

Optimalisering av løpehjul for våtgass

Stephen Johansen Irgens

Master i energi og miljø

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Medveileder: Trond Grüner, EPT
Øyvind Hundseid, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2012-50

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Stephen J Irgens

Våren 2012

Optimalisering av løpehjul for våtgass*Wet Gas Impeller Optimisation***Bakgrunn**

De fleste store felt i Nordsjøen er utbygd med tradisjonell teknologi. Fokus har i de senere år skiftet mot mindre og mer fjerntliggende felt med begrenset infrastruktur. Utvikling og drift av slike felt krever ny kostnadseffektiv teknologi. Et helt sentralt element her er havbunnsbasert brønnpresjon for å frakte brønnstrømmen direkte til land, eller mer fjerntliggende prosesseringsanlegg offshore. Teknologien kan i enkelte tilfelle eliminere behovet for offshore prosesseringsanlegg, noe som kan gi en formidabel kostnadsreduksjon. De fleste leverandører av turbomaskiner satser derfor på utvikling av havbunnsbaserte våtgasskompressorer. Noen få prototype konsepter eksisterer og det foregår i dag utstrakt testing og validering av teknologien.

Ved NTNU er det bygd opp en rigg for å teste våtgass kompressorer og analysere de grunnleggende mekanismene relatert til våtgass kompresjon. Rigger er unik og sentral i blant annet analyser av strømningsregime i kompressorkanaler, herunder løpehjul.

Mål

Ved hjelp av eksperimentell forsøksrigg og CFD-kode utviklet i prosjektoppgave og fra Ansys er det et mål å optimalisere løpehjulet. Eksperimentelle resultater fra test på tørr og våt gass vil sammen med analyser bidra til å dokumentere ytelse og strømningsbilde.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Optimalisering av eksisterende løpehjuldesign
2. Dokumentere ytelseskaraktistikk og strømningsbilde, samt validere strømningsbildet ved utløpet mot pitotmålinger.
3. Dokumentere strømningsbilde ved injeksjon av partikler med ulik tetthet

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veileder. Detaljer ved eventuell 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 velkrevet. 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 eventuelt 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 prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2012


Olav Bolland
Instituttleder


Lars E Bakken
Faglig ansvarlig/veileder

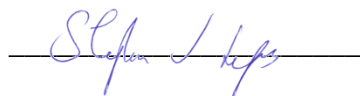
Medveileder(e)
T Gruner, NTNU
Ø Hundseid, NTNU

side 2 av 2

Forord

Hovedmålet med min diplomoppgave vår 2012 ved NTNU har vært å undersøke muligheten for å optimalisere eksisterende våtgasskompressor. Oppgaven er en videreføring av observasjoner gjort i forprosjekt høst 2011. Det å optimalisere strømningsbildet i en impeller har vist seg å være en stor utfordring. Forstå sammenhengen mellom aerodynamikk og ytelse i forhold til utforming av en kompressor krever svært god kunnskap. Et innblikk i hva som ligger bak design av roterende maskiner har vært svært interessant og lærerikt.

Benytter anledningen til å gi en takk til alle som har hjulpet meg i oppgaven. En spesiell takk til veileder Lars Eirik Bakken for godt samarbeid, tilgjengelighet og arbeidet for studietur til Firenze. Vil også takke hjelpeveileder Trond Grüner og Øyvind Hundseid som har brukt mye av sin tid for gode råd og tilbakemeldinger. Takker min mor Therese Irgens for god støtte og hjelp med skriveprosessen. Sist, men ikke minst takker jeg Thorstein Otto Viseth for et utrolig godt samarbeid fra prosjektstart til slutt. Uten deres samarbeid og støtte har oppgaven ikke vært mulig å gjennomføre innen tidsfrist.



Stephen J. Irgens

Trondheim, 20. desember 2012

Sammendrag

I denne oppgaven undersøkes det muligheten for å optimalisere våtgasskompressoren til NTNU. Oppgaven studerer muligheten for å optimalisere impelleren ved å endre kappeprofil og utløpshøyde B2. I tillegg er partikler simulert gjennom kompressoren for å etterligne våtgass. Effekten av å endre kappeprofil og utløpshøyde har på strømmingen, er simulert med Ansys CFX. Antall kjørte simuleringer er 14 på originaldesign, 32 fordelt på 5 forskjellige kappeprofiler, og 8 partikkelsimuleringer med impeller, diffusor og spiralhus. Total er 54 simuleringer kjørt.

Simuleringsdomenet er begrenset til et blad i impelleren. Utløpet er forlenget for å oppnå økt simuleringsstabilitet, og for å sammenlikne resultater med målinger. Konvergeringskriteriet er satt til $1e-5$ for liten variasjon mellom simuleringene. Grensebetingelser på innløpet er total trykk og temperatur på 0,9 bar og 25 °C. På utløpet er massestrøm benyttet, som har vist seg å være en stabil metode for simuleringene. For å simulere forskjellige driftspunkt og slik tegne kompressorkarakteristikken for kompressoren, er massestrømmen endret på.

Av simuleringene på fem forskjellige kappeprofiler, viste fire ingen forbedring i forhold til originalimpeller. Den femte kappeprofil navngitt 14mm pluss viste en maksimal økning i trykkforhold på 0,27 %, og i total polytropisk virkningsgrad på 0,43 %. Kappeprofilen var bedre enn originalimpeller ved lav volumstrøm, men vurderes totalt sett som et dårligere alternativ. Den lave forbedringen ved endring på kappen, viser et behov for å endre bladprofilen for å optimalisere impelleren.

Partikkelsimuleringene viste at partiklene kolliderte med høy hastighet i hub i innløpet til bladpassasjen med medfølgende bevegelsestap. Partiklene ble avbøyd av corioliskraften og traff trykksiden av bladet tidlig i bladpassasjen. Deretter ble de slynget tangentielt ut i spiralhuset hvor en ny kollisjon med vegg fant sted. Kollisjoner i høy hastighet kan gi erosjonsproblemer, og bør unngås. Endring av massetettheten til partiklene viste liten endring i partikkelbanen. Dette indikerer at kollisjoner i kompressoren blir vanskelig å unngå uten modifikasjoner av kompressoren. Partiklene reduserte strømningsvinkelen til gassen i diffusor, som ga en mindre logaritmisk strømningsbane. Kortere strømningsbane ga økt trykkgjenvinning gjennom diffusor med 4 %. Samme trend er observert i laboratorium.

Sammenlikning av resultater fra simuleringer med målinger viste god overensstemmelse. Maksimalt avvik på simuleringene er funnet på 5 % for pitotmålinger av strømningsvinkel, og 0,3 % for trykkmålingene. Målingene viste en annen avhengighet av volumstrøm enn hva simuleringene viste. En tilsvarende trend for strømningsvinkel var funnet ved kappen, som kan indikere pitotrøret som benyttes for målingene ikke er sentrert i diffusor. Det er dermed nødvendig å kontrollere plassering av pitotrøret før resultatet vurderes ytterligere. Ulikheten i trykkgjenvinning i målingene kan være mekaniske fenomen i kompressorriggen. Det er i fremtiden nødvendig å foreta flere målinger for å bekrefte/avkrefte dette.

I oppgaven fremkommer ingen dokumentasjon av strømningsbildet i impelleren. Det var ikke mulig på daværende tidspunkt å foreta nødvendige målinger. På bakgrunn av dette er det utført et litteratursøk for å finne metoder som er mulig å benytte. Strømningsbildet i eksisterende kompressorrigg kan dokumenteres ved å benytte olje eller tynn maling for å tegne strømningslinjer på overflatene gjennom kompressoren. Andre muligheter krever modifikasjoner ved å bytte enkelte deler med gjennomsiktede. Dette er nødvendig for å kunne utføre nødvendige målinger. Usikkerhet i hvor gjennomførbart modifikasjonene er på kompressorriggen, ble det foreslått å konstruere en ny testrigg. En ny testrigg gir full frihet i utseendet. Den kan tilpasses sofistikerte målingsmetoder, og anses som det beste alternativet.

Abstract

This project has done a study of optimization of the wet gas compressor to NTNU. The project is limited to evaluate a new shroud profile through the blade passage, and change outlet width B_2 . What effect the different changes has on the flow, is simulated with Ansys CFX. Numbers of run simulations are 14 on original design, 32 divided on 5 different shroud profiles, and 8 particle simulations including impeller, diffuser and volute, in total 54 run simulations.

Simulation domain is limited to one blade passage, with an extended outlet for increased simulation stability, and the possibility for comparing results to measurements. Convergence criteria are $1e-5$ to ensure consistency between the various results and to adhere to recommended practices. Boundary condition on inlet is total pressure and temperature, set to 0.9 bar and 25°C . Mass flow is used as outlet boundary condition, which has proven to be a stable condition. The mass flow is changed to simulate different operation points, and to draw the compressor characteristic.

Simulations on five different shroud profiles showed no improvement compared to original impeller, but the shroud profile named 14mm plus. Shroud profile 14mm plus had a 0.27 % increase in pressure rise, and 0.43 % increase in total polytropic efficiency with a volume flow of $0,69 \text{ m}^3/\text{s}$, and is evaluated in total as a worse option. Low improvement when changing the shroud profile indicates a need for changing the blade profile, and a new impeller must be designed to optimize the compressor.

Particle simulations showed particles colliding with high velocity with hub at the throat, with a loss of momentum. Particles were forced into the pressure side of the blade due to Coriolis, and were thrown tangentially out into the volute, where a new collision occurred. High velocity collisions can cause erosion, and should be avoided. Changing density to the particles gave small or no changes in the particles trajectory, indicating collision is hard to avoid without modification to the impeller. Particle reduces the flow angle to the gas, which gave a less logarithmic flow in the diffuser. Shorter flow path increased pressure rise through the diffuser with 4 %.

Comparing simulations and measurements, showed good similarity. Maximum difference in flow angle was 5 %, and 0.3 % for pressure rise. Measurements had a different dependence to volume flow than simulations. A similar trend was found for flow angle in the simulations closer to the shroud, indicating Pitot tube was not centered in the diffuser. It is needed to control position of the Pitot tube before evaluating results further. The different volume flow dependence in pressure rise is thought to be mechanical effects from the compressor rig. It is needed to make more measurements to confirm.

It was not possible to document gas and particle flow path on current time. Due to this, a literature search has been performed to find possible methods. For documenting gas flow path through existing impeller, oil or paint could be used to draw oil path lines on surfaces. Other methods need changing some parts to transparent ones, to give access to measurement equipment. Uncertainties in feasibility of the modifications, constructing a new rig is recommended. A new rig give full freedom in dimensions, and can be adapted to sophisticated measurement methods to give best accuracy in measurements.

Innholdsfortegnelse

1	Introduksjon	1
2	Teori.....	3
2.1	Numerisk strømningsteori.....	3
2.2	Polytropisk virkningsgrad	4
2.3	Partikkelteori	5
2.4	Optimalisering	8
2.5	Kurver	9
2.6	Pitotmåling	10
3	Metode	12
3.1	Våtgasskompressorriggen på NTNU.....	12
3.2	Kappeprofil	14
3.3	Simuleringsdomene.....	16
3.4	Maskenett	18
3.5	Oppsett av simuleringene	21
4	Resultater og diskusjon	24
4.1	Sensitivitet	24
4.2	Originalimpeller	26
4.3	Forskjellige kappeprofiler	28
4.4	Sammenlikning med målinger	32
4.5	Partikkelsimulering	36
5	Forslag til dokumentasjon	42
5.1	Enkel testtrigg	42
5.2	Eksisterende kompressorrigg	43
5.3	Oppsummering	45
6	Konklusjon	46
7	Videre arbeid	47
	Vedlegg.....	50
	Vedlegg A matlab kode.....	50
	Vedlegg B startskript	55
	Vedlegg C matlab kode for dråpediameter	56
	Vedlegg D Resultat	57

Vedlegg E Oppsett for simuleringer	60
Vedlegg F Oppsett for partikkelsimuleringer	69
Vedlegg G Partikkelgenerator	82
Vedlegg H: Instrument for dokumentering av strømningsbilde	84
Vedlegg I: Partikkel resultat	86
Vedlegg J: Testtrigg design	92

Nomenklatur

Symbol

A	Areal	[m ²]
A _{αβ}	Kontaktoverflate mellom fase α og β	[-]
B	Bredde, avstand mellom hub og kappe	[m]
b	Binomisk fordeling	[-]
C _D	Friksjonkoeffisient	[-]
C _m	Meridionalhastighet	[m/s]
C _p	Spesifikk varmekapasitet	[kJ/kgK]
d	Diameter til en kule	[m]
E	Sum av indre og kinetisk energi	[J]
F	Kraft	[kgm/s ²]
GB	1024 ³ bytes, lagringsenhet for datamaskiner	[-]
H	Entalpi	[J]
k	Termisk konduktivitet	[W/mK]
L	Lengde	[m]
\vec{n}	Flatenormal	[-]
P	Referansepunkter for bezierkurven	[-]
P	Trykk	[Pa]
P _r	Prandtl-tall	[-]
P _r	Trykkforhold	[-]
Q	Volumstrøm	[m ³ /s]
q	Varmefluks	[J/m ² s]
R	Bezierkurven	[-]
R	Universell gasskonstant over molar masse	[J/Kg]
Re	Reynoldstall	[-]
r	Volumfraksjon	[-]
S	Entropi	[J/K]
T	Temperatur	
U	Variabel for bezierkurven	[-]
\vec{u}	Hastighetsvektor	[m/s]
V	Volum	[m ³]
v	Spesifikt volum	[m ³ /kg]
We	Webbertall	[-]
Y ⁺	Dimensjonløs veggavstand	[-]

Greske symbol

$\delta\Omega_v$	Grense for kontrollvolum	[-]
Ω_v	Kontrollvolum	[-]
α	Gassfase	[-]
β	Veskefase	[-]
ζ	Parallell koeffisient for partikkelkollisjon	[-]
η_p	Total polytropisk virkningsgrad	[-]
θ	Vinkelrett koeffisient for partikkelkollisjon	[-]
μ	Dynamisk viskositet	[kg/ms]
ρ	Massetetthet	[kg/m ³]
σ	Overflatespenning	[kg/s ²]
$\vec{\tau}$	Viskøs stresstensor	[kg/ s ² m]
$\vec{\rho f}$	Ekstern krafttetthet	[N/m ³]

Indeks

IB	Innløp til bladpassasje
k	Element k av en vektor
UB	Utløp til bladpassasje
\rightarrow	Vektor
α	Gassfase
β	Veskefase
0	Totaltilstand
1	Innløp til modell
2	Utløp til modell

