpet av en uke.

4.1 Testrigg hos Rolls-Royce Marine, avdeling Brattvåg

Testriggen bestod av en Rolls-Royce MX6300 motor drevet av elektriske pumper og styrt av en manøverventil. Til manøverventilen kommer oljetilførselen gjennom rør med innvendig diameter på 101,7mm. Motoren har tre arbeidskamre og kan kjøres ved tre hastigheter i hiv. På motoraksel er det montert en vinsjetrommel. For å få belastning på motoren, ble en last tilkoblet vinsjen via et løftetårn. Tabellene under viser tekniske data for henholdsvis motor og teststand.

Beskrivelse	Enhet	Verdi
Fortregning	l/rev	63,00
Volumstrøm ved maks. hastighet	l/min	9450
Moment	Nm/bar	1000
Effekt	kW/rpm bar	0,105
Hastighet ved maks. arbeidstrykk	rev/min	150
Maks. arbeidstrykk 3 kammer	bar	64
Maks. arbeidstrykk 2 kammer	bar	64
Maks. arbeidstrykk 1 kammer	bar	64
Oljevolum i motor	l	100
Vekt (tilnærmet)	kg	1850

Tabell 4-1 Tekniske data for MX6300

Beskrivelse	Enhet	Verdi	
Pumpekapasitet	min. ved full belastning	l/min	450
	min. ved lav belastning	l/min	50
	maks.	l/min	7200
Løfthøyde i tårn	m	40	
Trommeldiameter	m	1	

Tabell 4-2 Teknisk data for teststand

Under testen ble trykket og turtallet variert. Variasjon av turtallet hadde begrensninger da kun 40m løfthøyde er tilgjengelig i testtårnet. Derfor var høyeste turtall satt til 20 omdreininger per minutt, noe som gav en løfthastighet på ca en meter per sekund og 30

sekunder med kjøring. Variasjon av temperatur var også mulig, men det var vanskelig å holde den jevn på grunn av begrenset kapasitet på kjøler. Kjøring av motoren førte til at temperaturen på oljen ville øke. Derfor ble ikke temperaturen variert, men holdt stabil for å ikke påvirke viskositeten og tettheten til oljen.

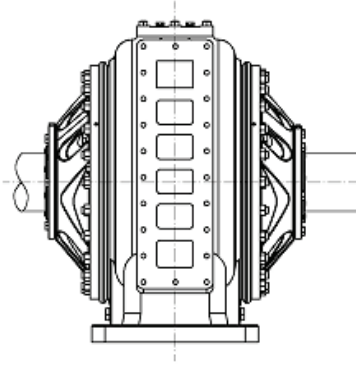
På bakgrunn av dette ble 20 måleserier satt opp. Disse er listet opp i Tabell 4-3. Volumstrømmen og lasten i tabellen er beregnet ut i fra de ideelle ligningene (3.3) og (3.4) der tap ikke er medregnet, og derfor kun veiledende.

Måleserie	Innløpstrykk [bar]	rpm	moment [kNm]	temperatur [C]	volumstrøm [l/min]	last [kg]
1	64	0	64	40	0	15000
2	64	10	64	40	630	13048
3	64	15	64	40	945	13048
4	64	20	64	40	1260	13048
5	50	0	50	40	0	15000
6	50	10	50	40	630	10194
7	50	15	50	40	945	10194
8	50	20	50	40	1260	10194
9	40	0	40	40	0	15000
10	40	10	40	40	630	8155
11	40	15	40	40	945	8155
12	40	20	40	40	1260	8155
13	30	0	30	40	0	15000
14	30	10	30	40	630	6116
15	30	15	30	40	945	6116
16	30	20	30	40	1260	6116
17	20	0	20	40	0	15000
18	20	10	20	40	630	4077
19	20	15	20	40	945	4077
20	20	20	20	40	1260	4077

Tabell 4-3 Måleserie

4.1.1 Trykkmåling

Figur 4-1 viser flensen på motoren som manøverventilen monteres på. Under testen ble et mellomstykke på 100mm montert mellom flensen på motor og ventilen. På dette mellomstykket ble trykket målt på fem punkter. Et punkt for hver kanal, bortsett fra de to siste utløpskanalene som hadde felles målepunkt. Slik fikk en trykkmålingene nærmest mulig innløp og utløp på motoren. Trykksensorene var av typen BD Sensor, med en feilmargin på 0,35 %.



Figur 4-1 Motor sett mot manøverventil

4.1.2 Temperaturmåling

Temperatursensoren som ble brukt er av typen Temperatur PT100 Sensor. Den har en nøyaktighet på $\pm 0,2$ °C og en feilmargen $\pm 0,2$ %. Temperaturen ble kun målt som en kontroll på at viskositet og tetthet blir tilnærmet lik på alle måleseriene.

4.1.3 Volumstrømmmåling

Volumstrømmmåleren fungerer ved at den har en satt fortregning per omdreining. En 100 Hz turteller brukes til å telle antall omdreininger og konvertere dette til et voltsignal for logging. Måleren har en begrensning på maksimalt 2000 liter i minuttet. På toppen av måleren er det urskive som teller antall liter som totalt strømmer gjennom. Og det er også mulig å telle antall omdreininger manuelt.

4.1.4 Turteller

En turteller som måler med en frekvens på 100 Hz, ble montert på akslingen.

4.1.5 Momentmåling

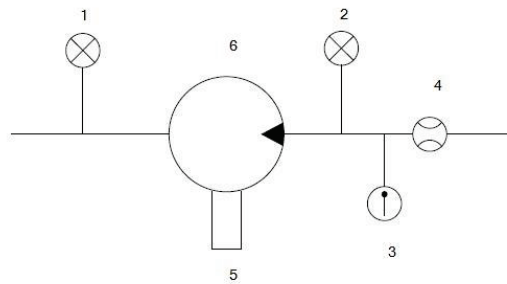
For måling av moment ble det av hovedfagsstudenten limt strekkklapper av typen K-XY41-6/120 på akselen. For montering av disse var det ca 50mm tilgjengelig plass mellom motoraksel og vinsjetrommel. En trådløs sender fra Σ SRI/PDM ble brukt for å overføre signalene fra strekkklappene til loggeprogrammet.

4.1.6 Loggeprogram

For logging av data ble det brukt et program som er laget for logging av data i tester hos Rolls-Royce i Brattvåg. Dette er laget i LabView.

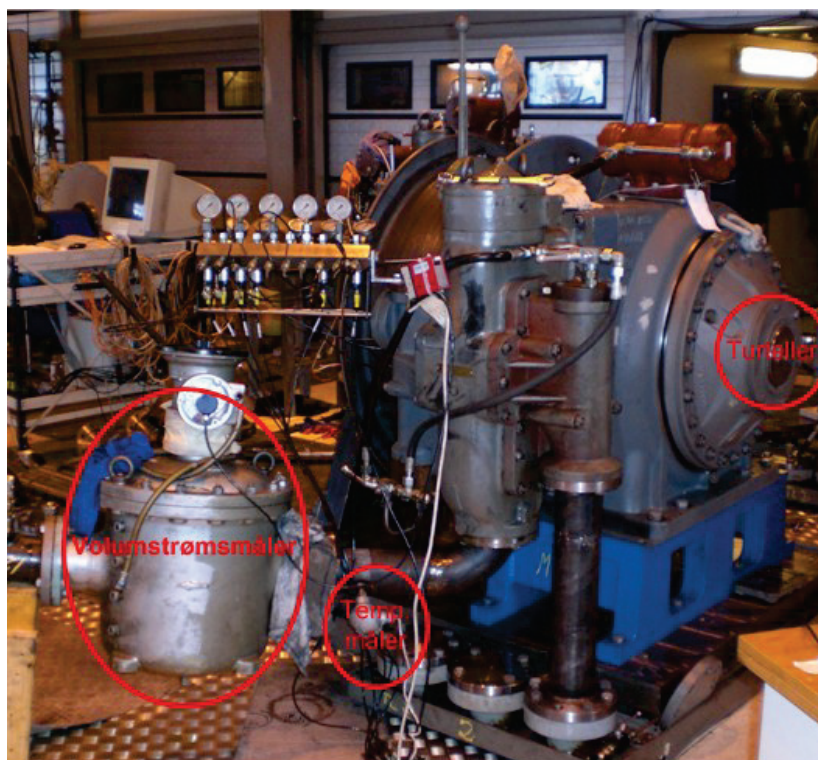
4.1.7 Skjematisk fremstilling

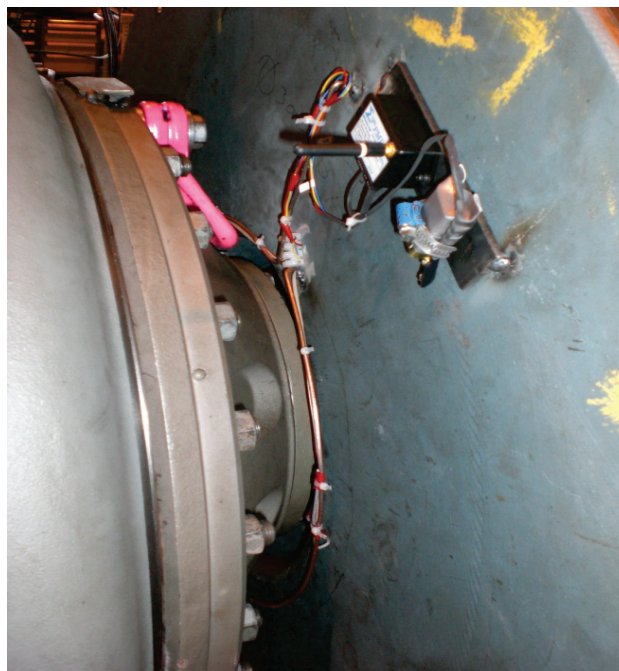
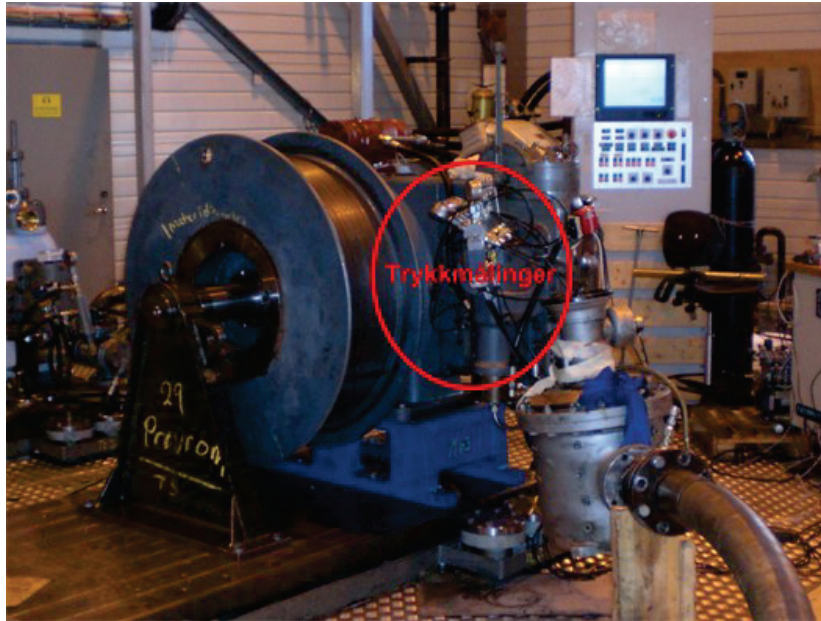
Figur 4-2 viser testoppsettet. Innløpstrykkene (1) ble målt i de tre innløpskanalene før motoren. På samme måte ble utløpstrykkene (2) målt rett etter motoren. Temperaturen (3) ble målt rett før volumstrømmmåleren (4). Den var plassert rundt en meter etter motoren på returrøret. Strekkklappene (5) ble limt på akselene rundt 0,2 meter fra rotor. Og turtelleren (6) ble festet på akslingen på andre siden av motoren.



Figur 4-2 Testoppsett.

Bildene under viser testtriggen. Turteller er enda ikke påmontert. Uttak for trykkmålingene er litt vanskelig å se ut ifra bildet, men er som nevnt tatt på mellomstykket. Wire er ennå ikke spolt på trommelen. Siste bildet viser hvordan trådløssenderen er montert på trommelen og hvordan ledningen fra strekklappene blir lagt.





4.2 Kalibrering

Den originale planen for testen, var å gjøre en virkningsgradstest mest mulig etter ISO-standard 4409 [8], men på grunn av manglende utstyr ble det gjort forenklinger. Hovedmålet med testen er derfor å fremskaffe resultater som kan brukes sammen med CFD resultatene, i tillegg til å demonstrere bruk av momentmåling ved hjelp av pålimte strekklapper.

4.2.1 Trykk

Trykkmålerne var allerede kalibrert av Roll-Royce og dette var integrert i loggeprogrammet som ble brukt.

4.2.2 Temperatur

Temperaturmålingene var kun for å kontrollere at egenskapene til oljen skulle være konstant gjennom hele testen. I tillegg hadde pumpesystemet i testhallen også en temperaturkontroll. Derfor ble temperaturmåleren raskt kalibrert mot romtemperaturen. Kalibreringen viste seg å være feil med 10 grader celsius i forhold til pumpesystemets temperaturkontroll. Siden den hele tiden var 10 grader feil, valgte vi å ikke gjøre noe med den.

4.2.3 Volumstrøm

For volumstrømsmåleren manglet Roll-Royce alt av informasjon, bortsett fra beskrivelsen som er nevnt før i dette kapittelet. For å kalibrere måleren ble det kjørt gjennom 1000 liter og antall omdreininger måleren hadde ble talt. Dette ble gjort et par ganger for kontroll. Det viste seg at det var 100 omdreininger per 1000 liter. Dette ble grunnlaget for kalibreringen.

4.2.4 Turtall

Turtelleren var også allerede integrert i loggeprogrammet, og trengte ikke noe kalibrering.

4.2.5 Moment

Det vanskeligste å kalibrere var momentet. Problemet var at vi ikke hadde tilstrekkelig utstyr for dette. Derfor ble momentet kun kalibrert opp i mot produktbladet til motoren som sier at den leverer 1000 Nm per bar. I forhold til målsettingene med målingene var dette å anse som tilstrekkelig.

4.3 Behandling av måledata

Logging av måledata ble gjort med en hastighet på to logger per sekund og skrevet til Excel. Lengden på hver enkelt måleserie varierte på grunn av begrensninger i høyden på tårnet. Derfor ble det litt begrenset med måledata ved høyeste hastighet.

Behandlingen av måledata ble gjort i Excel. Her ble all data før og etter stasjonær drift slettet. Så ble gjennomsnittet og standardavviket for hvert enkelt målepunkt regnet ut. Etter en metode, som i følge Wheeler og Ganji [9] blir kalt for "tre-sigma forkastningskriteriet", ble måledata som lå utenfor tre standardavvik fra gjennomsnittet slettet. Resterende måledata ble så brukt i resultatfremstillingen.

Teoretisk volumstrøm og moment ble beregnet ut i fra ligning (3.3) og (3.4). Dette ble videre brukt i ligning (3.19) og (3.20) for å finne henholdsvis volumetrisk og mekanisk virkningsgrad.

4.4 Resultater fra eksperimentelle målinger

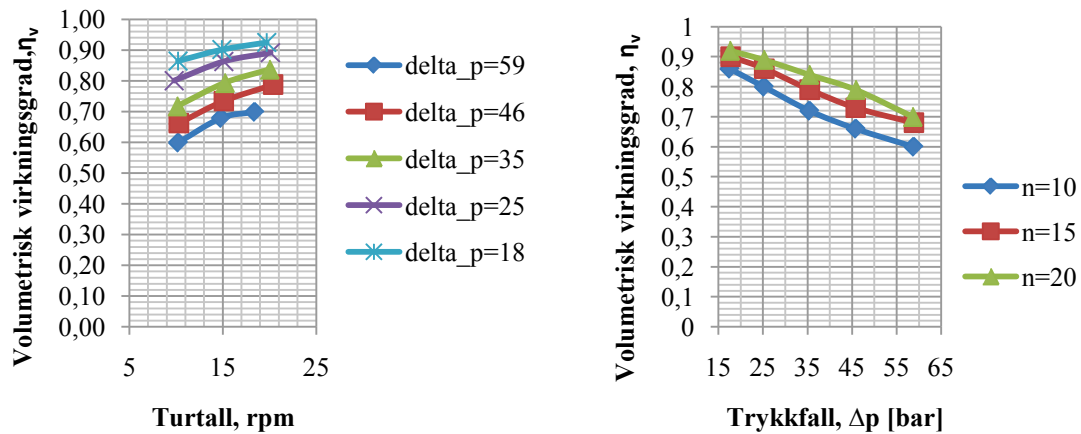
Resultatene fra den eksperimentelle testen er vist i Tabell 4-4. Ut fra disse resultatene, blir den volumetriske virkningsgraden plottet mot henholdsvis turtallet og trykktapet over motoren i Figur 4-3. Den mekaniske virkningsgraden blir ikke plottet, da den er større enn en for flere av måleseriene, og derfor må være feil. Ligningene for virkningsgradene kommer fra ligning (3.19) og (3.20) er:

$$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_e} \quad (3.23)$$

$$\eta_m = \frac{M_e}{M_t} \quad (3.24)$$

Måle-serie	diff.-trykk, Δp [bar]	rpm	effektivt moment, M_e [Nm]	temp. [C]	effektiv volumstrøm Q_e [l/min]	teoretisk moment, M_t [Nm]	teoretisk volumstrøm, Q_t [l/min]	mek. virk. η_{hm}	vol. virk. η_v
1	59.1	0	58456	40.6	460.6	59258	0	0.99	0.00
2	58.8	10.2	57565	40.7	1073.3	58957	642.6	0.98	0.60
3	58.9	14.8	57378	40.8	1373.5	59058	932.4	0.97	0.68
4	58.6	18.4	57427	41.8	1658.8	58757	1159.2	0.98	0.70
5	45.8	0	46676	40.3	298	45923	0	1.02	0.00
6	45.8	10.3	45518	41.9	979.6	45923	648.9	0.99	0.66
7	45.8	15.1	45528	42	1295.2	45923	951.3	0.99	0.73
8	45.8	20.4	45046	42.3	1631.6	45923	1285.2	0.98	0.79
9	35.7	0	36391	40.1	207.4	35796	0	1.02	0.00
10	35.4	10.1	35611	42	886.2	35495	636.3	1.00	0.72
11	35.5	15.2	35346	42.1	1206.4	35595	957.6	0.99	0.79
12	35.4	20	35267	41.9	1504.7	35495	1260	0.99	0.84
13	26.3	0	26665	40.1	139.8	26370	0	1.01	0.00
14	25.2	9.8	25413	41.3	771.3	25267	617.4	1.01	0.80
15	25.3	15.1	25458	41.4	1102.4	25368	951.3	1.00	0.86
16	25.2	20.1	25187	41.4	1420.5	25267	1266.3	1.00	0.89
17	18.4	0	18978	40.7	101.3	18449	0	1.03	0.00
18	17.5	10.2	17706	41.4	743.2	17547	642.6	1.01	0.86
19	17.7	14.9	17895	41.3	1041.3	17747	938.7	1.01	0.90
20	17.6	19.7	17435	41.2	1342	17647	1241.1	0.99	0.92

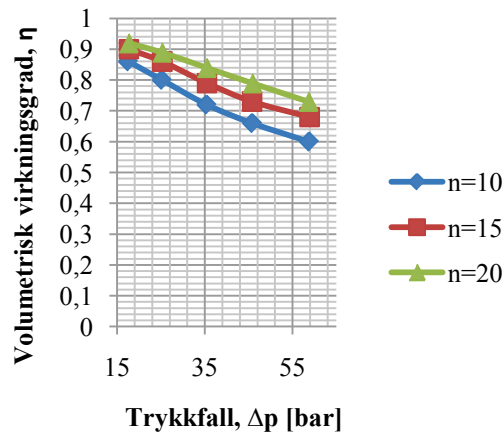
Tabell 4-4 Eksperimentelle resultater



Figur 4-3 Virkningsgraden plottet som henholdsvis turtall og trykkfall over motor.