Figurliste

Figur 2.1: Krefter på en partikkel i et strømmende fluid.	5
Figur 2.2: Partikkelinteraksjon med vegg. uf og ue er hastighet før og etter kollisjon.	6
Figur 2.3: Forskjellige partikkelinteraksjoner.	6
Figur 2.4: Partikkelladen strøm.	7
Figur 2.5: Arealmidlet C_m , 9 000 RPM, $Q = 0,77 \text{ m}^3/\text{s}$, original kappe.	9
Figur 2.6: Plassering av pitotrør i diffusor.	10
Figur 2.7: Referanseplan for vinkel α' (R) og α (linje P_1P_2).	10
Figur 3.1: Bilde av kompressor riggen på NTNU.	12
Figur 3.2: Dimensjoner for eksisterende våtgassimpeller på NTNU.	13
Figur 3.3: Forskjellige kappeprofiler med 14mm utløpshøyde.	14
Figur 3.4: Forskjellige kappeprofiler med 13mm utløpshøyde.	15
Figur 3.5: Forskjellige kappeprofiler med 12mm utløpshøyde.	15
Figur 3.6: Forskjellige kappeprofiler med 11mm utløpshøyde.	16
Figur 3.7: α og α' fra resultat av Viseth [24], 10 000 RPM.	17
Figur 3.8: Simuleringsdomene med innløpt, utløp og hvor pitot målinger gjøres.	17
Figur 3.9: Maskenett gjennom passasje ved 50 % bredde.	19
Figur 3.10: Maskenett ved bladstart og hub (blå er hub, grå er blad).	20
Figur 3.11: Maskenett ved bladslutt og hub (blå er hub og grå er blad).	21
Figur 4.1: Maskenettets påvirkning på trykkforhold. 9 000rpm, $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$	24
Figur 4.2: Maskenettets påvirkning på total polytropisk virkningsgrad, 9 000rpm, $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$	25
Figur 4.3: Ytelseskarakteristikk.	26
Figur 4.4: Total polytropisk virkningsgrad.	26
Figur 4.5: Sirkulært arealmidlet meridional hastighet, 9 000 RPM, $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$	27
Figur 4.6: Arealmidlet meridional hastighet relativ til strømningsrelativ posisjon.	28
Figur 4.7: Sammenlikning av trykkforhold for alle simulerte kappeprofiler.	29
Figur 4.8: Total polytropiskvirkningsgrad for alle simulerte kappeprofiler.	29
Figur 4.9: Sirkulært arealmidlet meridional hastighet, 9 000 RPM, $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$	30
Figur 4.10: Sammenlikning av meridional hastighet, $Q=0,77 \text{ m}^3/\text{s}$, 9 000 RPM.	31
Figur 4.11: Sammenlikning av måling og simuleringer på originalimpeller, 9 000 RPM.	33
Figur 4.12: Sammenlikning av målinger og simuleringer på originalimpeller, 10 000 RPM.	33
Figur 4.13: Sammenlikning med trykkmålinger og simuleringer, 9 000 RPM.	35
Figur 4.14: Sammenlikning med målinger og simuleringer, 10 000 RPM.	35
Figur 4.15: Relativ hastighet til partikler, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $\rho=1 000 \text{ kg}/\text{m}^3$	37
Figur 4.16: Partikkelhastighet, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $\text{GMF}=0,95$, $\rho=1000 \text{ kg}/\text{m}^3$	38
Figur 4.17: Partiklenes påvirkning på strømningsvinkel.	39
Figur 4.18: Partikkelbaner, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $\text{GMF}=0,95$, $\rho=1,18 \text{ kg}/\text{m}^3$	40
Figur 4.19: Gasstrømningslinjer, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $\text{GMF}=0,95$, $\rho=1,18 \text{ kg}/\text{m}^3$	40
Figur 5.1: Skisse av testrigg med kanal i sentrum.	42
Figur 5.2: Prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskamera.	44

Tabelliste

Tabell 1: Maksimalverdier for maskenettene.....	18
---	----

1 Introduksjon

Verden trenger mer og mer energi, og i 2010 økte verdens energietterspørsel med 5,6 %. Den største prosentvise økningen siden 1973 [1]. Produksjon av olje og gass vil være avgjørende for å møte denne voksende etterspørselen.

Norge er den 14. største oljeproduzenten, og sjette største gassproduzenten i verden [1]. Siden toppåret i 2004 har Norges samlede produksjon av oljeekvivalenter blitt redusert med ca. 13 %. Produksjonen av olje har sunket med over 42 % siden 2001, men en jevn økning i produksjon av gass har gjort at fallet av den totale produksjonen av oljeekvivalenter er kun 13 % [2].

De fleste store felt på norsk sokkel er utbygd eller under utbygging. Det vil i fremtiden bli flere mindre satellitt- utbygginger, og i tillegg vil avstanden mellom satellitt og moderplattform øke [3]. Med utgangspunkt i de utfordringene som norsk olje- og gassindustri har for å opprettholde en høyest mulig produksjon på norsk sokkel har det i de senere år blitt lagt særlig vekt på økt oljeutvinning (IOR). For å gjøre mindre funn kostnadseffektive samt å øke oljeutvinningen på eksisterende felt er det nødvendig med trykkstøtte. I dag er det vanlig at man injiserer enten gass, vann, kjemikalier eller CO₂ for å opprettholde trykket i reservoarene, og slik øke oljeutvinningen. Dette krever mye utstyr og energi, og utgjør en stor kostnad for oljeselskapene. En annen måte er å redusere trykket ved brønnhodet, og øke transporttrykket ved å benytte havbunnbasert kompressorer. Ny teknologi innen havbunnbasert trykkstøtte kan få en betydelig kostnadsbesparelse da brønnstrømmen kan transporteres over lengre distanser. I de senere årene har man begynt å studere hvordan man kan få transportert uprosessert gass. Lykkes denne teknologiutviklingen kan behovet for offshore prosessanlegg i enkelte tilfeller elimineres.

Våtgasskompresjon er en ny teknologi som industrien ønsker å utvikle, og er et svar på hvordan uprosessert gass kan transporteres til prosessanleggene. Industri og NTNU studerer hvordan sentrifugalkompressoren kan brukes innen våtgasskompresjon. Ved hjelp av stadig kraftigere maskinvare som gir mer nøyaktige simuleringer, og ved å teste roterende maskiner i laboratorium er mange spørsmål rundt denne teknologien funnet svar på. Likevel er det mange ubesvarte spørsmål når det gjelder blant annet løftehøyde, virkningsgrad, driftssikkerhet og virkemåte for våtgasskompressorer. Det er nødvendig å drive med videre forskning for at denne type kompressorer kan bli brukt til våtgasskompresjon. Simuleringer i lag med reelle målinger i laboratorium er helt nødvendig for å utvikle teknologien videre.

Gjennom denne diplomoppgaven har målet vært å etablere en forståelse om hvordan NTNU sin våtgassimpeller kan optimaliseres. Det er brukt numeriske simuleringsverktøy for å evaluere forskjellige design. I tillegg er målinger sammenliknet mot simuleringer, og slik nøyaktigheten i simuleringene vurdert. Programmer som benyttes er utviklet og skrevet av Ansys.

For å kjøre antall planlagte simuleringer for denne oppgaven med et fint maskenett er det nødvendig med stor maskinkraft. Alle simuleringer kjøres på superdatamaskinen Ve til NTNU. Ve er en midlertidig løsning mens supermaskinen Vilje bygges, og har tatt over for supermaskinen Njord. Ve består av 256 maskiner kalt på fagspråket for noder. Hver node er utstyrt med to Xeon X5570 prosessorer på 2,93GHz, og 24 GB minne. For å bruke Ve er det nødvendig å tilpasse arbeidsmetoden for simuleringer på en ekstern maskin.

Oppgaven starter med et teorikapittel. Hvordan simuleringene er satt opp forklares i metodekapittelet. Kapittelet starter med en kort presentasjon av impellerriggen til NTNU, som skal optimalisere i denne oppgaven. Videre delkapitler kommer i rekkefølgen de er utført i Ansys sine programmer. Resultater fra våt- og tørrgassimuleringer samt forskjellige kappeprofiler presenteres og vurderes i kapittel fire. Forslag for hvordan strømningsbildet i kompressoren kan dokumenteres er presentert i kapittel 0. Oppgaven avsluttes med en konklusjon og videre arbeid.

2 Teori

Dette kapitlet tar for seg teori som er viktig for å forstå simuleringsresultater, og likninger som løses i Ansys sine programmer. Utledninger og likninger blir kort presentert i kapitlet. Det henvises til kilder som utleder og forklarer likningene ytterligere. Likninger løst i Ansys CFX forklares i delkapittel 2.1. Polytropiskvirkningsgrad forklares i delkapittel 2.2. Teorien bak partikkelmodellen brukt i våtgassimuleringene forklares i delkapittel 2.3. Tankemåten bak optimaliseringen av impelleren forklares i delkapittel 2.4. Bezier-kurver forklares i delkapittel 2.5. Forskjell i simulert og målt strømningsvinkel forklares i delkapittel 2.6.

2.1 Numerisk strømningssteori

For å simulere strømming gjennom en impeller er det nødvendig med likninger som beskriver bevegelse og energi til fluider. Dette er mulig ved å bruke bevarelselikninger for masse, moment og energi kalt Navier-Stokes likninger for kompressibel gass. Likningene er gjengitt under:

$$\int_{\Omega_v} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{\delta\Omega_v} \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (2.1)$$

$$\begin{aligned} \int_{\Omega_v} \frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} dV + \int_{\delta\Omega_v} \rho \vec{u} \cdot \vec{n} dA + \int_{\delta\Omega_v} P \vec{n} dA \\ = \int_{\delta\Omega_v} \vec{\tau} \cdot \vec{n} dA + \int_{\Omega_v} \rho \vec{f} dV \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \int_{\Omega_v} \frac{\partial \rho E}{\partial t} dV + \int_{\delta\Omega_v} \rho E \vec{u} \cdot \vec{n} dA \\ = - \int_{\delta\Omega_v} P \vec{u} \cdot \vec{n} dA + \int_{\delta\Omega_v} (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) \cdot \vec{n} dA \\ + \int_{\Omega_v} \rho \vec{f} \cdot \vec{u} dV - \int_{\delta\Omega_v} \vec{q} \cdot \vec{n} dA \end{aligned} \quad (2.3)$$

Likningene (2.1)-(2.3) er bare mulig å løse for enkle strømningsstilfeller. For å finne en løsning for strømmingen gjennom impelleren er det nødvendig å bruke en numerisk løsningsmetode. Det finnes tre forskjellige diskretiseringsmetoder kalt finittlementmetoden, endelig differanses metode og endelig volums metode (EVM). Sistnevnte brukes i denne oppgaven. Fluksene over et fluiddomene estimeres med oppstrømsmetoden (OPM). OPM har støtkapabilitet, men innfører numerisk diffusjon som glatter ut løsningen (se likning (2.5)). EVM og OPM beskrives godt i «An introduction to computational fluid dynamics [4]», og anbefales for mer informasjon om metodene.

For å løse alle variabler i Navier-Stokes likninger er det behov for flere likninger. Kompresjon av gassen beskrives med en tilstandslikning, og ideell gass (se likning (2.4)) brukes i oppgaven.

$$P = \rho RT \quad (2.4)$$

Turbulens behandles ved å midle Navier-Stokes likninger over tid, og kalles Reynolds midlede Navier-Stokes likninger (RMNS). RMNS sin fordel i forhold til Navier-Stokes likninger er at turbulens midles vekk, og ender opp i ett ekstra ledd i moment- og energilikningen. RMNS utdypes i «ANSYS CFX-theory guide [5]». Det ekstra leddet i moment- og energilikningen beskrives av en turbulensmodell. Det finnes mange forskjellige turbulensmodeller som stor Eddy-simulering, κ - ϵ modell og κ - ω modell for å nevne noen. For å få en best mulig beskrivelse av turbulens og separasjon i impelleren er skjærspenning transportmodell (SST) benyttet. Turbulensmodellen har vist seg å være mer nøyaktig for positive trykkgradienter enn κ - ϵ og κ - ω modell. Mer informasjon om SST modellen finnes i «Ten years of industrial experience with the SST turbulence model [6]».

Ansys CFX bruker transient simulering og benytter første orden baklengs Eulers metode, eller enklere implisitt Eulers metode som diskretiseringsmetode i tid. Metoden har ingen stabilitetsgrense, men kan introdusere ufysiske svingninger i løsningen som må unngås. Metoden er andre ordens nøyaktig, og kombinert med OPM er den endelige modellen dermed første ordens nøyaktig i rom, andre ordens nøyaktig i tid, konsekvent, stabil og en konvergerende metode.

Løsningen til modellen påvirkes ikke bare av hvilken metode som benyttes, men også av maskenettet. Likning (2.5) viser numerisk diffusjon for oppstrømsmetoden, og er avhengig av størrelsen på maskenettet. For å vite om maskenettet er tilstrekkelig fint, er det nødvendig å utføre en sensitivitetsanalyse. Analysen viser hvordan løsningen endrer seg med maskenettet. En konvergerende metode vil konvergere mot den faktiske løsningen når $dt \rightarrow 0$ og maskenettet gjøres uendelig fint. Det betyr at løsningen fra et finere maskenett er bedre enn et grovere maskenett. I denne oppgaven er en endring på under 1 % vurdert som tilstrekkelig liten når antall noder dobles, og maskenettet trengs ikke å være finere. Les mer om effekter maskenettet har på løsningen i undertegnedes forprosjekt [7].

$$\frac{|\vec{u}|\Delta V}{2} \quad (2.5)$$

2.2 Polytropisk virkningsgrad

Isentropisk virkningsgrad kan ikke skille strømningsstap fra totalt (strømning + termodynamisk) tap. Det betyr to kompressorer med forskjellig trykkforhold vil ha forskjellig virkningsgrad selv om de har likt strømningsstap. For å komme unngå dette problemet benyttes total polytropisk virkningsgrad, og Mallen-Saville modellen benyttes for å beregne total polytropisk løftehøyde (se likning (2.6)) [8].

$$T \frac{ds}{dT} = \text{konstant} \quad (2.6)$$

$$Tds = dh - vdp \quad (2.7)$$

Ved å integrere og kombinere likningene (2.6) og (2.7) kan total polytropisk høyde uttrykkes på følgende form:

$$H_p = H_{02} - H_{01} - \frac{(S_2 - S_1)(T_{02} - T_{01})}{\ln\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right)} \quad (2.8)$$

Dermed kan total polytropisk virkningsgrad regnes ut med likning (2.9).

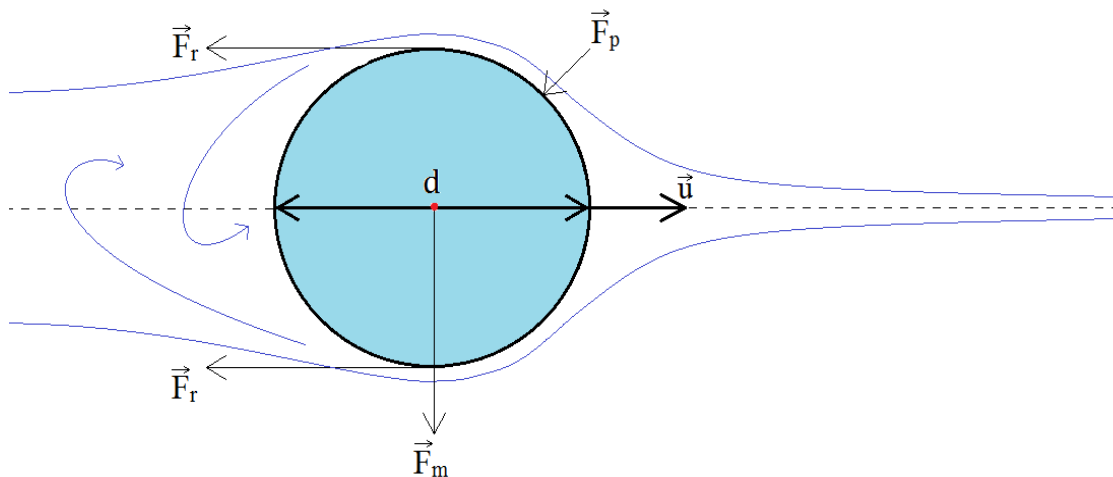
$$\eta_p = \frac{H_p}{H_{02} - H_{01}} \quad (2.9)$$

Likning (2.8) og (2.9) brukes av Ansys CFX for å beregne virkningsgraden og vurdere hvilke design reduserer strømningsstapet til impelleren.[9]

2.3 Partikkelteori

Partikkelbevegelse i et fluid bestemmes utfra hvilke krefter som virker på partiklene. Partikler er brukt som flerfasemodell, og dette delkapittelet gir en innføring i regnemethoden.

Figur 2.1 viser alle krefter som virker på en rund partikkel med hastighet \vec{u} i forhold til fluidet langs stiplet linje. De blå strømningslinjene rundt partikkelen viser gassens strømningsbane. For å regne ut strømmingen rundt partikkelen, og få med vaken er det nødvendig med et fint maskenett. Pan [10, 11] bruker direkte numerisk simulering (DNS) for å studere hvordan vaken til partiklene påvirker turbulens i en strøm. Dette krever stor datakraft, og blir ikke gjort i simuleringene.



Figur 2.1: Krefter på en partikkel i et strømmende fluid.

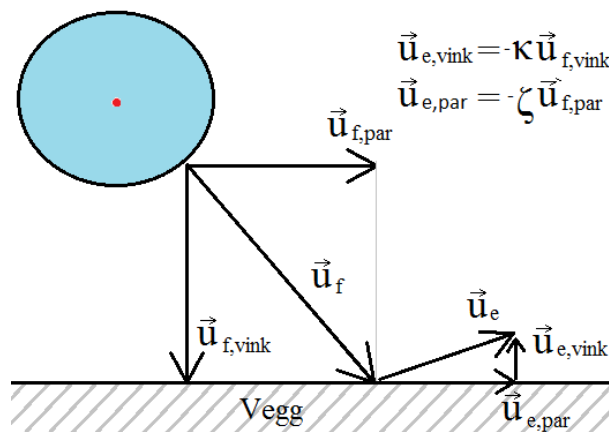
Kreftene som virker på partiklene er tyngdekraften, viskøse krefter og trykkrefter. Tyngdekraften \vec{F}_m , er konstant, mens alle andre krefter er et resultat av partikkelbevegelse og posisjon. Viskøs kraft \vec{F}_r er en direkte konsekvens av skjærspenning, og virker tangentielt på kuleoverflaten. Trykkraften \vec{F}_p virker parallelt og motgående med flatenormalen til partikkelen. Summen av friksjon- og trykkraft gir resultantkraften fra fluidet som virker på partikkelen. Denne kraften dekomponeres i en vinkelrett del på \vec{u} kalt løftekraft, og en parallell del med \vec{u} kalt friksjon. Løftekraften er et resultat av trykkfordeling, og eventuell rotasjon på partikkelen. I tilfeller med høy partikkelhastighet, massetetthet og størrelse er

treghetsmoment og friksjon større en løftekraft på partikler og kan neglisjeres [11]. Friksjonskraften på partikkelen kan regnes ut med følgende likning: [12]

$$F_{friksjon} = \frac{1}{2} \rho \vec{u} A C_D \quad (2.10)$$

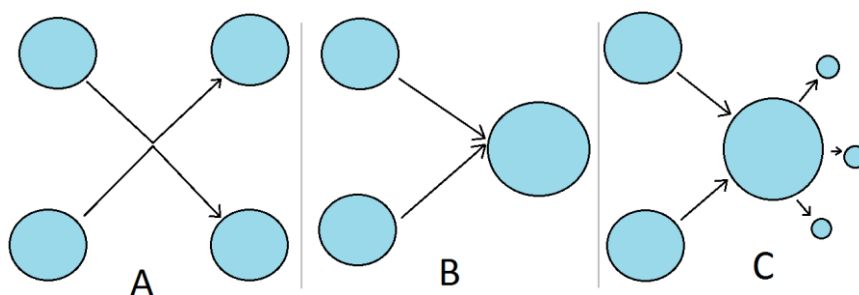
I CFX er tyngdekraften bare mulig å ta med i stasjonære simuleringer hvis tyngdekraften virker aksielt. Dette er ikke tilfellet på kompressorriggen, og kan ikke inkluderes. Ved å neglisjere tyngdekraften gis det et klarere bilde om friksjonskraften kan overvinne treghetsmomentet til partiklene.

I tillegg til fluidet som påvirker partiklene, er partikkelinteraksjoner med vegg og andre partikler avgjørende for partikkelbanen. Partikkelinteraksjon med vegg kan beskrives som et støt, der hastigheten til partikkelen dekomponeres i en vinkelrett og en parallell komponent (se Figur 2.2). Etter støtet med veggen bestemmes hastigheten av en vinkelrett faktor κ , og parallell faktor ξ . Det gjenstår fortsatt mye forskning for å kunne gi bedre verdier for disse i en roterende maskin.



Figur 2.2: Partikkelinteraksjon med vegg. \vec{u}_f og \vec{u}_e er hastighet før og etter kollisjon.

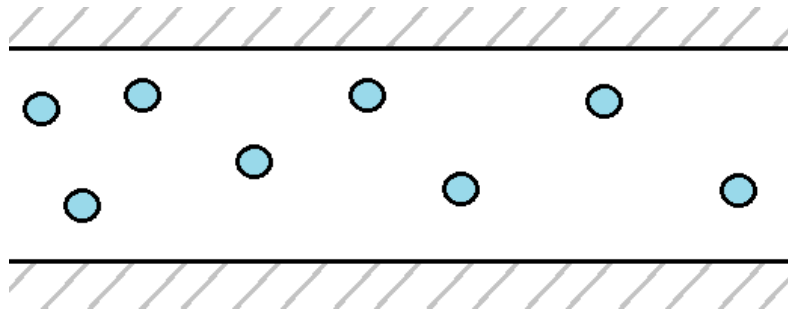
Partikkelinteraksjoner med andre partikler kan ha ulike forløp (se Figur 2.3). Forløp A er gyldig for to faste partikler, og kalles et stivt støt. Forløp B beskriver to partikler som smelter sammen til en stor partikkel etter sammenstøtet. Forløp C beskriver to partikler som kolliderer, og brytes opp i flere mindre partikler. Forløp B og C er komplekse kollisjoner, og har ikke blitt tilstrekkelig dokumentert i roterende maskiner. Derfor er ikke partikkelinteraksjoner tatt med i simuleringens modellen.



Figur 2.3: Forskjellige partikkelinteraksjoner.

I partikkelmodellen antas en av fasene som kontinuerlig mens den andre fasen er dispergert, og kalles partikkel-laden strøm [5]. I dette tilfellet er den kontinuerlige fasen α gass, og den

dispergerte fasen β partikler. Figur 2.4 viser dispergert partikkelstrømning hvor partiklene strømmer i en kontinuerlig gassfase.



Figur 2.4: Partikkelladen strøm

Det er ønskelig å simulere effektene i laboratorium hvor vann injiseres i kompressoren. Derfor ønskes partikkeldiameter d_β i simuleringene lik dråpestørrelsen i laboratoriet. Dråpediameteren finnes ved å se på friksjonskraften som virker på partiklene. Den er avhengig av hastighetsdifferansen mellom partiklene og gassen. Dråpen brytes opp hvis friksjonskraften er større enn overflatespenningen [13]. Overflatespenning er definert som:

$$\sigma = \frac{F}{L} \quad (2.11)$$

Nigmatuling [14] har vist gjennom eksperimentelle data at en iterativ løsning for dråpestørrelsen kan finnes ut fra det kritiske Weber- tallet, definert som

$$We_{\alpha\beta}^* = 12 + 18 \left(\frac{d_\beta \rho_\beta \sigma_{\alpha\beta}}{\mu_\beta^2} \right)^{-0,37} \quad (2.12)$$

Weber- tallet er forholdet mellom treghetskreftene og overflatespenningen, og er definert som

$$We_{\alpha\beta} = \frac{d_\beta \rho_\alpha \Delta v_{\alpha\beta}^2}{\sigma_{\alpha\beta}} \quad (2.13)$$

Det kritiske Weber- tallet i likning (2.12) benyttes i likning (2.13) for å beregne dråpestørrelsen som har blitt brukt i simuleringene. Matlab ble brukt til å beregne dråpestørrelsen i simuleringene, og koden finnes i vedlegg C.

Videre beregnes Reynoldstall for partikkelmodellen med følgende formler:

$$Re_{\alpha\beta} = \frac{\rho_\alpha |U_\beta - U_\alpha| d_\beta}{\mu_\alpha} \quad (2.14)$$

ANSYS CFX bruker friksjonskoeffisienten basert på Reynoldstallet, funnet i (2.14), til å finne friksjonskoeffisienten til partiklene:

$$C_D = \frac{24}{Re_{\alpha\beta}} (1 + 0,15 Re_{\alpha\beta}^{0,687}) \quad (2.15)$$

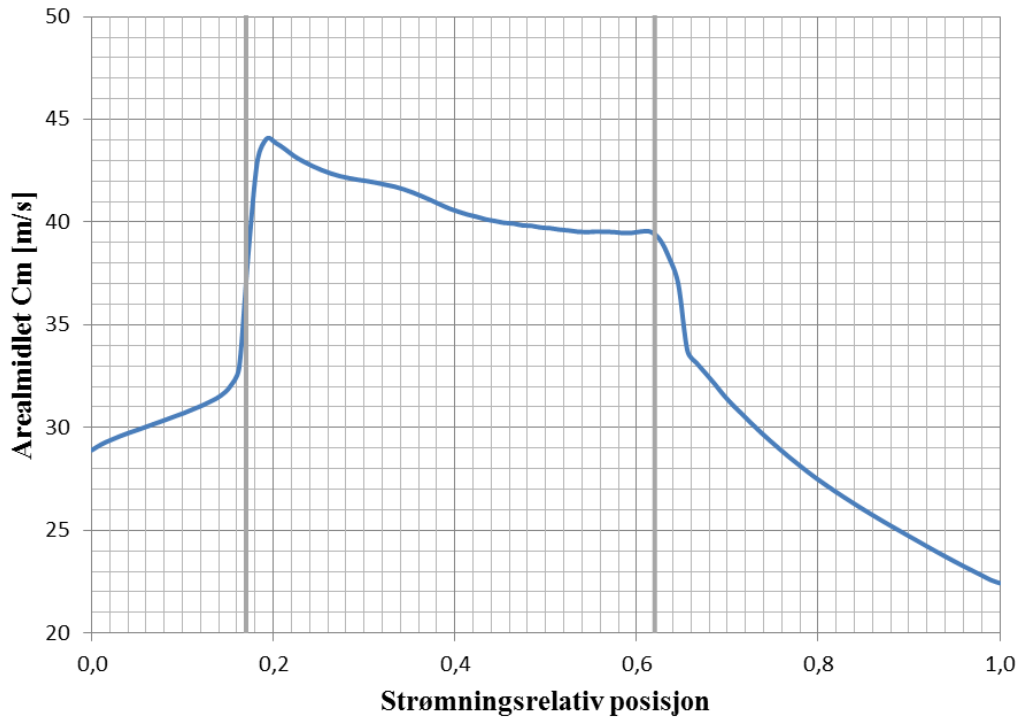
Likning (2.15) benyttes i likning (2.10) for å finne friksjonskraften.

2.4 Optimalisering

Optimalisering av en kompressor er en omfattende og viktig del av designprosessen. Optimaliseringsmetoder kan deles inn i tre kategorier, gradientbaserte optimaliseringsmetoder, funksjonstilnærmingsmetoder og utforskningsmetoder. Hvilken metode som er best egnet er situasjonsavhengig. Gradientbaserte optimaliseringsmetoder er godt egnet hvis parameterdomenet er entoppet, konveks og kontinuerlig. Funksjonstilnærmingsmetoder baserer seg på å definere tilnærmede funksjoner som korrelerer innparametere med målfunksjonen ved å bruke statistiske hensyn. Utforskningsmetoder søker etter optimale parametere innen hele optimaliseringsdomenet, og benyttes derfor i denne oppgaven. [15]

Bruken av utforskningsmetoden er økende, og et eksempel er Lee m.fl. [16] som benytter en genetisk algoritme. Det utvikles også automatiserte optimaliseringsprogrammer som eksempel Casey [17], men har ikke vært tilgjengelig for undertegnede. Det er vanskeligere å lage en algoritme for design enn analyse, men er et felt under utvikling [18]. Endringer på kompressoren er derfor basert på erfaringer til veiledere og observasjoner gjort i forprosjekt. En designer søker generelt jevne kurver med fornuftige gradienter [8]. Figur 2.5 viser meridionalhastighet C_m for originalimpelleren. Bladpassasjen finnes mellom 0,2 og 0,6 strømningsrelativ posisjon, og legg merke til u-formen kurven har. Utjevning av kurven samt redusere separasjon observert i forprosjekt er mulig ved å endre på kappen. For å vurdere forskjellige design opp mot hverandre må parametere som ønskes å forbedre bestemmes. Store deler av statisk entalpstigning kommer av sentrifugale mekanismer uavhengig av strømningssegenskapene til maskinen. Statisk entalpstigning grunnet sentrifugale mekanismer avhenger bare av hastigheten på bladet ved inn- og utløp[19], og derfor vurderes arbeid til kompressoren som lite egnet. Kappeprofilen antas å ha liten betydning for virkningsgrad, antydnet av Lee [16], men vil bli benyttet sammen med kompressorkarakteristikk. Det som optimaliseringen søker etter er økt trykkforhold, virkningsgrad og bedret strømningsbilde gjennom bladpassasjen.

For å endre på kompressorer må den parameteriseres. Det er to muligheter for å parameteriseres impelleren. Enten ved å gjengi kurver av impelleren i høvelige plan, eller benytte tredimensjonale geometriske funksjoner [18]. Da referanseturbinen er gitt av punkter for blad, hub og kappe i meridionalplanet benyttes samme metode. Enkelt punkter for hub- og kappeprofil gjør det enkelt å lese kurvene, og gjøre manuelle endringer på et eller flere enkelt punkter.



Figur 2.5: Arealmidlet C_m , 9 000 RPM, $Q = 0,77 \text{ m}^3/\text{s}$, original kappe.

2.5 Kurver

Bezier polynomkurver er en generell metode for å tegne jevne kurver, og er godt egnet for sentrifugalkompressor design [20]. Metoden tegner en linje ut fra gitte kontrollpunkter, og kontrollpunktene nummereres fra 0 til n gitt ved vektor \vec{P} :

$$\vec{P}_k = [x, y] \quad (2.16)$$

Kurven er gitt som en funksjon av parameteren U , og uttrykkes med følgende likning:

$$\vec{R}(U) = \sum_{k=0}^n \vec{P}_k b_k^n(U) \quad (2.17)$$

b_k^n er binomisk fordeling gitt ved likning (2.18):

$$b_k^n = \binom{n}{k} \cdot U^k (1 - U)^{(n-k)} \quad (2.18)$$

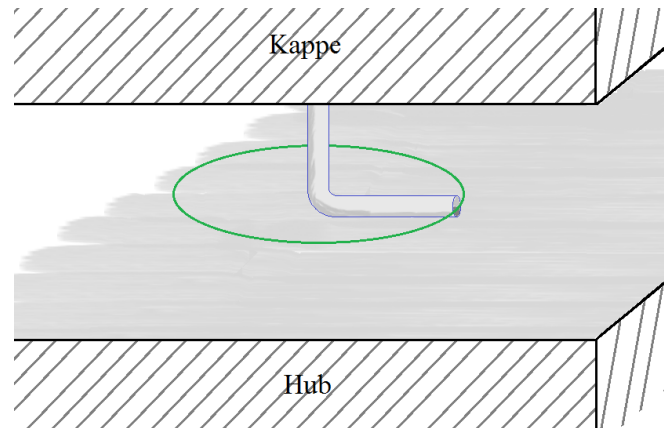
$\binom{n}{k}$ er binomialkoeffisienten gitt i likning (2.19):

$$\binom{n}{k} = \frac{n!}{(n-k)! k!} \quad (2.19)$$

Bezierkurven treffer vanligvis ikke indre kontrollpunkter, men treffer start og slutt punkt i referanselinjen. En fordel er at bezierkurven tangerer start- og sluttlinje tegnet av punktene \vec{P}_0 og \vec{P}_1 , og \vec{P}_{n-1} og \vec{P}_n . Kurven er enkel å programmere, og er alltid jevn og kontinuerlig [8]. Likning (2.17) blir benyttet for å tegne nye kappeprofiler i matlab som simuleringene kjøres på.