4.5 Diskusjon av eksperimentelle resultat

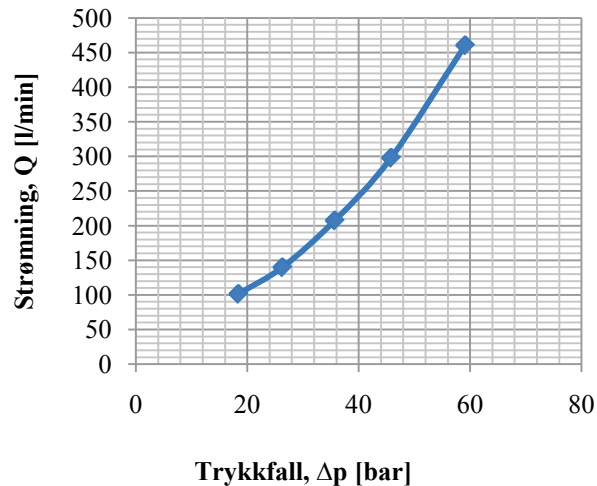
Først en liten bemerkning til grafen med volumetriske virkningsgrad plottet mot trykkfallet. En kan se at kurven for $n=20$ rpm knekker ned ved høyt trykk, og ikke flater ut slik som for de to andre turtallene. Dette kommer av at vi måtte ha et litt lavere turtall på måleserie 4 på grunn av begrensninger i pumpe-systemet. Ved å finne prosentvis endring i teoretisk volumstrøm for et turtall i måleserie 4, og anta samme endring i effektiv volumstrøm, blir denne måleserien justert for turtallet i Figur 4-4. Da ser en at kurven for $n=20$ rpm også flate noe ut ved høyere trykk.



Figur 4-4 Justert for turtall i måleserie 4.

Fra plottene i Figur 4-3, kan en se en trend der den volumetriske virkningsgraden synker dess høyere trykket er. Dette stemmer overens med ligning (3.6). For til større trykkdifferanse over en spalte, til større lekkasje over spalten. Samtidig vil spaltene bli større på grunn av deformasjoner i materialet når trykkreftene øker. Derfor vil lekkasjen

øke eksponentielt med trykket. Dette underbygges videre av lekkasjeresultatene ved statisk kjøring av motoren, vist i Figur 4-5. Samtidig vil virkningsgraden øke med økende turtall. Her blir det antatt ut i fra generelle virkningsgradskarakteristikker, at den vil øke opp til turtallet ved beste driftspunkt for motor, for så å minke.



Figur 4-5 Lekkasje for $n=0$ rpm.

Hvis en tar den effektive volumstrømmen ved de forskjellige måleseriene og trekker fra den teoretiske volumstrømmen, kan en se virkningen på lekkasjen som er avhenging av hastigheten til motoren. Dette viser at lekkasjen som kommer fra rotasjon av rotor er liten i forhold til den statiske lekkasjen som kommer av trykket. Dette kommer trolig av at målingene er gjort ved lave hastigheter.

Det er også verdt å merke seg at hvis en tar lekkasjen ved de forskjellige hastighetene og trekker fra lekkasjen ved statisk kjøring for samme trykkfall, er lekkasjen som kommer fra rotasjon av rotor omtrent den samme for alle trykkfall. Dette viser at lekkasjen som kommer fra hastigheten til motoren ikke er avhengig av trykkfallet. Dette stemmer godt overens med ligning (3.6), der hastighetsleddet også ikke er avhengig av trykkfallet.

Når det gjelder momentet, kan en med stor sikkerhet konkludere med at kalibreringen var feil. Ved eventuelle nye tester bør en anskaffe utstyr til å kalibrere dette på en bedre måte. Fra resultatene i Tabell 4-4, har motoren en mekanisk virkningsgrad mellom 0,97 og 0,99 ved maksimalt arbeidstrykk. Ut i fra dette kan det se ut som at momentet som er oppgitt i produktbladet til motoren, kan stemme ved maksimalt arbeidstrykk, men at det ikke stemmer for trykk lavere enn dette. Dette siden den mekaniske virkningsgraden blir over 1,00 ved lavere trykkfall enn maksimalt arbeidstrykk.

Selv om ikke momentmålingene ble korrekt, kan en anta at resultatene fra testen kan brukes som trendstudier til å sammenligne med CFD-analyser. Trykk- og volumstrømsresultatene er derimot såpass tilfredsstillende at de kan brukes som en god sammenligning.

Videre hadde det vært gunstig og testet motoren ved flere og høyere turtall. Da kunne en fått frem hvordan virkningsgradskurvene til motoren vil se ut og hvor beste driftspunkt er. En tilfredsstillende kalibrering av momentet hadde også vært ønskelig, slik at en også fikk totalvirkningsgraden til motoren.

5 CFD-analyse

5.1 Utledning av porøse koeffisienter

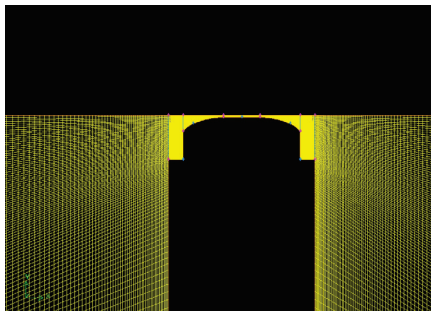
For å kunne erstatte spalten over den avanserte geometrien til skovletuppen, med en geometrisk mer enkel modell, utledes impulscoeffisienten, C_2 og den viskøse motstandskoeffisienten, $1/\alpha$ til det porøse mediet. Dette ble gjort ved at det først ble simulert en lekkasje over en tynn spalte over skovletuppen på 0,15mm i 2D. Her ble det utført en gridkonvergenstest på gridet. Området rundt spalten i det endelige gridet for disse simuleringene er vist i Figur 5-1.

Simuleringene ble kjørt for forskjellige trykk. Dette for å kunne plote trykk og hastighet i en xy-kurve for å lage en trendlinje gjennom disse punktene, slik at en fikk en ligning på formen til ligning (2.12). Ligning for trendlinjen ble:

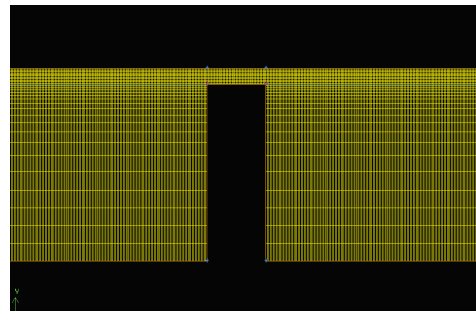
$$\Delta p = K_1 u^2 + K_2 u = 265,39u^2 + 105404u \quad (3.25)$$

Fra ligning (2.14) og (2.15) ble da $C_2=457 \text{ 1/m}$ og $1/\alpha= 1,5015E9 \text{ 1/m}^2$.

Et grid med en 2,7mm porøs sone istedenfor den tynne spalten, ble så brukt til å finjustere koeffisientene. Her ble det også kjørt en konvergenstest av gridet på. Gridet rundt spalten er vist i Figur 5-2. En sammenligning viser at gridet for den porøse sonen har om lag 40 % mindre celler enn gridet med spalten.



Figur 5-1 Grid for 0,15mm spalte.

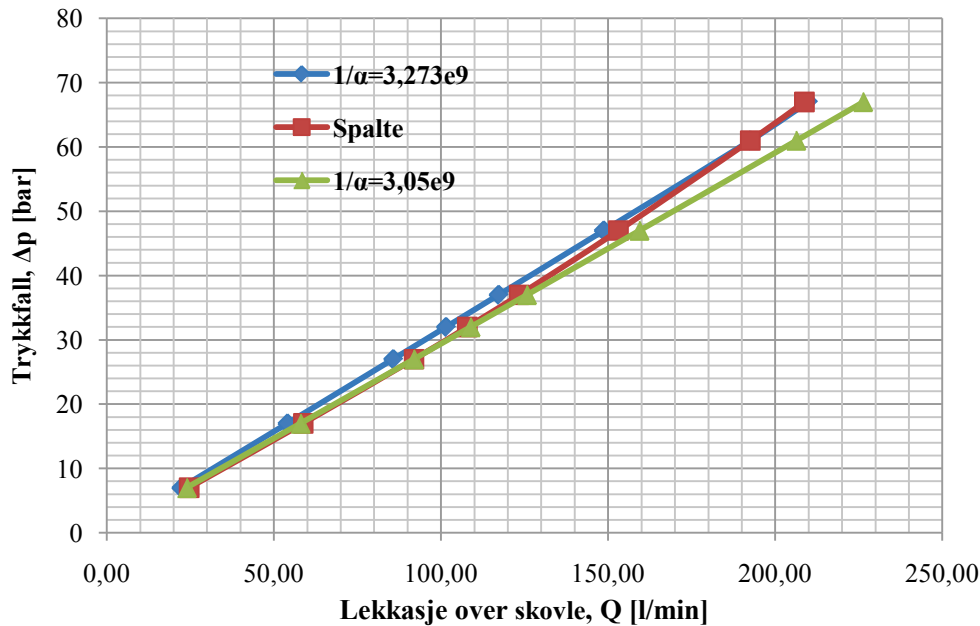


Figur 5-2 Grid for 2,7mm porøs sone.