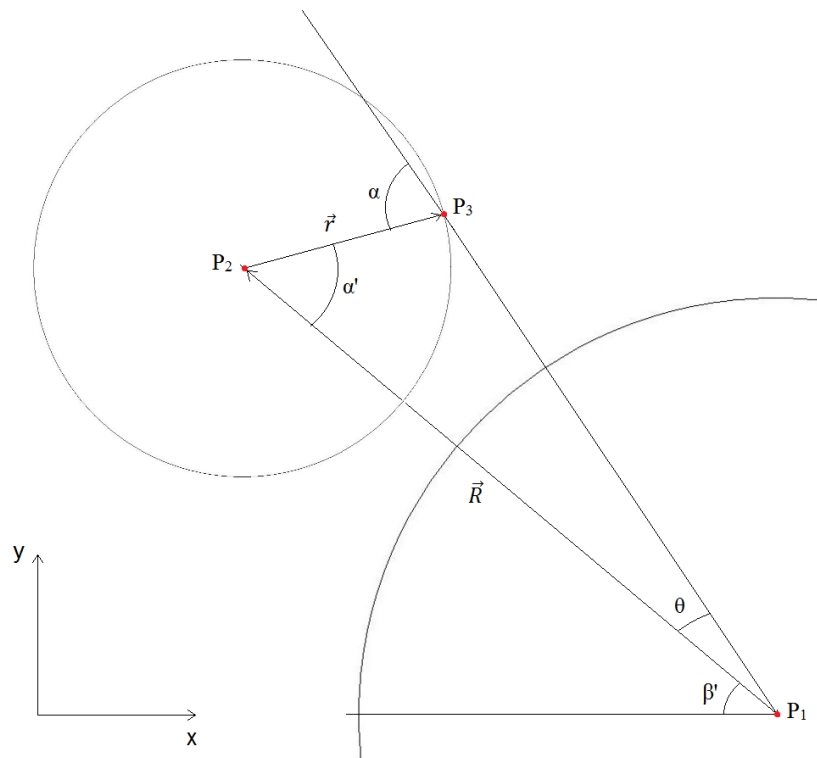
2.6 Pitotmåling

For å måle strømningsvinkler benyttes et pitotrør plassert i diffusoren (se Figur 2.6). Strømningsvinkelen måles ved å rotere pitotrøret, og maksimalt trykk vil registreres når røret ligger parallelt med strømmingen. Målingene utføres av Sørvik [21], som også har bestemt plasseringen av pitotrøret. Punktet hvor strømningsvinkelen måles vil da flytte seg rundt grønn sirkelen (se Figur 2.6), mens pitotrøret roteres. Plassering av pitotrøret er midt mellom kappe og hub i diffusor, eller enklere forklart ved 50 % bredde.



Figur 2.6: Plassering av pitotrør i diffusor.

Definerer så to sirkler med sentrum i punktene P_1 og P_2 med en gitt avstand \vec{R} (se Figur 2.7). Sirkel med rotasjonscenter i punkt P_1 tilsvarer utløpet av impelleren. Minste sirkel med senter i P_2 og en radius \vec{r} , som er lengden på pitotrøret er hvor strømningsvinkel måles når pitotrøret roteres. Plasser så et tredje punkt P_3 , plassert på denne sirkelen. Da er vinkel α' vinkelen pitotrøret måler som strømningsvinkel, mens α er strømningsvinkel benyttet i simuleringene.



Figur 2.7: Referanseplan for vinkel α' (\vec{R}) og α (linje P_1P_2).

Vinkel α' og α har forskjellig referanse for hvilket plan strømningsvinkelen refereres til. Det er det nødvendig med en korrelasjon for å sammenlikne målinger med resultater fra simuleringene. Det kan da enkelt vises at vinkel α kan uttrykkes ved hjelp av α' , \vec{R} , \vec{r} og β' gitt i likning (2.20):

$$\alpha = \alpha' - \beta' + \tan^{-1} \left(\frac{|\vec{R}| \sin(\beta') + |\vec{r}| \cos(\alpha' - \beta')}{|\vec{R}| \cos(\beta') - |\vec{r}| \cos(\alpha' - \beta')} \right) \quad (2.20)$$

Likning (2.20) vil bli brukt for å beregne strømningsvinkel α ut fra målt vinkel α' .

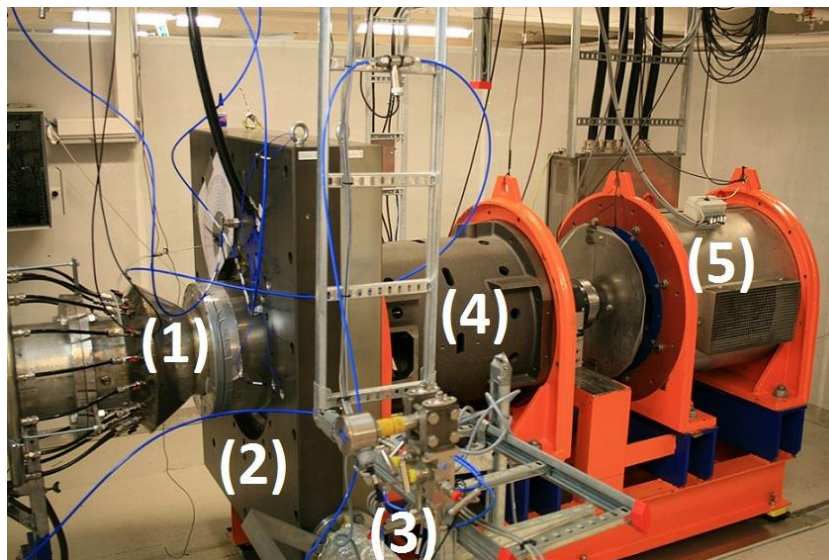
3 Metode

Dette kapitelet forklarer gjennomføring og oppsett av simuleringene. Direkte referanse til parametere og funksjoner benyttet i Ansys sine programmer er ikke oversatt. Dette for å opprettholde sporbarhet for leser, og minske faren for misforståelser. Kapitelet starter med å gi en oversikt over kompressorriggen til NTNU før forslag til optimaliseringer presenteres. Oppgaven begrenses til å gjøre endringer på kappeprofilen. Hvordan impelleren er tilpasset Ansys CFX, og valg av simuleringsdomene forklares deretter. Etter at simuleringsdomenet er bestemt for simuleringene kommer forklaring av generert maskenettet. Hvilke kriterier og observasjoner gjort på maskenettet forklares i delkapittel 3.4. Til slutt kommer oppsett av simuleringene i Ansys Pre.

3.1 Våtgasskompressorriggen på NTNU

NTNU, i samarbeid med Statoil ASA, har siden 2005 forsket på virkningen av væskeinjeksjon i kompressorer. Våtgasskompressorriggen på NTNU er et viktig redskap for å måle hvilke ytelsesendringer vanninjeksjon medfører.

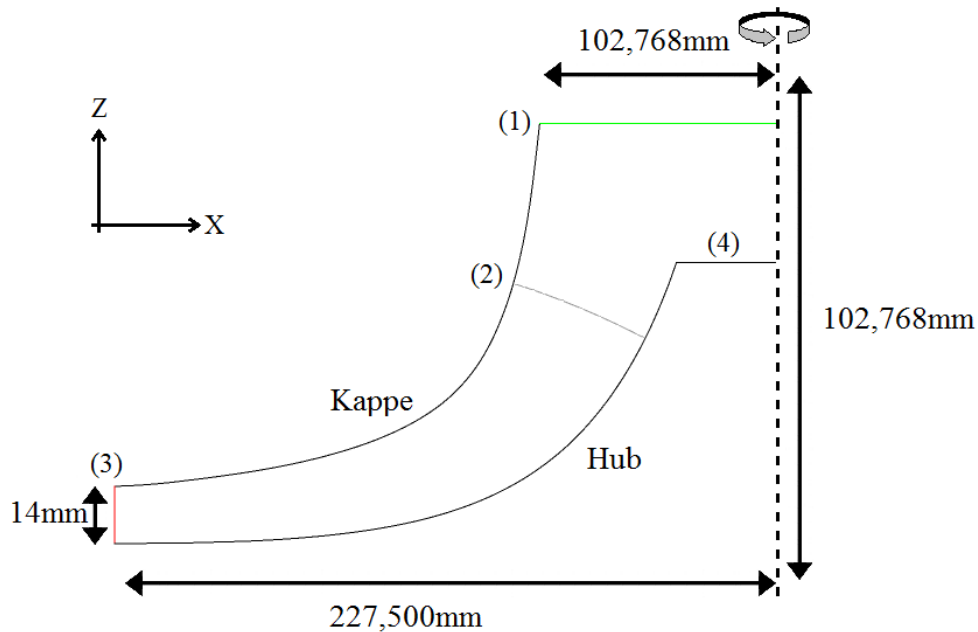
Kompressorriggen består av en sentrifugal kompressor (se Figur 3.1). Blokken (2) omslutter impeller, diffusor, og spiralhuset. Utløpet (3) går mot en tank for oppsamling av væske. Væsken blir injisert i injeksjonsflengen (1) før gass og væske kommer inn i kompressoren. Motoren (5) har en maksimal effekt på 450 kW, og turtallet kan varieres fra 500 til 11 000 RPM. Kraften overføres gjennom en lagerbakk (4) før akselen driver impelleren.



Figur 3.1: Bilde av kompressor riggen på NTNU.

Til nå Flere mastergrader og en doktorgrad har hatt sitt utgangspunkt i kompressorriggeren. Til nå har oppgavene i hovedsak basert seg på målinger i laboratoriet, og implementering av nye og mer avanserte målepunkt (trykk, temperatur og massestrøm) på strategiske plasser i kompressoren. Tidligere målinger har vist at kompressordesignet ikke er optimalt med tanke på virkningsgrad og stabilitet. I de siste år er det lagt vekt på å prøve å forstå hvordan kompressoren fungerer ved hjelp av simuleringer. Denne oppgaven bruker simuleringverktøyet Ansys CFX til å simulere strømningsbildet og ytelsen til impelleren. På grunn av kompleksiteten til våtgass, og til nå utilfredsstillende validering av partikkelbaner i simuleringverktøyet. Har det ikke blitt gjort spesifikke design- endringer som tar utgangspunkt i våtgasskompresjon.

Figur 3.2 viser dimensjonene for det eksisterende impellerdesignet, som er ønsket å optimalisere. I Figur 2.7 er (1) innløp, (2) er innløp til bladpassasjen (IB), (3) er utløpet til bladpassasjen (UB) og marker hvor impeller slutter og diffusoren starter. Området mellom (2) og (3) kalles bladpassasjen, og oppgaven har fokus på endringer på kappen i dette området. Med referanser til prosent bredde menes relativ avstand mellom hub og kappe. Eksempelvis er 0 % bredde hub, og 100 % bredde kappen. Utløpshøyden ved (3) vil også bli endret for å være tilpasset en ny diffusorhøyde Viseth simulerer. Hubprofil slutter ved område (4), og er en rett linje til rotasjonssenteret.

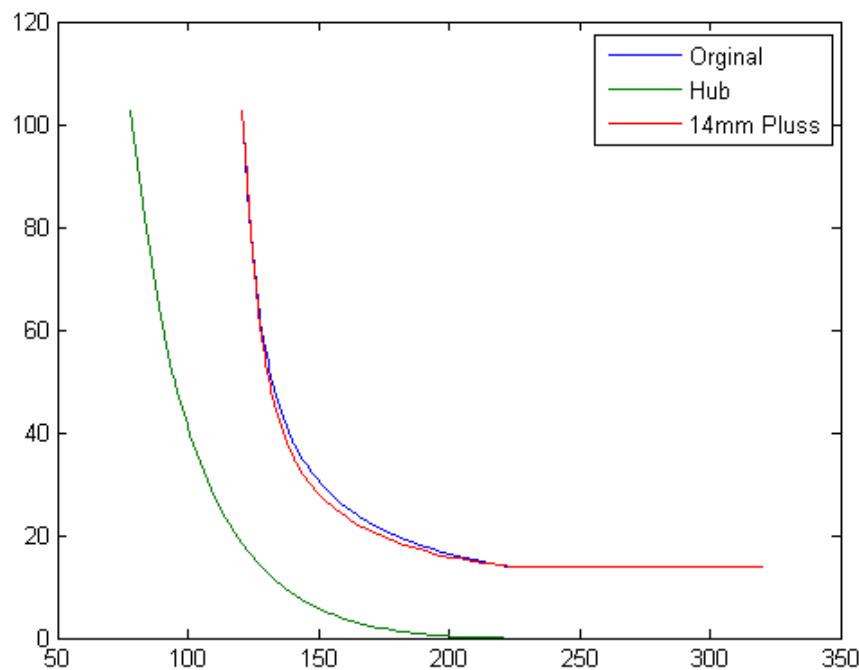


Figur 3.2: Dimensjoner for eksisterende våtgassimpeller på NTNU.

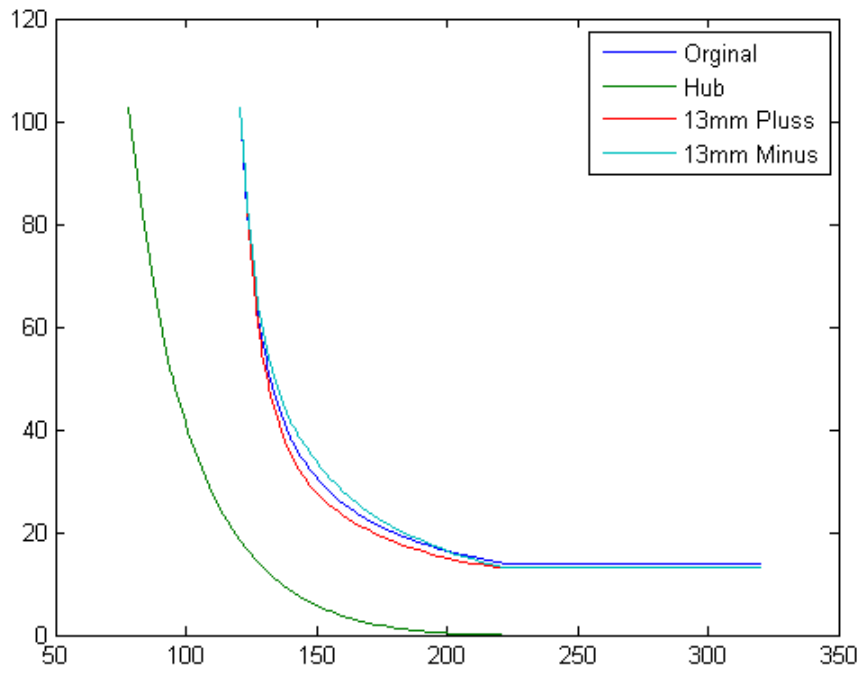
3.2 Kappeprofil

Det er mulig å dele impelleren inn i tre hovedelementer, hub, kappe og blad. Siden oppgaven ser på optimalisering av eksisterende kompressorrigg er endringer som kan gjennomføres uten å lage en ny impeller lagt spesielt vekt på. Mulige endringer er dermed hub- og kappeprofil, og lengden og tykkelse på blad. Kappen er enklest å bytte ut da den er skrudd fast til impelleren. Funn i forprosjekt [7] viste en tendens til separasjon ved kappen til impelleren og diffusor. Lee m.fl. [16] optimaliserte en sentrifugalvifte ved å redusere separasjon ved kappen. Det studeres derfor om endringer gjort på kappeprofil reduserer separasjon og øker trykkgjenvinning og virkningsgrad til impelleren.

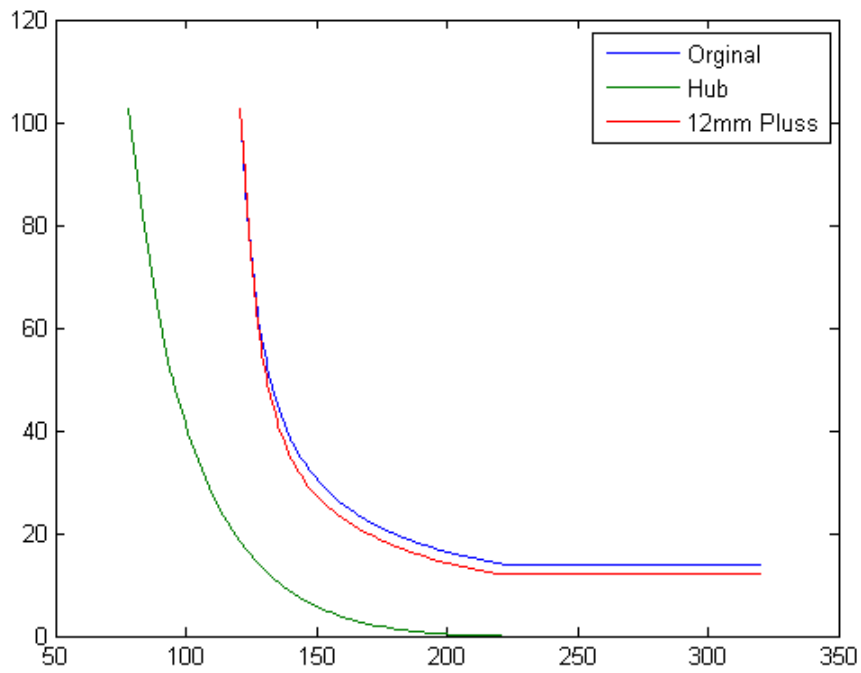
En ny kappe til impelleren gir mulighet for å endre krumning på profilet og bredden i bladpassasjen. Siden Viseth [22] ser på muligheten til å effektivisere diffusor likt Kim m.fl. [23] er også impellerens utløpshøyde en fri variabel. Det betyr at endringer foretas på kappeprofil og utløpshøyde B_2 . Endringene på kappeprofil er gjort med egenskrevet matlab-kode da Ansys BladeGen ikke garanterer at bladet før importering er identisk med bladet etter importering. Koden er skrevet slik at innløpsprofil til kappen holdes tilnærmet konstant. Brukeren har mulighet til å endre utløpshøyde og krumning på kappeprofil. Reduseres bredden i bladpassasjen er bladet lengre enn den nye kappeprofilen, og må tilpasses. Dette gjøres av Ansys TurboGrid. I Figur 3.3-Figur 3.6 er de forskjellige kappeprofilene tegnet mot original kappeprofil merket med «Original». Kappeprofilene er navngitt for å fortelle hva som er endret i forhold til originalimpelleren. Eksempel er kappen 13mm pluss en kappeprofil med 13 mm utløpshøyde, og midten av passasjen er flyttet omtrent 1 mm mot hub. De forskjellige profilene er tegnet ved å flytte originalkurven for kappen til en ny ønsket utløpshøyde. Disse profilene er brukt som kontrollpunkter for en bezierkurve, og flyttes mot (pluss) eller fra (minus) hub. Programmet for å endre kappeprofil kan ses i vedlegg A. Ansys CFX vil så bli benyttet for å simulere endringene, og effekten dette har på ytelse og strømningsbildet.



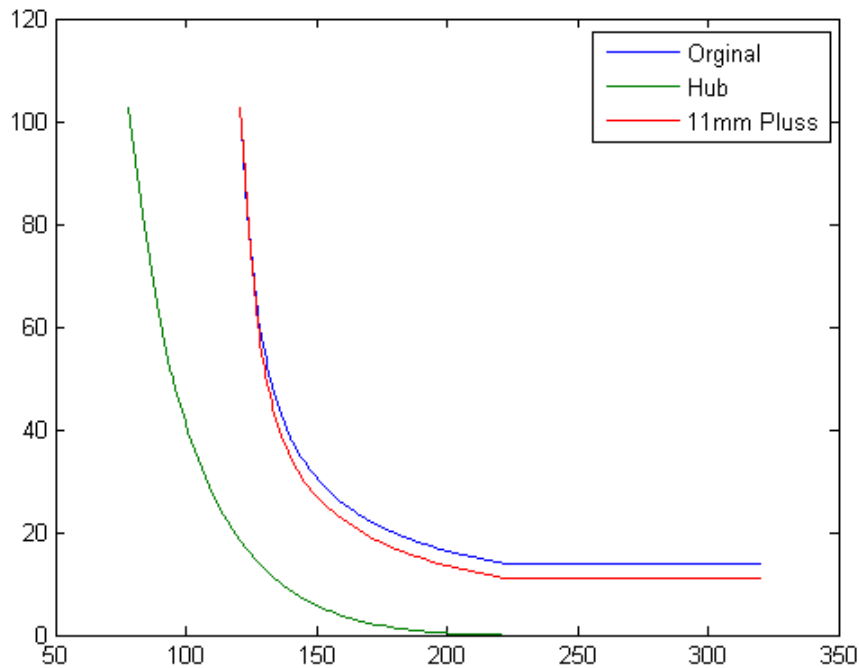
Figur 3.3: Forskjellige kappeprofiler med 14mm utløpshøyde.



Figur 3.4: Forskjellige kappeprofiler med 13mm utløpshøyde.



Figur 3.5: Forskjellige kappeprofiler med 12mm utløpshøyde.

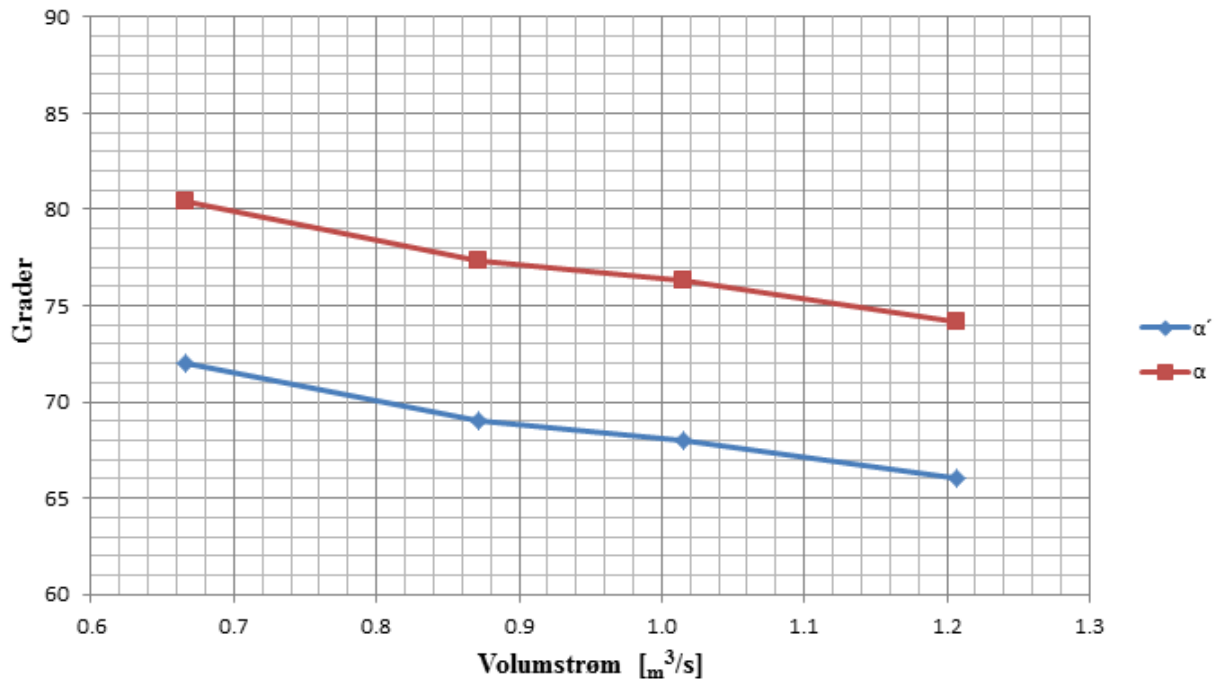


Figur 3.6: Forskjellige kappeprofiler med 11mm utløpshøyde.

3.3 Simuleringsdomene

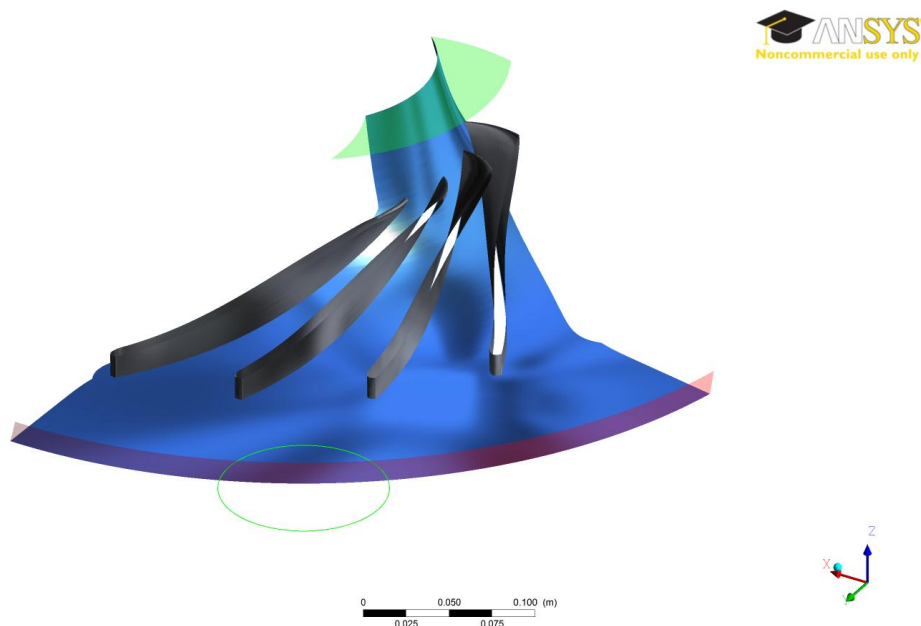
Simuleringsdomene må inkludere områdene hvor det er behov for data. Det er også behov for å holde avstand til inn- og utløpsbetingelser hvor resultat fra simuleringsdomene hentes. Dette for å minske påvirkning av grensebetingelsene, og også øke stabiliteten til simuleringene. Lages et stort simuleringsdomene sikrer dette, men krever mye maskinkraft og tid. Dette gjør at et minst mulig domene er ønsket.

Største begrensning på plassering av utløp, er at modellen må inkludere området hvor strømningsvinkler måles. Basert på simuleringer fra Viseth [24] er det mulig å se hvordan strømningsvinkelen endrer seg rundt sirkelen pitotmålinger foretas på. Ved å benytte geometriske sammenhenger (se kapittel 2.6) er det mulig å finne området hvor målt og simulert strømningsvinkel er like. Figur 3.7 viser strømningsvinkelen og korresponderende beregnet målevinkel. Det forventes dermed en målsvinkel på 70° . Simuleringene viste også en liten variasjon i α rundt sirkelen pitotmålingene utføres på. α i simuleringene er hentet ut med en konstant avstand til rotasjonscenter til impelleren.



Figur 3.7: α og α' fra resultat av Viseth [24], 10 000 RPM.

Figur 3.8 viser hele endelig simuleringsdomenet med innløp (grønt), utløp (rødt) og hvor pitotmålinger foretas (grønn sirkel). Utløpet er flyttet i forhold til Figur 2.7 for å inkludere området hvor Sørvik foretar pitotmålinger. Profilen til hub er forlenget til innløpet. Dette er nødvendig siden Ansys CFX ikke tillater hub å slutte i rotasjonssenteret. For å minske behovet for maskinkraft er utløpet plassert omtrent på området hvor pitotmålingene utføres (se Figur 3.7), og α midles over en linje med konstant bredde langs hele utløpet. Basert på erfaringer gjort fra forprosjekt [7] er simuleringene kjørt med 1 blad. Dette reduserer regntiden betraktelig uten å gi store unøyaktigheter i et stabilt driftsområde da modellen er symmetrisk.



Figur 3.8: Simuleringsdomene med innløp, utløp og hvor pitot målinger gjøres.

3.4 Maskenett

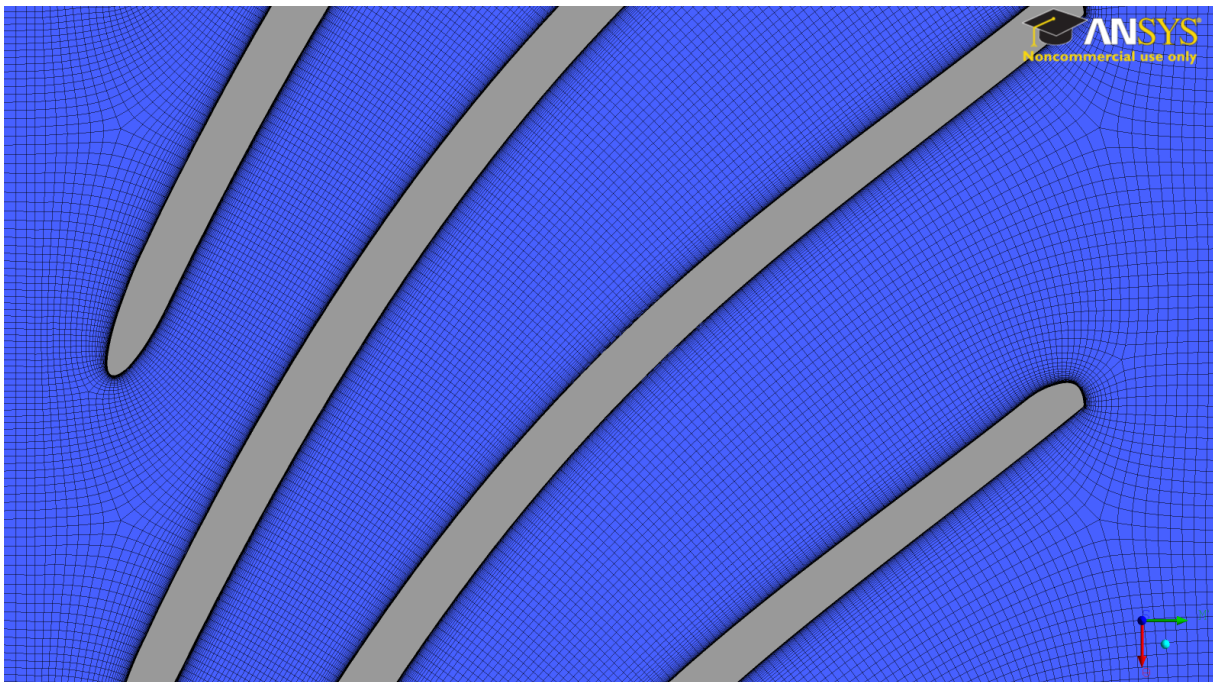
Et godt maskenett er viktig for å få en nøyaktig løsning. Størrelse på maskenettet er en viktig faktor på numerisk diffusjon i oppstrømsmetoden (se likning (2.5)). Maskenettene for impelleren genereres i Ansys TurboGrid, og inneholder rundt to millioner noder. Antall noder er bestemt ut fra en sensitivitetsanalyse av trykk og virkningsgrad. Sensitivitetsanalysen presenteres i delkapittel 4.1. I tillegg til sensitivitetsanalysen er en øvre grense på Y^+ satt til 30 basert på Salim m.fl. [25]. Ingen nedre grense for Y^+ er bestemt da SST brukes for å simulere turbulens.

Metoden som lager maskenettet er kalt «ATM optimized» i Ansys TurboGrid, og gir et godt maskenett. «ATM optimized» produserer et strukturert maskenett som reduserer simuleringstid og lagringsbehov. For å sikre en god kvalitet må maskenettet oppfylle betingelser gitt i Tabell 1, som legges inn i Ansys TurboGrid. Verdiene er basert på anbefalinger av Ansys [26].

Tabell 1: Maksimalverdier for maskenettene.