Etter å ha finjustert koeffisientene slik at simuleringene med porøs sone var tilnærmet lik med spaltesimuleringene, viste det seg at ligning (2.14) og (2.15) bør multipliseres med en faktor på to for å være mer korrekt.

Først ble koeffisientene satt til å være $C_2=1000 \text{ 1/m}$ og $1/\alpha= 3,273e9 \text{ 1/m}^2$. For å sammenligne lekkasjen for de porøse simuleringene og spaltesimuleringene, ble de plottet mot trykket. Fra Figur 5-3 ser en at disse koeffisientene passer godt til høyere trykk, men har litt avvik når trykket blir lavere. Derfor ble koeffisientene justert på nytt til $C_2=1000 \text{ 1/m}$ og $1/\alpha= 3,05e9 \text{ 1/m}^2$. Disse ser en av Figur 5-3 at passer bedre for lavt

trykk, men avviker fra spaltesimuleringen når trykket blir stort. På bakgrunn av dette vil de første koeffisientene bli brukt for trykkfall over 45 bar, mens de andre når trykkfallet er mindre enn 45 bar.



Figur 5-3 Lekkasje over skovle plottet mot trykkfall.

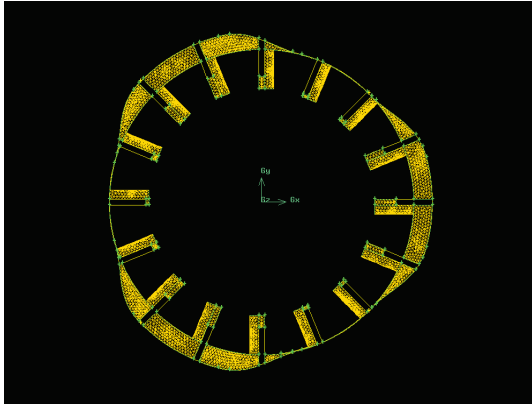
5.2 Bearbeiding av CAD-modell

Motorhus, rotor, og skovler til MX6300 ble mottatt fra Rolls-Royce som step-filer. Disse ble importert inn i Gambit og bearbeidet der. Modellen ble forenklet slik at alle spalter, unntatt over skovletuppen, ble tatt bort.

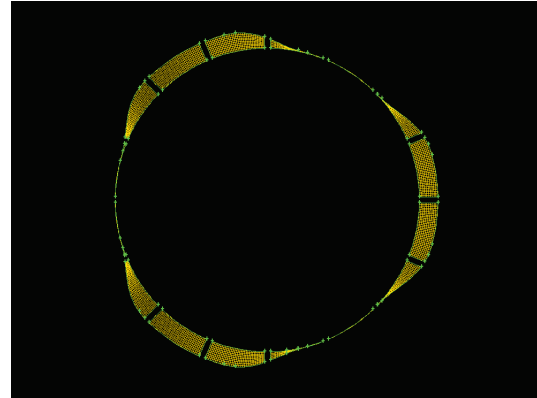
For å kjøre den dynamiske simuleringen av motoren med deformerende mesh, må en ha alle skovlene i geometrien. Da må det være en liten klaring mellom rotor og småbuene. Dette var ikke mulig med de step-filene som ble mottatt. Dette på grunn av at rotor hadde samme ytre diameter som diameteren på småbuene. Derfor ble rotor bygd opp igjen i CAD programmet Autodesk Inventor, med en diameter 0,6mm mindre enn opprinnelig. Dette var største klaring i henhold til maskinerings toleransene på rotor.

Strømningsvolumet inne i selve motoren ble satt sammen av deler av motorhus og rotor. Først ble motorhuset rensket for alle flater utenom glidebanen og lagret som egen step-fil. Deretter ble rotoren også rensket slik at kun flater som er i kontakt med oljen stod igjen. Glidebanen ble så importert inn sammen med rotor. På grunn av at toppen på skovlen har en geometri som blir vanskelig å lage grid av, ble skovlene forenklet til to vegger som skilte de to volumene som skovlene har kontakt med. Så ble det laget volum mellom skovlene og disse meshet med TGrid. Dette er et mesh med kun tetraedriske celler og er avbildet i Figur 5-4. En mer forenklet geometri ble også laget. Her var boringene i rotoren og skovlesporene fjernet. Denne ble meshet med et firkantet

flatemesh på sideflatene og heksaeder volummesh. Dette er avbildet i Figur 5-5. I begge gridene ble flatene som kommer i kontakt med den porøse sonen og kanalene definert som "interface". Samtidig ble rotorflater og skovleflater definert som egne vegger for og lettere kjenne de igjen i Fluent.

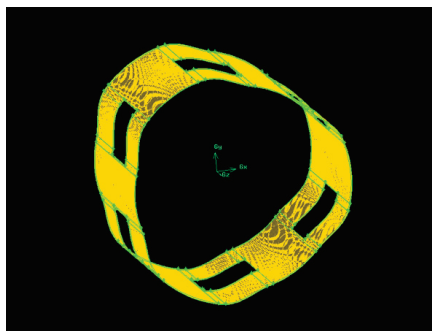


Figur 5-4 Tgrid mesh.



Figur 5-5 Forenklet mesh.

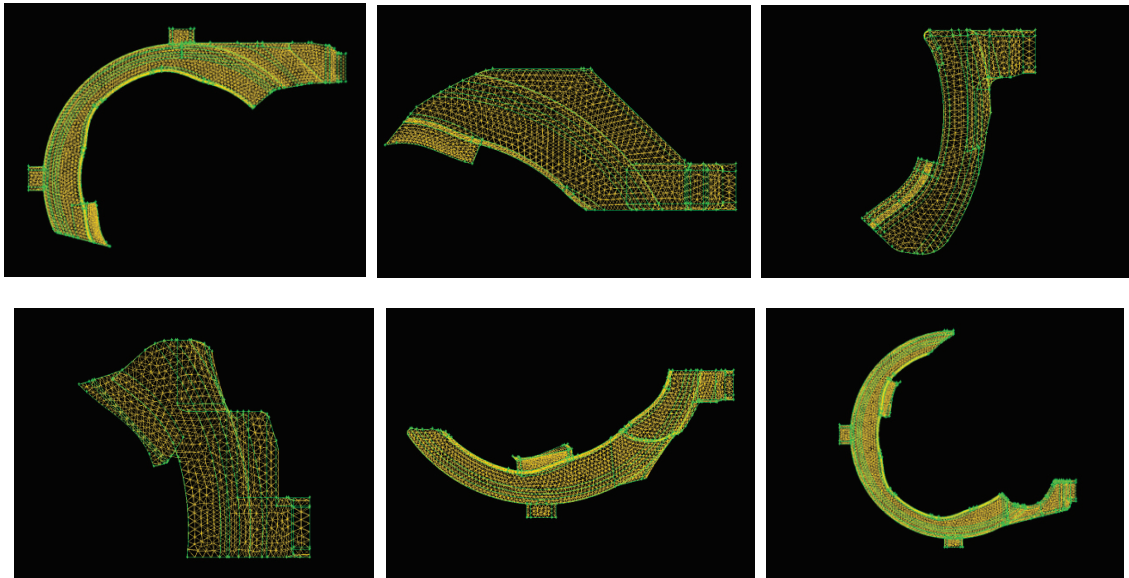
Den porøse sonen ble laget ut i fra glidebanen på motoren. Et omlag 2,7mm tykt volum ble lagt utenpå glidebanen og et heksaeder volummesh med ti cellelag i høyden ble lagt på. Dette er like mange celler i høyden som ble brukt i meshet for å finne de porøse koeffisientene. Her ble flatene som kommer i kontakt med volumene i selve motoren definert som "interface". Meshet er avbildet i Figur 5-6.



Figur 5-6 Porøs sone.

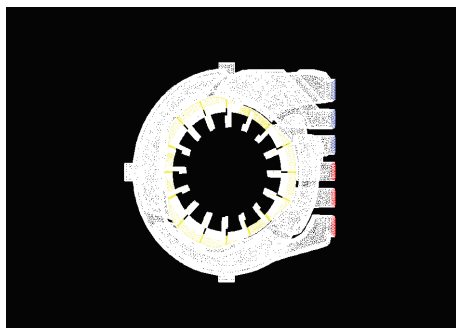
For å lage strømningsvolumet i kanalene, ble alle utvendige flater på motorhuset slettet slik at kun de innvendige veggene på kanalene stod igjen. Så ble hver enkelt kanal lagret i hver sin fil. Slik at hver kanal til slutt bestod av hver sin mesh-fil. Gridet i kanalene ble laget på samme måte for alle kanalene. Flatene som grenset mot strømningsvolumet i selve motoren ble meshet med firkantet flatemesh med en avstand som var lik den på

glidebanen. Så ble kanalvolumene meshet med et tetraeder/hybrid TGrid mesh. Deretter ble områder med dårlig cellekvalitet prøvd utbedret, før endelig mesh ble eksportert fra Gambit. Her ble flatene som grenser til motoren definert som "interface", og innløps- og utløpsflater ble definert som "pressure-inlet" og "pressure-outlet". Figur 5-7 viser kanalene ferdig meshet i Gambit og klar for eksportering av mesh-filer.