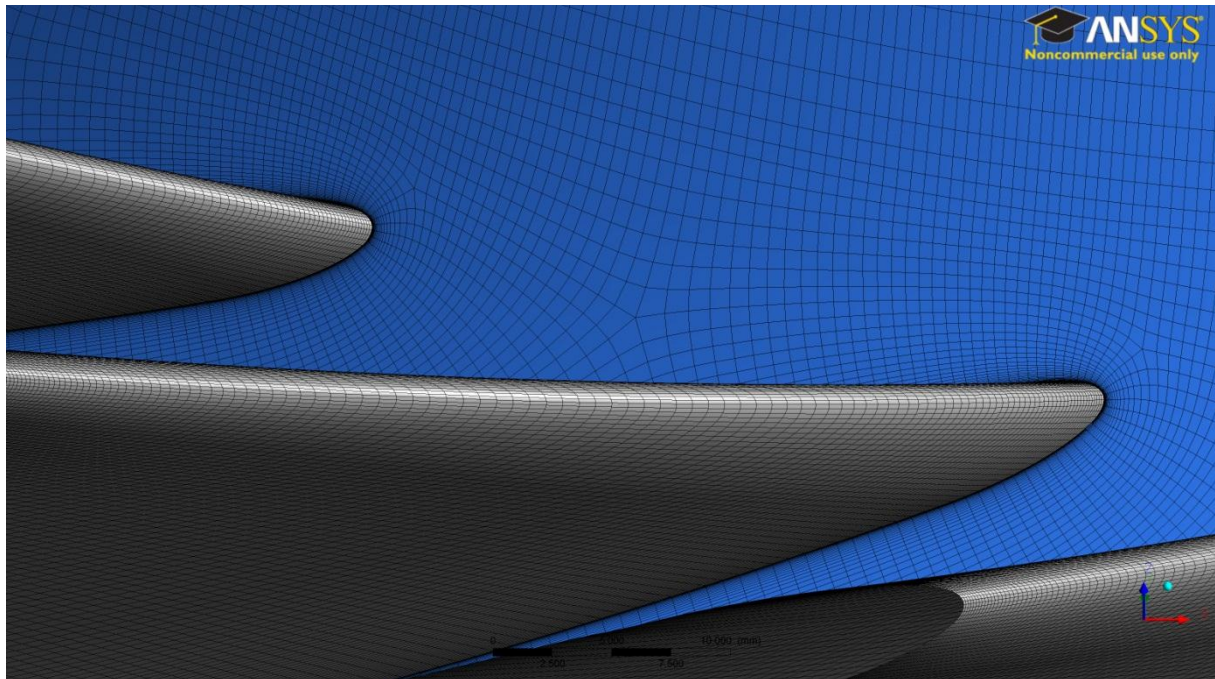
Variabelnavn	Verdi
Maximum face angle	160
Minimum face angle	20
Max element volume ratio value	8
Max edge length ratio value	1000

Da mange maskenett skal genereres er det ikke praktisk å presentere alle innstillingene. Alle oppsettfilene til maskenettene er tatt vare på, og vedlagt elektronisk. Bare maskenettet generert for den originale impelleren presenteres i oppgaven. Figur 3.9 viser maskenettet gjennom bladpassasjen ved 50 % bredde. Et godt maskenett gjennom bladpassasjen har en tilstrekkelig god oppløsning mellom bladene gjennom bladpassasjen er å få en tilstrekkelig høy oppløsning mellom bladene for å kunne beskrive separasjon ved høy- og/eller lavtrykksiden. Et mye finere O-maskenett er lagt rundt bladene for å få god oppløsning av grensesjiktet. Det ses som et svart område rundt bladet (se Figur 3.9). Økt finhet på maskenettet nært bladet gir veldig avlange masker, men vurderes som bra siden strømmingen er tilnærmet parallell med bladet. Dette er grunnen for en høy aksept for lengdeforhold til maskene i Tabell 1.



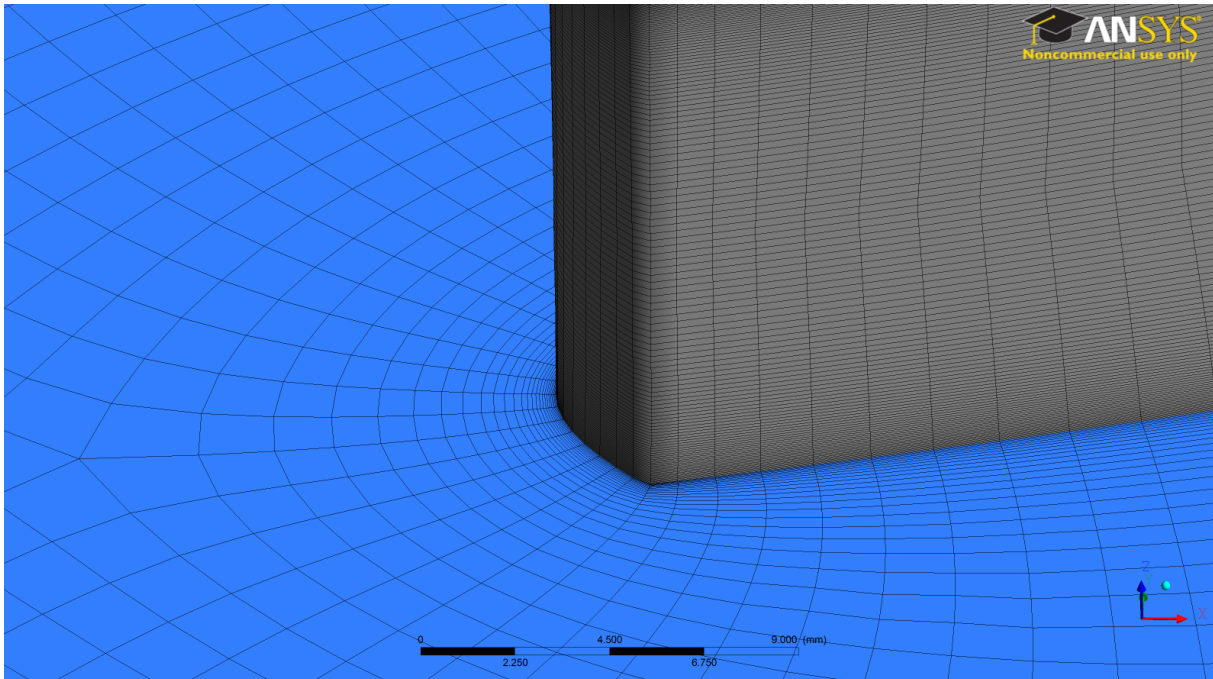
Figur 3.9: Maskenett gjennom passasje ved 50 % bredde.

Figur 3.10 viser maskenettet på bladtupp og hub. Et godt maskenett her har god oppløsning i meridionalplanet, og fremstår som kvadrater. Maskene på bladtupp var vanskeligst å få kvadratisk. Et bra maskenett på bladtupp betyr at resten av bladpassasjen har tilfredsstillende oppløsning.



Figur 3.10: Maskenett ved bladstart og hub (blå er hub, grå er blad).

Figur 3.11 viser maskenettet bak bladet, og er sonen hvor vinklene i maskenettet ble dårligst. Formen på maskenettet ble valgt for å minske forskjellene i maskenettet til impeller og diffusor som Viseth lager. Et bedre maskenett hadde inkludert en sone bak bladet med et fint maskenett for å beskrive vaken til bladet. Dette er mulig ved å velge bladprofil «cut off» i Ansys TurboGrid. Øke detaljnivået på vaken er unødvendig da det midles bort i overgangen fra impeller til diffusor. Siden oppgaven omhandler impelleren vurderes dette til å ha liten innflytelse på resultat i simuleringene.



Figur 3.11: Maskenett ved bladslutt og hub (blå er hub og grå er blad).

3.5 Oppsett av simuleringene

Oppsett av simuleringene i Ansys Pre presenteres i dette delkapittel, og deles inn i tørrgass og våtgass. Grensebetingelser for våt- og tørrgasssimuleringene presenteres under tørrgass. Våtgass forklarer egenskaper valgt for partiklene i simuleringene.

3.5.1 Tørrgass

Meakhail m.fl. [27], Atif m.fl. [28] og Karanth m.fl. [29] har vist at det er mulig å løse komplekse strømningsløsninger med en numerisk strømningsløser, og oppnå god nøyaktighet med stasjonære simuleringer. Bonaiuti [15] m.fl. estimerte punktet hvor kompressoren begynner å få trykksvingninger der stasjonær simulering ikke konvergerer. Basert på dette er simuleringene satt opp som stasjonære simuleringer. Trykk, massestrøm og virkningsgrad overvåkes, og må konvergere mot en konstant verdi for at simuleringen skal vurderes som stabil. Oppnås ingen stabil løsning vurderes simulert driftspunkt for kompressoren som ustabil, og blir forkastet.

Hvilken metode simuleringene benytter er beskrevet i kapittel 0, og beskrives ikke ytterligere. For å sammenlikne målinger med resultat fra simuleringene er det viktig å reprodusere grensebetingelser i kompressorriggeren. Grensebetingelser på inn- og utløp må være mest mulig likt forhold i laboratoriet. På innløpet er totalt trykk og temperatur satt til 0,9 bar og 298,15 K. De er konstant for alle simuleringer. Ved å benytte totalverdier tillater Ansys CFX

at statisk trykk og temperatur synker med økt volumstrøm, som er nærmere faktiske forhold i laboratoriet. Massestrøm gjennom impelleren er valgt som utløpsbetingelse. Massestrøm som utløpsbetingelse er en stabil betingelse for kompressoren da liten trykkendring gir en stor endring i massestrøm.

Konvergenskriteriet er satt til $1e^{-5}$ for momentlikningen for å sikre konsistens, liten variasjon mellom resultatene, og følge anbefalte praksis. Massebalansen mellom inn- og utløp må være under en differanse på 0,01. Dette sikrer diffusjon av grensebetingelser på utløpet til innløpet. Tidssteg mellom forskjellige simuleringer varierer noe, og settes så høy som mulig uten at simuleringen blir ustabil.

Simuleringene er satt opp ved å lage en oppsettfil, og deretter lastes denne inn i Ansys Pre. Oppsettfilen sikrer at alle simuleringer settes opp likt, og minsker mulighet for feil. Denne oppsettfilen er å finne i vedlegg E, og et elektronisk eksemplar er vedlagt. Filen viser alle innstillinger, grensebetingelser, og modeller benyttet i simuleringene.

For alle simuleringer er en egen definisjonsfil skrevet, og overført til Ve. Simuleringen er startet med et startskript (se vedlegg B). Resultatet lastes ned etter at simuleringen er ferdig, og kan så behandles. Ve fjerner også alle unøyaktigheter som kan oppstå når en verdi lagres og leses i minnet[30].

3.5.2 Partikkelsimulering

For å modellere våtgass benyttes partikkelsimuleringer. Oppsettet bygger på tørrgass (se delkapittel 3.5.1) og egendefinerte partikler. Partiklenes egenskaper defineres tilsvarende som vann. Simuleringene er kjørt på to ulike design. Design nummer en er 14 mm diffusorbredde med original impeller og spiralhus. Design nummer to er 12 mm diffusorbredde med ny impeller og originalt spiralhus. Første design ble gjort for å studere partikkelbaner som siden kan måles på kompressorriggen. Andre design ble brukt for å se om diffusorbredde og et nytt impellerdesign hadde innvirkning på strømningsbildet til partiklene.

Molarmassen er satt til 18,02 kg/kmol for partiklene. Massetetthet for partiklene er satt til tre forskjellige verdier på 500 kg/m³, 1 000 kg/m³ og 1 500 kg/m³. Massetettheten er variert for å se om den har stor innvirkning på partikkelbanen gjennom kompressoren. Varmeoverføring fra og til partiklene studeres ikke i oppgaven, og termisk varmekapasitet er neglisjert. Det betyr at partiklene er isotermisk.

Partikkelhastigheten ved innløp settes til halvparten av gasshastigheten. Distribusjonen av partiklene er uniform med en massestrøm på 0,05 kg/s, som tilsvarer et gassmasseforhold (GMF) på 0,95 %. En høy GMF er valgt for å begrense antall partikler i simuleringen. Krefter på partiklene, og hvordan partiklene påvirker strømmingen med et lavt antall partikler studeres. Siden partiklene er tunge i forhold til gassen med et massetetthetsforhold på 424, 847 og 1 271, vil oppdrift være ubetydelig i forhold til krefter som coriolis- og sentripetalkraften. Løft og vegg effekter på partiklene tas ikke med da de er neglisjerbar i forhold til friksjonskraften på partiklene [31]. Partikkelinteraksjoner med andre partikler og vegger er ikke tilstrekkelig dokumentert, men studeres av Pan m.fl. [10, 11]. På grunn av maskinbegrensinger er det ikke mulig å benytte DNS i denne oppgaven, og derfor er ikke partikkelinteraksjoner tatt med. Gravitasjonskraften vil påvirke partiklene grunnet den store massetettheten, og for ikke å dominere til partikkelbanen gjennom kompressoren neglisjeres den. Siden partiklene antas å være isotermisk er temperaturen satt til 298,15 K, som er likt gasstemperaturen på innløpet. Partikkeldiameteren er beregnet i matlab-programmet til 0,29 mm (se vedlegg C). Friksjonskraften på partiklene beregnes med tidligere forklart teori, og har en tosidig kopling. Det betyr at gass og partikler utveksler bevegelsesenergi. Partiklenes interaksjon med vegg blir bestemt ut fra to faktorer kalt parallell- og vinkelrettfaktor. De er henholdsvis satt til 0,75 og 0,10, basert på verdier fra Larsen [32]. Partikkeloppsettet er lagret i en oppsettil (se i vedlegg F).

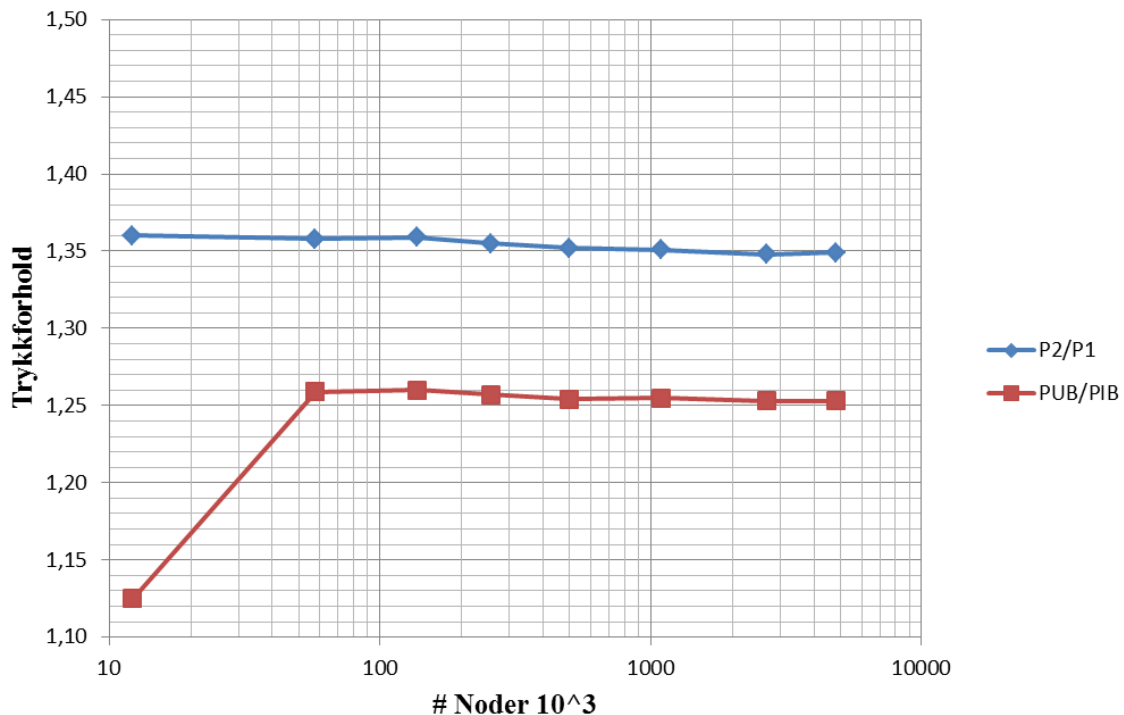
4 Resultater og diskusjon

Et utdrag av de viktigste resultater presenteres i dette kapittelet. Verdier benyttet for å lage grafer kan ses i vedlegg D. Alle resultatfiler er lagret på NTNU, og for tilgang kan Lars Erik Bakken kontaktes. Sensitivitetsanalyse for å finne nødvendig antall noder i maskenettet kommer i delkapittel 4.1. Ytelsen til originalimpelleren kommer i delkapittel 0. Simuleringene kjørt på forskjellige kappeprofiler sammenliknes mot originaldesignet, og presenteres i delkapittel 4.3. Sammenlikning av resultater med målinger gjort på kompressorriggen kommer i delkapittel 4.4. Sist kommer resultatet fra partikkelsimuleringer kjørt på impeller, diffusor og spiralhus i samarbeid med Viseth i delkapittel 0.