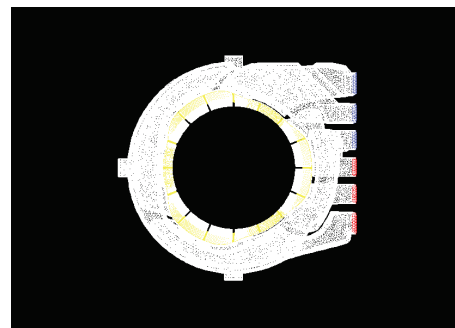


Figur 5-7 Kanal 1 til 6 ferdig meshet.

Til slutt ble alle meshene importert inn et program som heter TGrid. Her ble de satt sammen til et grid som kunne importeres inn i Fluent. Endelig mesh er avbildet i Figur 5-8 og Figur 5-9. Innløp og utløp av motoren er henholdsvis de blå og røde flatene på enden av kanalene. Meshet med kun tetraedriske celler har totalt 1472474 celler mens den forenklete modellen har totalt 1082869 celler.



Figur 5-8 Fullstendig TGrid mesh av motoren.



Figur 5-9 Fullstendig forenklet mesh av motor.

5.3 Gjennomføring i Fluent

Det første som må gjøres når et mesh er importert fra Gambit til Fluent, er å skalere størrelsen på det, siden Gambit opererer i millimeter og Fluent i meter. Turbulensmodellen standard $k-\varepsilon$ ble brukt med de innstillinger som er standard i Fluent.

Tetthet og dynamisk viskositet til oljen er, ble etter opplysninger fra Jo-Einar Emblemsvåg ved Rolls-Royce, satt henholdsvis til $\rho=860 \text{ kg/m}^3$ og $\mu=0,052 \text{ kg/ms}$. Så ble den porøse sonen definert med de porøse koeffisientene funnet i kapittel 5.1. Så ble alle kontaktflatene (interfaces) koblet sammen i "Grid Interfaces". Deretter ble det forskjellige oppsett for den dynamiske analysen og den statiske analysen.

5.3.1 Dynamisk analyse

Til veiledning i den dynamiske analysen ble en tutorial [10] fra Fluent Inc. brukt. Den omhandler bruken av dynamisk mesh i en vingepumpe og følger samme fremgangsmåte som for motoren. Største forskjellen mellom pumpen i tutorialen og motoren, er at pumpen har spalter mellom skovlene og glidebanen. I tutorialen blir en UDF (user-defined function) kompilert inn i Fluent. Denne UDF'en inneholder hastighetsfunksjoner som definerer bevegelsen til meshet og geometrien på pumpen, en funksjon for å initialisere trykket i pumpen og en minnefunksjon, og er skrevet i programmeringsprogrammet C++.

For å definere bevegelsen til de forskjellige sonene blir dynamisk mesh funksjonen i Fluent blir aktivert. Her blir også hvilken metode det dynamiske meshet skal oppdatere seg etter valgt. Til å oppdatere meshet i motoren blir det først kun valgt "smoothing". På grunn av for store celledformasjoner, vil dette være en dårlig metode for oppdatering av motormeshet. Så dette er bare for å se om motormodellen vil oppdateres, for så å definere en bedre måte å oppdatere meshet i etterkant.

Under "solution controls" ble trykk-hastighetskoplingen satt til "PISO". Ellers ble standard innstillingen brukt. Før forhåndsvisning av meshbevegelsen, ble strømningsberegningene initialisert. I oppgaven er det utviklet en UDF som beskriver bevegelse av skovlene og bevegelsen av de deformerende meshsonene. Resultatene fra tilnærmingen er imidlertid usikre og det er derfor valgt ikke å formidle disse i denne rapporten.

5.3.2 Statisk analyse

For den statiske analysen ble samme prosedyre som for den dynamiske analysen brukt frem til defineringen av dynamisk mesh. Under "solution controls" ble trykk-hastighetskoplingen satt til "coupled" med Courantnummer på 20. Grensebetingelsene i innløp og utløp ble satt slik at trykkfallet over motoren stemmer overens med verdiene i Tabell 5-1.

Måleserie	Trykkfall [bar]
1	59,1
2	45,8
3	35,7
4	26,3
5	18,4

Tabell 5-1 Trykkfall over motor.

Først ble det prøvd å simulere med ”Green-Gauss Cell Based” beregningsmetode. Denne metoden bruker senteret på cellene som utgangspunkt for å beregne seg gjennom meshet. Dette fungerte ikke og løsningen divergerte. Derfor ble det valgt ”Green-Gauss Node Based” beregningsmetode, som er best for mesh som inneholder mye trekantceller. Her ble det også problemer med divergens i beregningene, men dette ble ordnet ved å sette ”under-relaxation factors” til svært lave verdier.

I tillegg til vanskeligheter med å få beregningene til å konvertere, har også datamaskinressurser vært et lite hodebry. Antall celler i meshet har vært helt på kanten av det som den datamaskinen som ble brukt til simulering, var kapabel til.

5.4 Resultater fra CFD-analyse

På grunn av konvergensproblemene ved høyere trykk, gav CFD-analysene kun resultater for de to beregningene med lavest trykk. Volumstrømmen gjennom hver enkelt kanal er listet i Tabell 5-2 og Tabell 5-3. Den totale lekkasjen gjennom motormodellen er videre listet i Tabell 5-4 og i Figur 5-10 er den plottet mot trykkfallet over motoren. Momentet ut på akselen ble funnet for de to trykkene. I Tabell 5-5 er det totale momentet oppgitt sammen med hvor mye som kommer fra de viskøse effektene og fra trykk. Det var også små momentkomponenter i x- og y-retning, men disse var i størrelsesordenen 0,006 % til 0,012 % av momentet rundt senteraksen på akslene (z-retning), og derfor neglisjert.

måleserie 4			
innløp	vol.strøm [m ³ /s]	utløp	vol.strøm [m ³ /s]
kanal1	0,00051044	kanal5	5,52E-07
kanal2	-2,06E-07	kanal6	-0,00051048
kanal3	0,0014631	kanal4	-0,0014635
SUM	0,001973334	SUM	-0,001973428

Tabell 5-2 Volumstrøm i kanaler ved $\Delta p=26,3$ bar.

måleserie 5			
innløp	vol.strøm [m ³ /s]	utløp	vol.strøm [m ³ /s]
kanal1	0,0003701	kanal6	-1,12E-07
kanal2	2,11E-08	kanal5	-0,003701
kanal3	0,001021	kanal4	-0,001021
SUM	0,001391121	SUM	-0,001391212

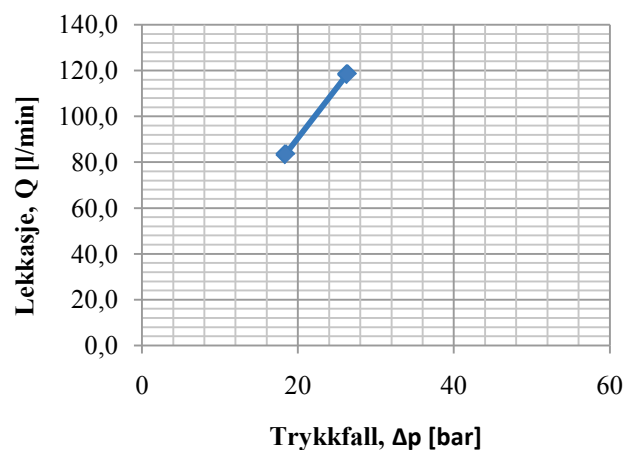
Tabell 5-3 Volumstrøm i kanaler ved $\Delta p=18,4$ bar.

Måleserie	Trykkfall [bar]	Lekkasje [l/min]
1	59,1	-
2	45,8	-
3	35,7	-
4	26,3	118,4
5	18,4	83,5

Tabell 5-4 Lekkasje i motormodellen.

Måle-serie	Trykkfall [bar]	Viskøst moment [Nm]	Trykk-moment [Nm]	Totalt moment [Nm]
1	59,1	-	-	-
2	45,8	-	-	-
3	35,7	-	-	-
4	26,3	0,0019	23856	23856
5	18,4	0,0012	16636	16636

Tabell 5-5 Moment på akselen.



Figur 5-10 Lekkasje for statisk kjøring.

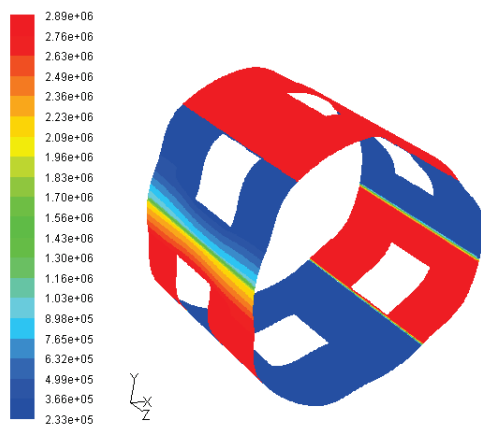
5.5 Diskusjon av CFD-resultater

Siden det kun har blitt oppnådd resultater for to trykkfall, er det er vanskelig å trekke noen god konklusjon om lekkasjeresultatet fra CFD-analysen stemmer overens med lekkasjeteorien, men fra Figur 5-10 viser resultatene en god trend til å gjøre det. I følge ligning (3.6) er lekkasjen lineær med trykkfallet. Hadde en fått resultater fra måleserie en til tre, hadde det vært mulig og sett om lekkasjen i CFD-analysen er lineær som forventet, eller om en hadde fått tilsvarende resultat som Figur 4-5 viser for de eksperimentelle målingene.

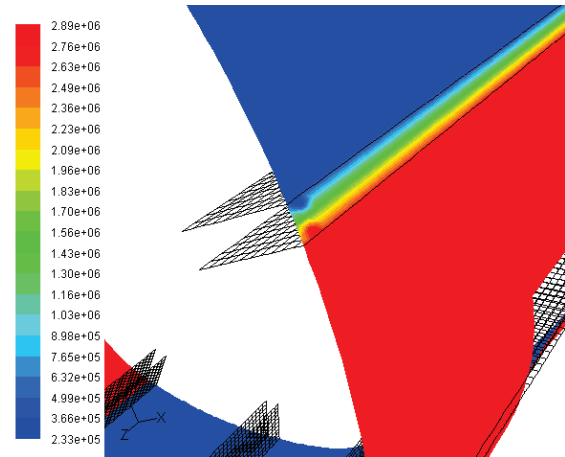
Akselmomentet som oppnås i CFD-analysen er litt mindre enn hva som er forventet ut i fra produktbladet til motoren. Det er her vanskelig å vite hva som er korrekt siden en ikke har det egentlige momentet som motoren avgir, men at det er mindre enn forventet kan komme av trykk- og hastighetsgradienten i CFD-analysen kan variere fra det som i virkeligheten skjer i motoren.

Volumstrømmen gjennom hver enkelt kanal varierer stort. Dette er ikke i tråd med de forventningene om at den skal være tilnærmet lik for alle kanalene. Motoren er, bortsett fra utformingen på kanalene symmetrisk, og utformingen på kanalene skal ikke ha så stor innvirkning på volumstrømmen. Figur 5-13 til Figur 5-18 viser strømlinjene i kanalene fra innløp og utløp. I Figur 5-13 og Figur 5-16 ser man at strømmingen fra innløpet til kanal 1 ikke går ut gjennom kanal 5 slik som den skal, men går i småbuen og ut gjennom kanal 6. Dette forklarer hvorfor volumstrømmen gjennom utløpet i kanal 5 kun er 0,03 % av volumstrømmen i innløpet i kanal 1. På samme måte er volumstrømmen i innløpet i kanal 2 0,03 % av volumstrømmen i kanal 6. Dette er ikke hva det burde være siden det er kanal 2 og 6 som er tilknyttet samme arbeidskammer. Trykkkonturene i Figur 5-11 kan være et svar på dette problemet. Områdene i rødt er høyt trykk mens de blåe er lavt trykk. Trykket mellom kanal 1 og 6 går jevnt over fra høyt til lavt trykk. Dette er det som er forventet, siden en vil ha friksjonstap i den smale spalten i småbuen. I Figur 5-12 ser en også at over skovlen mellom kanal 3 og 4 går trykket fra høyt til lavt trykk. Her skjer trykkovergangen som forventet kun over skovle-tuppen siden dette er midt i arbeidskammeret. Og dette er nok grunnen til at det er kun kanalparet 3 og 4 hvor volumstrømmen stemmer overens med hverandre.

Det som ikke stemmer med forventningene, er at ut i fra trykkonturene er det ikke er lekkasje over skovlene mellom kanal 2 og 6 og mellom kanal 1 og 5. Dette gir en forklaring på hvorfor volumstrømmen fra kanal 1 går gjennom småbuen og ut gjennom kanal 6. At det er en liten tilbakestrømning i innløpet på kanal 2 og i utløpet på kanal 5, må komme av enten at det ikke er helt tett over skovlene mellom kanal 2 og 6 og kanal 1 og 5, eller at det er en liten unøyaktighet i CFD-beregningene.



Figur 5-11 Trykkonturer i veggen til den porøse sonen.



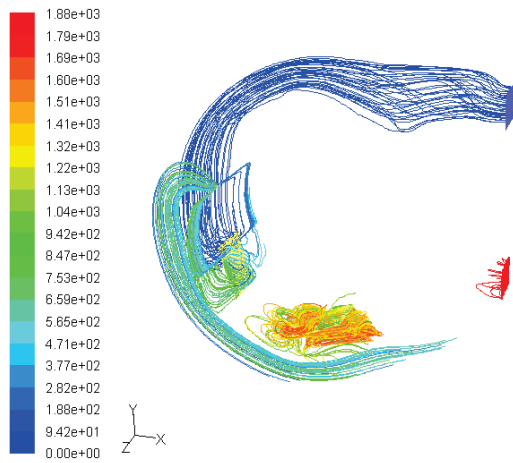
Figur 5-12 trykkonturer over skovletopp i kammeret mellom kanal 3 og 4.

Hvorfor strømmingen i beregningene er som den er, er vanskelig å si med stor sikkerhet. Meshet kan være en grunn. En ting som burde vært bedre, er antall celler i småbuen. Her ble det laget kun ett lag celler i høyden, på grunn av at antall celler ble prøvd begrenset. Dette ser en i ettertid at det muligens er litt for lite med tanke på å få simulert strømmingen på en god måte. Her bør en ha minimum to lag og gjerne flere.

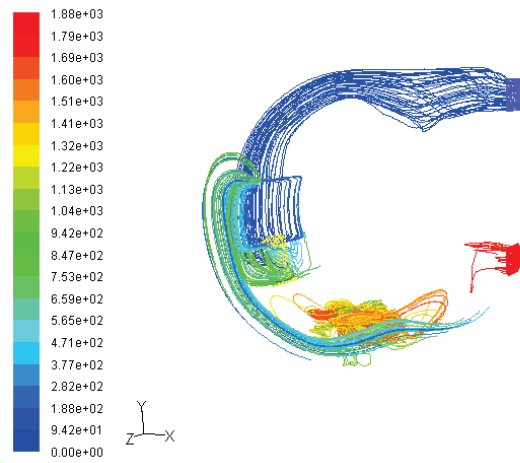
Meshet i kanalene inneholder enkelte celler med høy verdi av skewness, men ut i fra strømlinjene så er det ikke i kanalene problemet ligger. For å få mer lik strømming gjennom alle kanalene, må en også vurdere om de skal forlenges ved innløpene og utløpene. Kanskje også å la innløpskanalene gå sammen i denne forlengelsen, slik at en i starten kun har en innløpskanal, og gjøre tilsvarende med utløpskanalene.

Siden det er plasser en ikke får lekkasje over skovlen, bør en også undersøke hvordan antall cellenoder i den porøse sonen langs tuppen av skovlen påvirker dette. Disse tiltakene vil øke et allerede høyt antall celler i modellen. For å prøve begrense antallet litt, kan cellene være litt større på tvers av glidebanen.

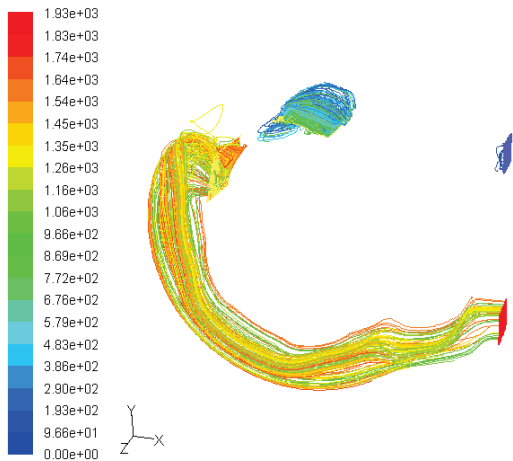
Selv om strømmingen ikke forekommer som forventet i motoren, kan en konkludere med at den porøse mediemodellen fungerer til å erstatte små spalter i CFD-modeller. Selv om det ikke er lekkasje over alle skovlene, kan dette skyldes meshet rundt disse problemområdene. Ser en isolert sett på kanal 3 og 4 og arbeidskammeret mellom dem, ser en hvordan modellen kan fungere når betingelsene er der.



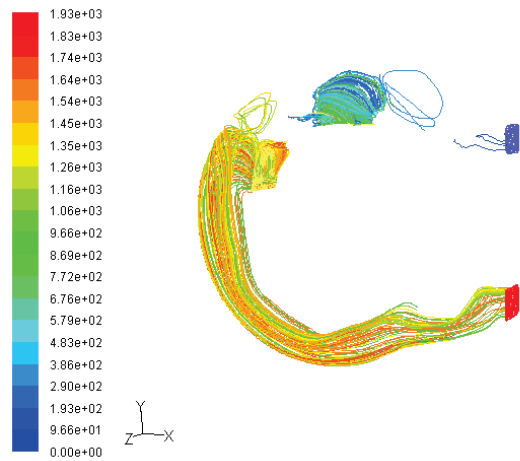
Figur 5-13 Strømmlinjer i kanal 1 og 5 ved $\Delta p=18,4$ bar.



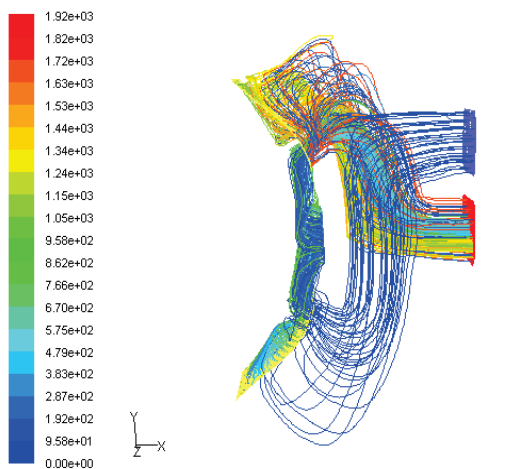
Figur 5-16 Strømmlinjer i kanal 1 og 5 ved $\Delta p=26,3$ bar.