4.1 Sensitivitet

For å kunne stole på resultatene fra simuleringene er det viktig å forsikre seg om modellen er tilstrekkelig detaljert. Dette for å forsikre seg om at de tendenser som ønskes analysert beskrives i modellen. Siden maskenettet påvirker resultatet er det viktig å se på hvor stor denne påvirkningen er. Det er spesielt ønskelig å se på endring i trykkforhold og virkningsgrad da de brukes for å evaluere de forskjellige impellerne. Unøyaktighet i disse parameterne grunnet maskenett må holdes så liten som mulig. Forskjellene mellom ulike simuleringer må ikke komme av maskenettet, men selve endringen gjort på impelleren.

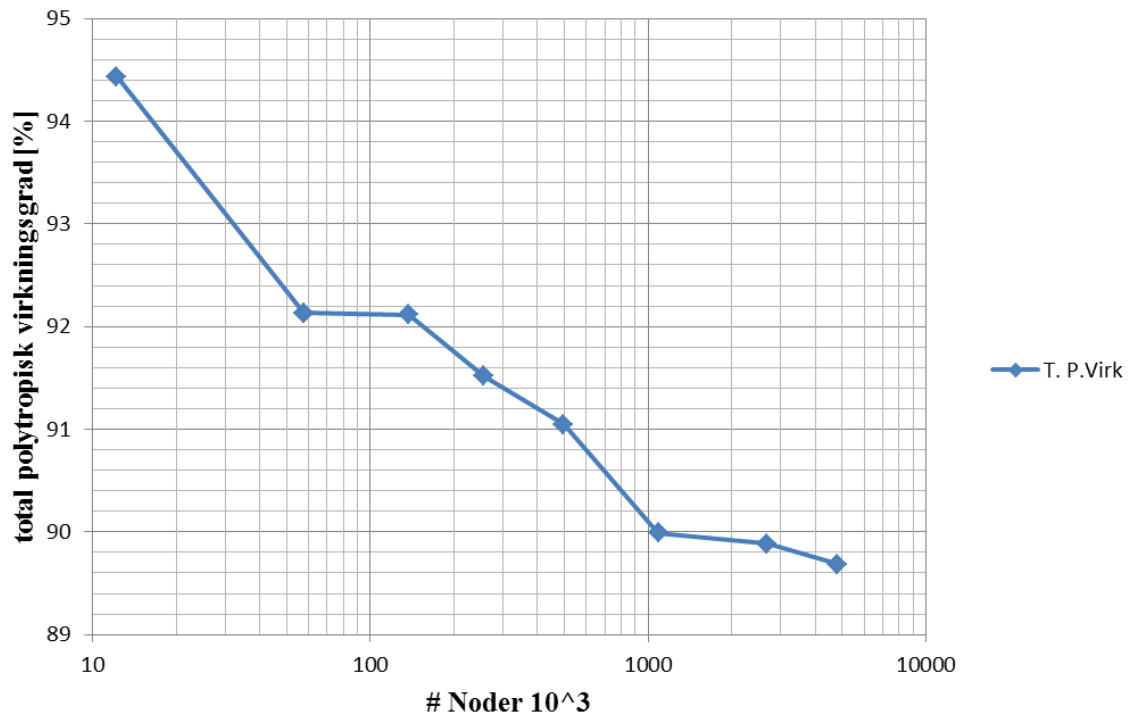
Figur 4.1 viser trykkforholdet over bladpassasjen. Det er liten endring av trykkforhold når antall noder økes. Figuren viser at maskenett med rundt 100 000 noder er tilstrekkelig når trykkforhold skal løses.



Figur 4.1: Maskenettets påvirkning på trykkforhold. 9 000rpm, $0,86 \text{ m}^3/\text{s}$.

Figur 4.2 viser total polytropisk virkningsgrad for kompressoren. Variasjonen er betydelig større enn endringene på trykkforholdet. Grunnen for dette er et grovt maskenett ikke klarer å

beskrive grensesjiktet, og andre strømninger med en liten skala. Dette er viktig for modellering av separasjon som er viktig for ytelse og stabilitet. Virkningsgradskurven begynner å flate ut ved en millioner noder. Endringen i virkningsgraden mellom to og fire millioner noder er under 0,3 %. Antall noder varierer mellom forskjellige maskenett, men ligger alltid mellom to og tre millioner noder. Er endringen mellom to og fire millioner noder i virkningsgrad lineær betyr dette en endring på 0,03 %. Andre feilkilder, som forenklinger i simuleringsdomene og grensebetingelser, vurderes til å ha større påvirkning på resultatet. Antall trengs derfor ikke å økes ytterligere. Analysen viste at et finere maskenett ga et mer dynamisk strømningsbilde, og dermed større konvergensproblemer. Det var derfor nødvendig å bruke oppstrømsmetoden som mer robust enn høyere ordens metode.



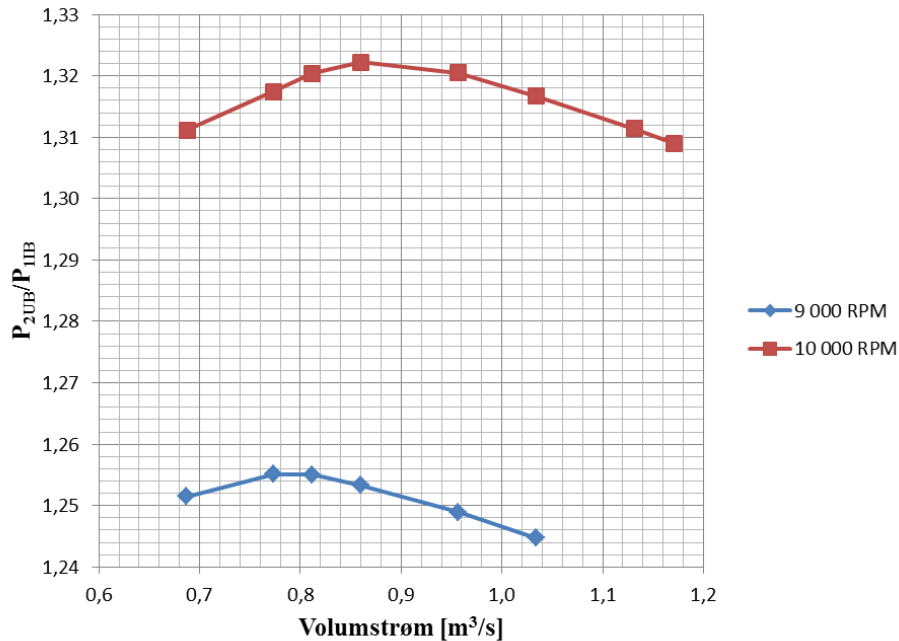
Figur 4.2: Maskenettets påvirkning på total polytropisk virkningsgrad, 9 000rpm, $0,86\text{m}^3/\text{s}$.

4.1.1 Oppsummering

Sensitivitetsanalysen viste maskenett med over 100 000 noder er tilstrekkelig for trykk, mens polytropisk virkningsgrad trenger 2 000 000 noder. Variasjon i antall noder mellom forskjellige simuleringer utgjør en variasjon på bare 0,03 % i virkningsgrad. Basert på dette er antall noder bestemt til å ligge mellom to og tre millioner noder.

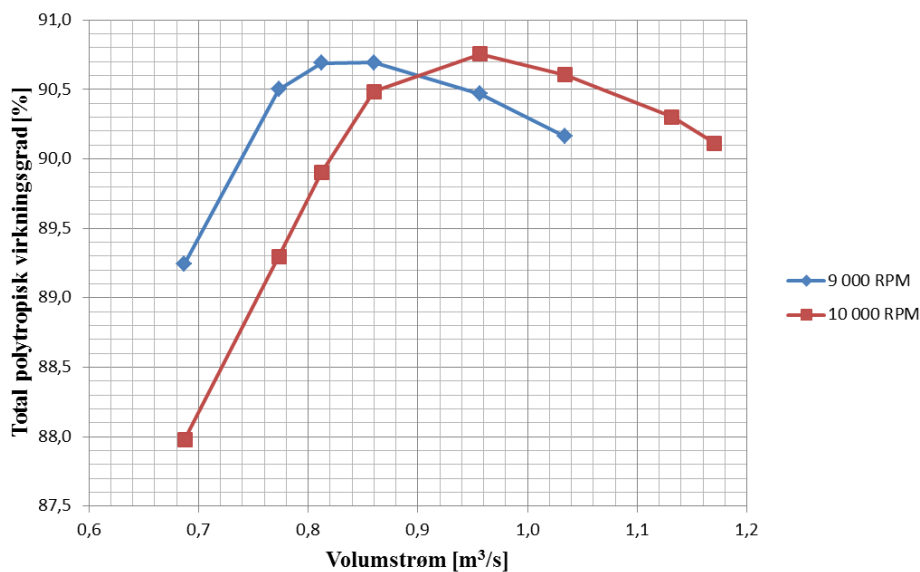
4.2 Originalimpeller

Figur 4.3 viser kompressorkarakteristikk for 9 000 og 10 000 RPM for originalimpelleren. Maks trykkforhold inntreffer ved $Q=0,77 \text{ m}^3/\text{s}$ for 9 000 RPM, og $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$ for 10 000 RPM. Simuleringen for 10 000 RPM og $Q=0,69 \text{ m}^3/\text{s}$ viste starten på et dynamisk trykkforhold. Simuleringen var helt på grensen for et stabilt driftspunkt. Samme volumstrøm med 9 000 RPM var stabil, og viste ingen tendens til trykksvingninger.



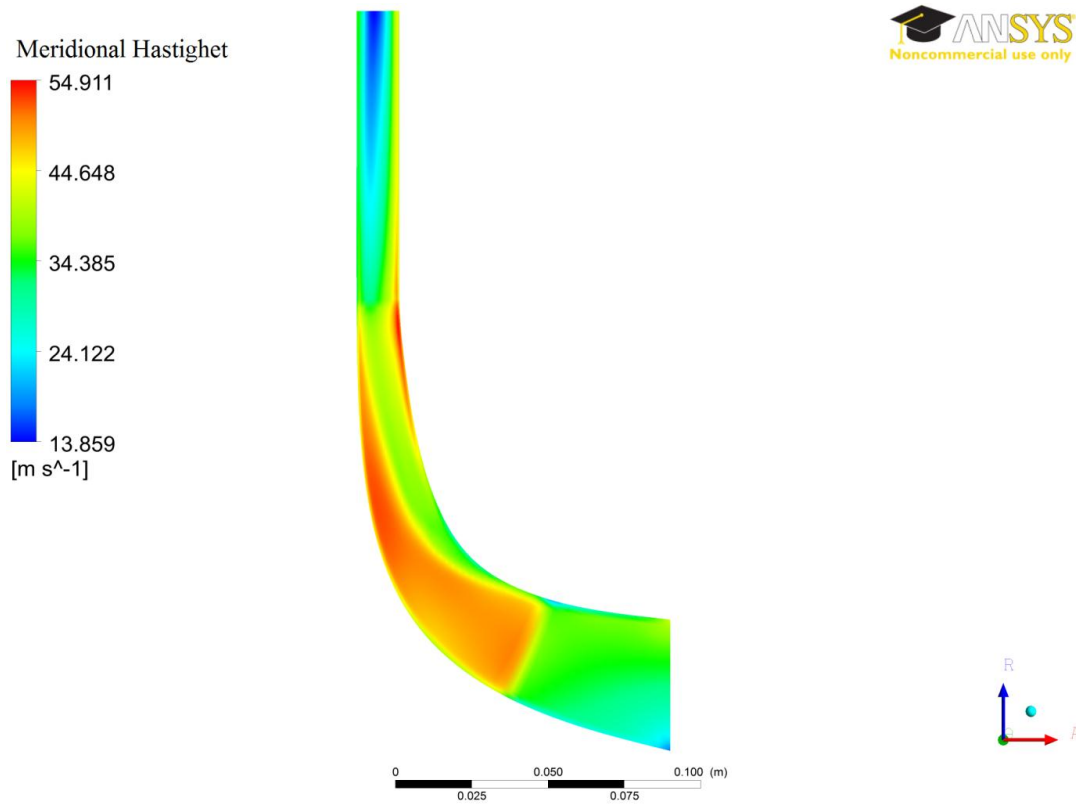
Figur 4.3: Ytelseskarakteristikk.

Figur 4.4 viser total polytropisk virkningsgrad for kompressoren i de simulerte driftspunktene. Grafen viser at selv om maksimalt trykkforhold inntreffer rundt $Q=0,77 \text{ m}^3/\text{s}$ og $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$ for 9 000- og 10 000 RPM. Ligger driftspunkt med best virkningsgrad på en volumstrøm $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$ og $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ for de to turtallene.



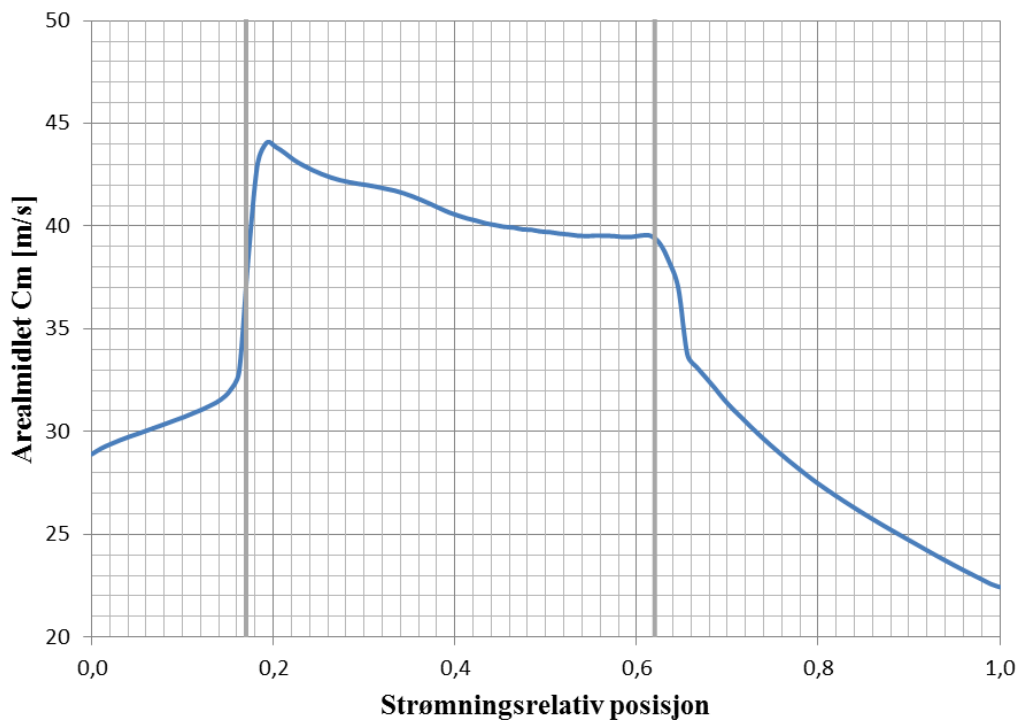
Figur 4.4: Total polytropisk virkningsgrad.