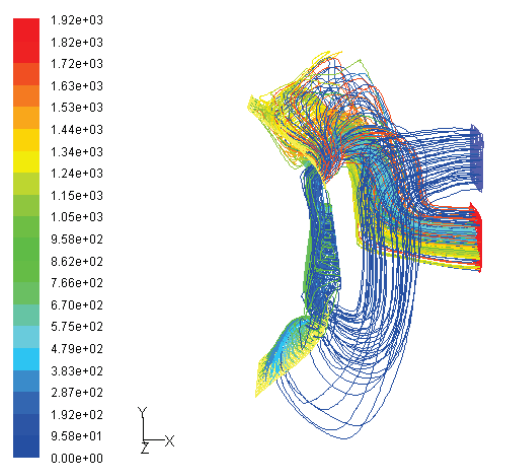
Figur 5-14 Strømmlinjer i kanal 2 og 6 ved $\Delta p=18,4$ bar.



Figur 5-17 Strømmlinjer i kanal 2 og 6 ved $\Delta p=26,3$ bar.



Figur 5-15 Strømmlinjer i kanal 3 og 4 ved $\Delta p=18,4$ bar.



Figur 5-18 Strømmlinjer i kanal 3 og 4 ved $\Delta p=26,3$ bar.

6 Teoretiske spalteberegninger

Som beskrevet i kapittel 3.3 så forekommer de interne lekkasjene i Rolls-Royce type MX motorer fem steder. Bortsett fra lekkasjen over skovletoppen, er alle neglisjert i CFD-analysen. Derfor er disse lekkasjene beregnet teoretisk ut i fra ligningene i kapittel 3.3. Resultatene vil være noe unøyaktige på grunn av at det er vanskelig å vite hvor store spaltene er. Når motoren er innkjørt, vil spaltestørrelsene avvike fra maskintoleransene. Samtidig vil motordekslene og glidebanen bli deformert av trykkreftene. Og spaltene vil også være forskjellig fra motor til motor. Derfor er spaltehøydene i beregningene for de forskjellige spaltene satt ut i fra maskintoleranser og skjønn. Tetthet og dynamisk viskositet til oljen er, etter opplysninger fra Jo-Einar Emblemsvåg ved Rolls-Royce, satt henholdsvis til $\rho=860 \text{ kg/m}^3$ og $\mu=0,052 \text{ kg/ms}$.

Lekkasjene i spaltene mellom skovletopp og glidebanen er ikke beregnet ut i fra teoretiske ligninger. Den blir kun beregnet i CFD-analysen. Dette fordi at skovletuppen har en for avansert geometri som gjør det vanskelig å få noen gode resultater ut i fra ligningene.

Mellom rotor og motordeksel vil en få strømning både fra innløp til utløp og fra innløp og ut gjennom pakkboxen. Denne strømningen blir da litt for kompleks for å beregne manuelt. Det ble derfor laget et grid for dette problemet og lekkasjen ble funnet ved hjelp av Fluent. Spaltehøyden ble satt til å være den 0,075mm. Resultatet av disse simuleringene er listet opp Tabell 6-1.

Lekkasjene i spaltene mellom skovle og rotor og mellom skovle og deksel i storbuen finnes av ligning (3.6):

$$Q_{sg} = b \left(\frac{uh}{2} + \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) \quad (3.6)$$

$$\text{Hvor } \frac{dp}{dx} = \frac{\Delta p}{L} \text{ og } u = \frac{n\pi}{30} r$$

Der lekkasjen, Q_{sg} , er for en spalte.

For lekkasjen mellom skovle og rotor neglisjeres hastigheten da denne må bestemmes ut fra geometrien på glidebanen og turtallet. Beregningene er gjort for en skovle som har halve flaten i tetning med rotor. Dette er ett omtrentlig gjennomsnitt for alle skovlene. For spalten mellom skovle og rotor settes $b=0,42m$, $h=0,07*10^{-3}m$ og $L=0.03m$. Resultatet er vist i Tabell 6-2.

Mellom skovle og motordeksel vil en ha lekkasje når skovlen er i storbuen her vil en få lekkasje på begge sider av skovlen. Det er ca åtte skovler som er i storbuen samtidig. Da blir det totalt 16 spalter mellom skovle og deksel. Her er $b=0,03m$, $h=0,05*10^{-3}m$, $L=0.01m$ og $r=0,265m$. Lekkasjen er for de forskjellige måleseriene er vist i Tabell 6-3.

Det er totalt 16 boringer for skovlepinner og lekkasjen gjennom disse blir beregnet ut fra ligning (3.10):

$$Q_{sb} = \sqrt{\frac{\frac{2}{\rho} \Delta p}{\frac{128L_2\mu\zeta_2}{D_{h_2}^2\rho A_2^3} Q_{sb} + \frac{1}{A_2^2} (K_i + K_{23} + K_u) + \frac{64L_3\mu\zeta_3}{D_{h_3}^2\rho A_3^2} Q_{sb} + \frac{1}{A_3^2} K_{34}}} \quad (3.26)$$

Der

$$f = \frac{64}{\text{Re}_{eff}} = \frac{\zeta 64}{\text{Re}_{D_h}} = \frac{\zeta 64\mu}{\rho u D_{D_h}} \quad (3.27)$$

De hydrauliske diameterne er $D_{h_2} = D_{h_4} = 0,0004m$ og $D_{h_3} = 0,0018m$ og arealene er $A_2 = A_4 = 2,9531 \cdot 10^{-6} m^2$ og $A_3 = 1,3784 \cdot 10^{-5} m^2$. Tapskoeffisientene er $K_i = K_{34} = 0,5$ og $K_u = K_{23} = 1$.

Videre er:

$$\zeta = \frac{(a-b)^2 (a^2 - b^2)}{a^4 - b^4 - \frac{(a^2 - b^2)^2}{\ln a/b}} \quad (3.28)$$

Som for $a=9,5mm$ gjennom rotor og $a=10,5mm$ gjennom aksel og $b=9,3mm$ for skovlepinne, gir $\zeta_2 = \zeta_3 = 1,5$.

Med følgende verdier: $L_2 = L_4 = 0.096m$ og $L_3 = 0.178m$, blir da lekkasjen for forskjellige verdier av trykkfall, Δp , som vist i Tabell 6-4.

For å kunne bruke i en sammenligning sammen med resultatet fra CFD-analysen opp mot de eksperimentelle målingene, er den totale teoretiske lekkasjen summert i Tabell 6-5.

Trykkfall [bar]	Total lekkasje [l/min]
59,1	2,96
45,8	2,30
35,7	1,80
26,3	1,32
18,4	0,92

Tabell 6-1 Lekkasje mellom rotor og deksel.

Trykkfall [bar]	Lekkasje per skovle [m ³ /s]	Total lekkasje [m ³ /s]	Total lekkasje [l/min]
59,1	4,55E-05	7,28E-04	43,66
45,8	3,52E-05	5,64E-04	33,84
35,7	2,75E-05	4,40E-04	26,37
26,3	2,02E-05	3,24E-04	19,43
18,4	1,42E-05	2,27E-04	13,59

Tabell 6-2 Lekkasje mellom skovle og rotor

Trykkfall [bar]	Turtall [omd/min]	Periferihastighet [m/s]	Lekkasje per skovle [m ³ /s]	Total lekkasje [m ³ /s]	Total lekkasje [l/min]
59,1	0	0,000	3,55E-06	5,68E-05	3,41
58,8	10,2	0,283	3,75E-06	5,99E-05	3,60
58,9	14,8	0,411	3,85E-06	6,16E-05	3,69
58,6	18,4	0,511	3,90E-06	6,25E-05	3,75
45,8	0	0,000	2,75E-06	4,40E-05	2,64
45,8	10,3	0,286	2,97E-06	4,75E-05	2,85
45,8	15,1	0,419	3,07E-06	4,91E-05	2,94
45,8	20,4	0,566	3,18E-06	5,08E-05	3,05
35,7	0	0,000	2,15E-06	3,43E-05	2,06
35,4	10,1	0,280	2,34E-06	3,74E-05	2,24
35,5	15,2	0,422	2,45E-06	3,92E-05	2,35
35,4	20	0,555	2,54E-06	4,07E-05	2,44
26,3	0	0,000	1,58E-06	2,53E-05	1,52
25,3	9,8	0,272	1,72E-06	2,76E-05	1,66
25,3	15,1	0,419	1,83E-06	2,94E-05	1,76
25,2	20,1	0,558	1,93E-06	3,09E-05	1,86
18,4	0	0,000	1,11E-06	1,77E-05	1,06
17,5	10,2	0,283	1,26E-06	2,02E-05	1,21
17,7	14,9	0,413	1,37E-06	2,20E-05	1,32
17,6	19,7	0,547	1,47E-06	2,35E-05	1,41

Tabell 6-3 Lekkasje mellom skovle og motordeksel

Trykkfall [bar]	Lekkasje per boring [m ³ /s]	Total lekkasje [m ³ /s]	Total lekkasje [l/min]
59,1	3,70E-06	5,92E-05	3,55
45,8	3,40E-06	5,44E-05	3,26
35,7	3,13E-06	5,01E-05	3,00
26,3	2,83E-06	4,52E-05	2,71
18,4	2,51E-06	4,02E-05	2,41

Tabell 6-4 Lekkasje gjennom boring for skovlepinne.

Trykkfall [bar]	Turtall [omd/min]	Periferihastighet [m/s]	Total spaltelekkasje [l/min]
59,1	0	0,000	52,11
58,8	10,2	0,283	50,81
58,9	14,8	0,411	50,91
58,6	18,4	0,511	52,44
45,8	0	0,000	40,89
45,8	10,3	0,286	41,10
45,8	15,1	0,419	41,19
45,8	20,4	0,566	41,04
35,7	0	0,000	32,34
35,4	10,1	0,280	32,52
35,5	15,2	0,422	32,63
35,4	20	0,555	32,72
26,3	0	0,000	24,32
25,2	9,8	0,272	24,46
25,3	15,1	0,419	24,56
25,2	20,1	0,558	42,40
18,4	0	0,000	17,52
17,5	10,2	0,283	17,68
17,7	14,9	0,413	17,78
17,6	19,7	0,547	17,87

Tabell 6-5 Total teoretisk spaltelekkasje.

7 Sammenligning av resultat

For å kunne sammenligne med de eksperimentelle resultatene er de teoretiske spaltelekkasjene lagt sammen med lekkasjen fra den forenklete CFD-analysen. Dette er gjort i Tabell 6-5. I Tabell 7-2 er resultat fra de eksperimentelle målingene sammenlignet med den totale lekkasjen fra CFD og de teoretiske beregningene. Differansen er avvik fra de eksperimentelle resultatene.

I Tabell 7-3 er momentet fra de eksperimentelle målingene sammenlignet med det totale momentet fra CFD-analysen. Differansen er her også avviket fra de eksperimentelle resultatene.

Trykkfall [bar]	Lekkasje CFD [l/min]	Teo. spaltelekkasje [l/min]	Total lekkasje [l/min]
26,3	118,4	24,3	142,7
18,4	83,5	17,5	101,0

Tabell 7-1 Total lekkasje fra CFD og teoretiske beregninger.

Trykkfall [bar]	Virkelig lekkasje [l/min]	Beregnet/CFD lekkasje [l/min]	Differanse [l/min]
26,3	139,8	142,7	-2,9
18,4	101,3	101,0	0,3

Tabell 7-2 Sammenligning eksperimentelt og beregnet resultat.

Trykkfall [bar]	Målt moment [Nm]	CFD moment [Nm]	Differanse [Nm]
26,3	26665	23856	2809
18,4	18978	16636	2342

Tabell 7-3 Sammenligning eksperimentelt og CFD moment.

8 Diskusjon

Tabell 7-2 viser at lekkasjen i de eksperimentelle målingene og lekkasjen fra CFD og teoretiske beregninger stemmer godt overens. Det lille avviket som forekommer kan lett forklares ved usikkerhet i høyden på de forskjellige spaltene. Ved trykkfallet på 26,3 bar ser en at lekkasjen fra den eksperimentelle målingen er lavere enn for de teoretiske beregningene. Dette er motsatt av hva som var forventet. Siden spaltehøydene vil bli større når trykket øker, var det forventet at lekkasjen fra den eksperimentelle målingen ville øke i forhold til de teoretiske beregningene. At dette ikke var tilfellet, kan også skyldes på den nevnte usikkerheten for spaltehøydene.

Når en ser kun på de eksperimentelle målingene og CFD-resultatet, kan en sammenligne disse ved å se på den prosentvise økningen i lekkasjen ved trykkøkning. For de eksperimentelle målingene øker lekkasjen med 27,5 % mens i CFD-beregningen øker lekkasjen med 29,5 %. Dette er motsatt av hva som forventes siden CFD-beregningen ikke tar med økningen i lekkasjen på grunn av deformasjoner i materiale.

Selv om lekkasjeresultatene stemmer godt overens, er det vanskelig å kunne konkludere med at disse resultatene er korrekte eller ikke. Nøyaktigheten på lekkasjen ved de eksperimentelle målingene må påstås å være god nok for denne sammenligningen. CFD-resultatene har derimot en større usikkerhet i seg. På grunn av at det ikke er lekkasje over alle skovlene, noe som gjør at strømmingen ikke går slik som forventet, kan en ikke konkludere med at lekkasjen gjennom motoren i disse beregningene er korrekt. Derfor bør en lage et forbedret mesh der disse problemene ikke oppstår. På den måten kan en få en endelig verifikasjon på om lekkasjemodellen fungerer.

Sammenligningen av momentet er tatt med selv om det er usikkerhet i forhold til de eksperimentelle målingene av dette. Selv om det er usikkerhet rundt momentet, vil det kunne brukes til en trendstudie. Ser en på prosentvis økning i momentet for de to trykkfallene, er det 28,8 % økning i det målte momentet og 30,3 % i momentet fra CFD-analysen. Ut i fra dette stemmer momentøkningen overens.

9 Konklusjon

De eksperimentelle virkningsgradmålingene, som ble utført på motoren, ble gjort mest mulig etter ISO-standard 4409, men på grunn av manglende utstyr ble det gjort noen forenklinger. Likevel ble målingene gode nok for bruk sammen med CFD-resultatene. Selv om ikke momentkalibreringen var helt tilfredsstillende, ble bruken av strekkklapper for måling av momentet vist å være en god metode. Bruken av trådløs signaloverføringen ved roterende aksling, var også en suksess. Dette gjør bruken av strekkklapper mye enklere.

Bruken av CFD-verktøy til å modellere den hydrauliske vingemotoren til Rolls-Royce har vært delvis vellykket. Selv om resultatene for lekkasjestrømmen stemmer godt overens med de eksperimentelle målingene, så ble ikke strømningsbildet i CFD-analysen slik som det er i virkeligheten. Dette kommer trolig av at i streben av å begrense antall celler i meshet, ble ikke antallet tilstrekkelig i enkelte områder. Dette gikk så utover funksjonaliteten til CFD-modellen. På grunn av dette ble det heller ikke oppnådd resultater for beregningen for de tre høyeste trykkfallene som var planlagt. Ved eventuelt videre arbeid med denne motoren må en derfor lage et bedre mesh enn det som ble brukt i denne oppgaven.

På en såpass stor modell som er brukt i denne oppgaven, er det også viktig å ha tilstrekkelig dataressurser tilgjengelig. Ved flere tilfeller var dette ikke tilfellet i utførelsen av denne oppgaven.

Ser en kun på den totale lekkasjen fra CFD og de teoretiske spalteberegningene, så stemmer de godt overens med de eksperimentelle målingene som ble gjort med tilsvarende trykkfall. Videre er det umulig å kunne konkludere hvordan dette vil stemme overens ved høyere trykkfall. Fra målingene øker lekkasjen eksponentielt med trykkfallet på grunn av at trykket deformerer materialet og gjør spaltene større. For å vite om en får med denne effekten fra CFD-analysene, så må beregninger med høyere trykk gjøres.

En 2D-analyse av to spaltemodeller ble utført. I den ene ble lekkasjen gjennom en spalte over skovletuppen beregnet. Den andre ble gjort med en tilsvarende forenklet modell der en porøs sone erstattet spalten. Her viser resultatet at ved bruken av porøs mediemodell i stedet for spaltesimuleringen, så bestod meshet av om lag 40 % mindre celler. Denne reduksjonen kommer mye av at ved å definere motstandskoeffisientene i den porøse sonen, kan en enklere geometri beholde de samme strømningssegenskapene som en mer avansert geometri.

I 3D-modellen av motoren ble det implementert en porøs sone i stedet for spalter over skovletuppen. Selv om det ikke gikk lekkasjestrømmer over alle skovlene, kan en ut ifra de områdene lekkasje oppstod, konkludere med at dette fungerer.

Kort sagt kan en ut fra denne oppgaven konkludere med to ting. Funksjonaliteten til en hydraulisk vingemotor kan analyseres med CFD-verktøy, men for større modeller er en avhenging av å ha tilstrekkelig dataressurser tilgjengelig. Bruken av porøst medie-modellen kan erstatte tynne spalter og gjøre avansert spaltegeometri enklere og dermed redusere antall celler i meshet.

10 Videre arbeid

Videre arbeid vil være å lage et forbedret mesh til som er bedre egnet for CFD-beregninger, slik at en lettere får konvergens i løsningene og lekkasje over alle skovlene. Når dette er gjort, må en bedre UDF, som gir ønsket bevegelse for deformerende mesh, programmeres. For bedre verifisering av CFD-resultatene bør de eksperimentelle målingene utføres på nytt etter standardiserte metoder.

11 Referanser

1. FluentUserServicesCenter. Introduction to CFD Analysis - Introductory FLUENT Training. ANSYS; 2006 [cited 2009 13.03.2009]; Available from: www.fluentusers.com.
2. FluentInc. Fluent 6.3 User's Guide. 2006.
3. White FM. Fluid mechanics. Boston, Mass.: McGraw-Hill; 2003.
4. Chapple P. Hydraulics and Pneumatics: Kompendium i TEP 4205. 2008 ed. Trondheim: Tapir akademisk forlag, Kompendieforlaget; 2002.
5. Ivantysyn J, Ivantysynova M. Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing. New Dehli: Tech Books International; 2003.
6. Kjølle A. Oljehydraulikk: teknologisk grunnlag. Trondheim: Tapir; 1995.
7. ISO. 4391: ISO1983.
8. ISO. 4409: ISO2007.
9. Wheeler AJ, Ganji AR. Introduction to engineering experimentation. Upper Saddle River, N.J.: Pearson/Prentice Hall; 2004.
10. FluentInc. Tutorial: Vane Pump Modeling in FLUENT2007.