Figur 4.5 viser sirkulært arealmidlet meridional hastighet gjennom impelleren. Lav hastighetszone ved kappen gir økt akselerasjonstap, og reduserer trykkgjenvinning gjennom bladpassasjen. Ved å redusere området med lav hastighet prøves det å oppnå bedre trykkgjenvinning og virkningsgrad for impelleren.



Figur 4.5: Sirkulært arealmidlet meridional hastighet, 9 000 RPM, $Q=0,86\text{m}^3/\text{s}$.

Figur 4.6 viser arealmidlet meridional hastighet relatert til strømningsrelativ posisjon. Grafen viser en sterk akselerasjon ved bladtuppen grunnet volumet bladet fortrenger, og tilsvarende deselerasjon ved bladenden. Gjennom impellerpassasjen er ikke diffusjonen jevnt fordelt, og enkelte områder har høyere diffusjon en nødvendig. Ved å jevne ut hastighetsprofilen reduseres diffusjonsgraden, og slik stabiliseres strømmingen. Forhold mellom minimum og maksimum meridional hastighet bør ligge over 0,5, men 0,6 eller 0,7 anbefales [8]. Originalimpelleren har et forhold på 0,88 som er bra, og det er bare formen som ønskes endret.



Figur 4.6: Arealmidlet meridional hastighet relativ til strømningsrelativ posisjon.

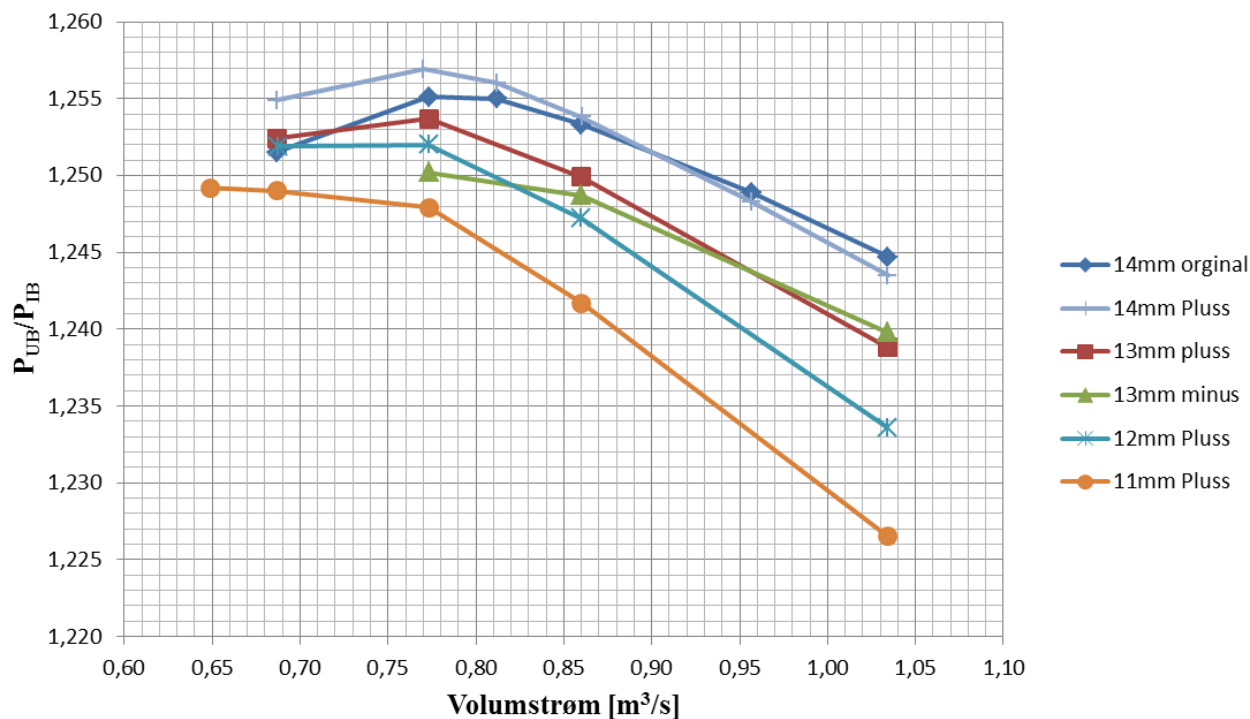
4.2.1 Oppsummering

Lav hastighetszone ved kappen (se Figur 4.5) gir et potensiale for optimalisering av strømningsbildet. Ved å utjevne kurven til meridionalhastighet (se Figur 4.6), og slik fordele diffusjon over helle bladpassasjen kan et bedre trykkforhold oppnås.

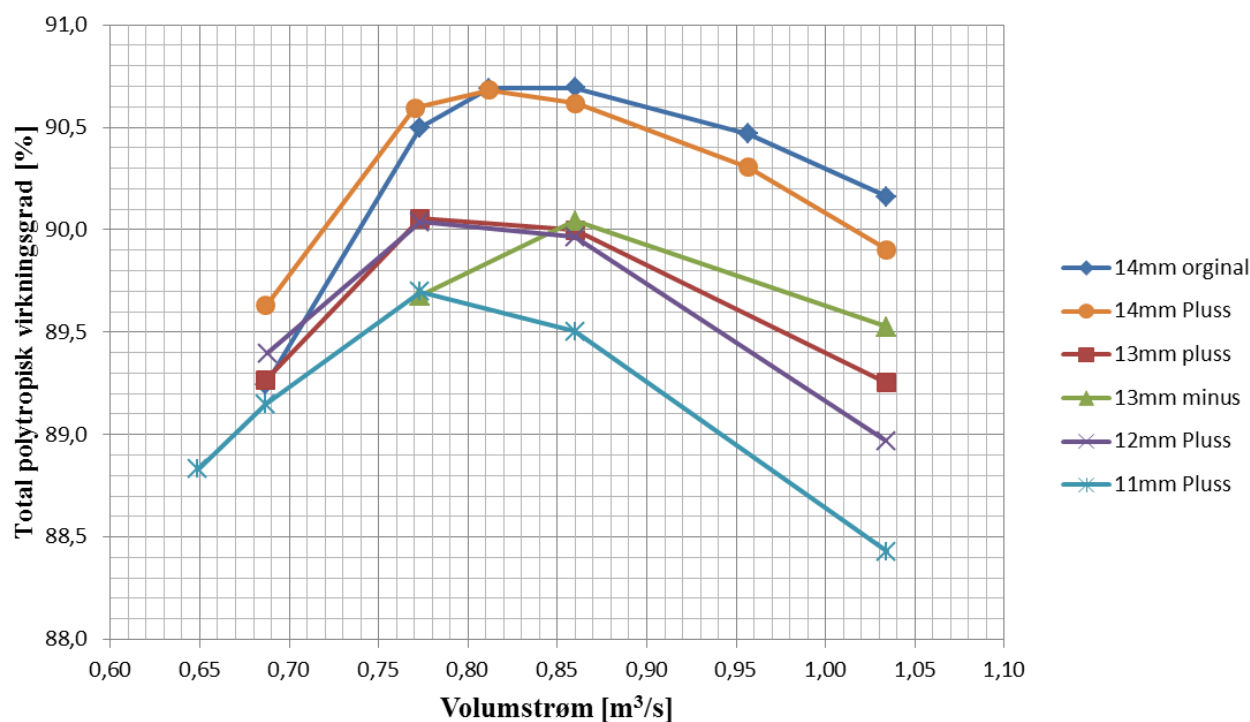
4.3 Forskjellige kappeprofiler

Figur 4.7 og Figur 4.8 viser trykkforhold og total polytropisk virkningsgrad for alle simuleringer med forskjellig kappeprofil. Total polytropisk virkningsgrad er videre omtalt som virkningsgrad. Alle simulerte kappeprofiler reduserte trykkforhold og virkningsgrad foruten 14mm pluss. Reduksjonen i trykkforhold og virkningsgrad kommer av økningen i hastighet ved utløpet, og kommer av reduksjon av B_2 . Resultatet viser at redusere utløpshøyden senker ytelsen til bladpassasjen, og kan ikke benyttes for å optimalisere impelleren. Viseth observerte ingen forbedring i diffusor, og reduksjon av utløpshøyden senket ytelsen for hele kompressoren.

Kappeprofilen 14mm pluss økte trykkforhold med 0,27 %, og virkningsgraden med 0,43 % ved $Q=0,69 \text{ m}^3/\text{s}$ i forhold til originalimpeller. Virkningsgradskurven er flyttet mot venstre, som gir økt ytelse på lav volumstrøm (se Figur 4.8). Sammenlikne meridional hastighet og strømningbildet for 14mm pluss med originalimpelleren gir en bedre forklaring på den lave forbedringen.

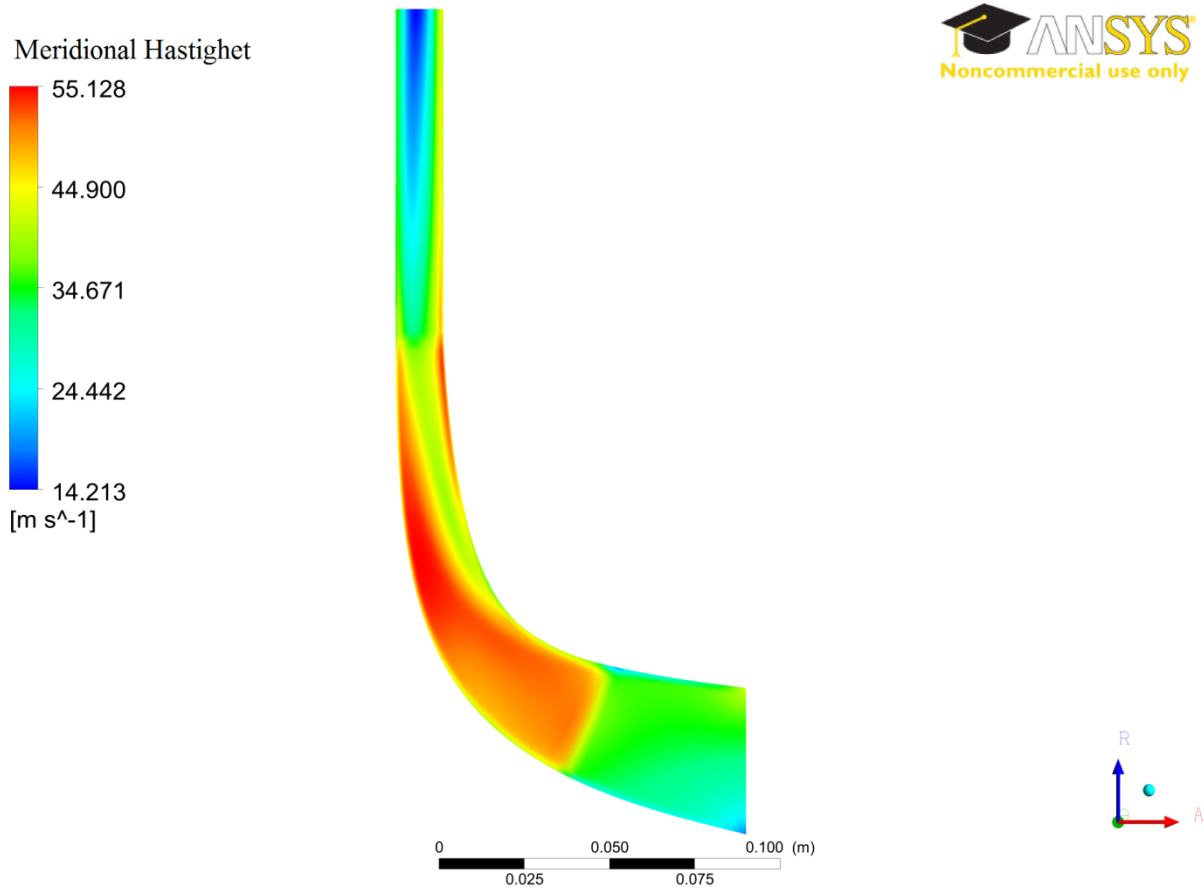


Figur 4.7: Sammenlikning av trykkforhold for alle simulerte kappeprofiler.



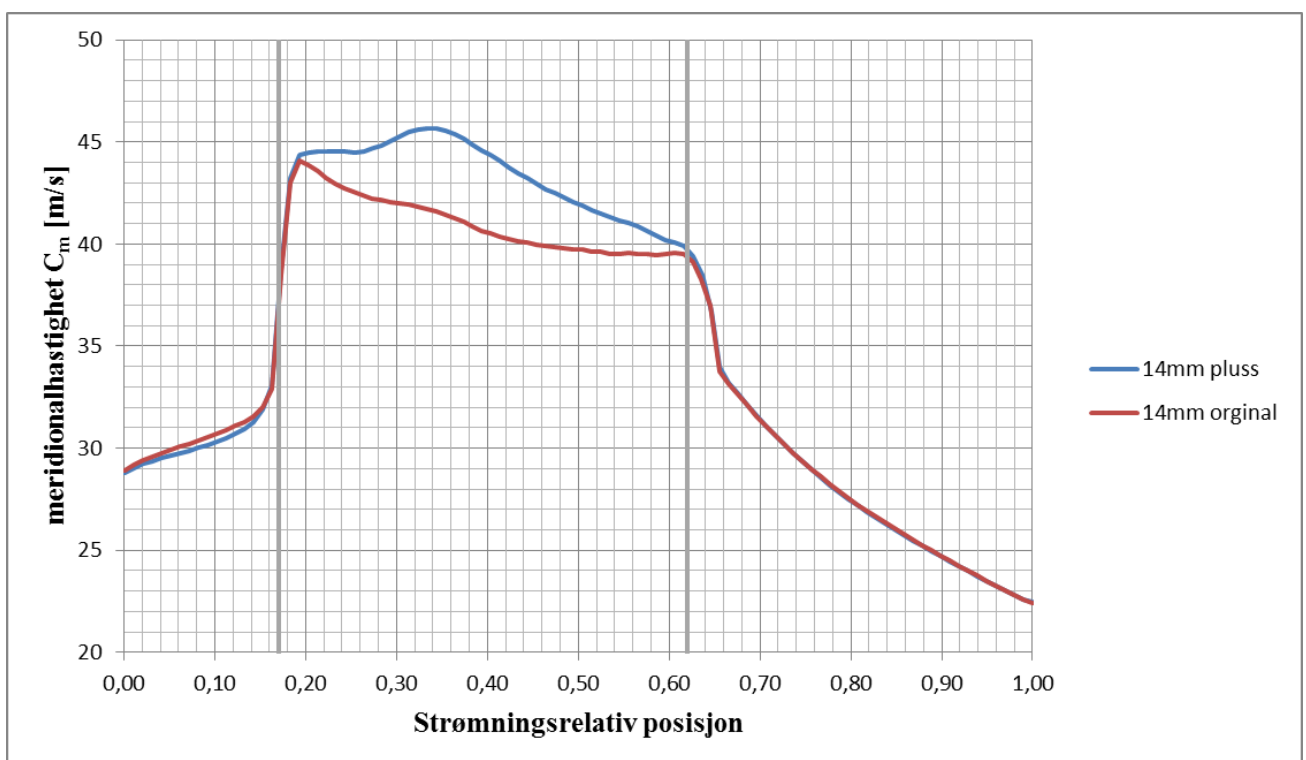
Figur 4.8: Total polytropiskvirkningsgrad for alle simulerte kappeprofiler.

Figur 4.9 viser sirkulært midlet meridional hastighet for kappen 14mm pluss. Sammenlikne sonen med lav hastighet i 14mm pluss med strømningsbildet for originalimpelleren (se Figur 4.5). Sonen med lav hastighet starter senere i bladpassasjen, og er mindre dominerende i strømningsbildet. Strømningsbildet er bedret, og er ikke årsaken for lav forbedring.



Figur 4.9: Sirkulært arealmidlet meridional hastighet, 9 000 RPM, $Q=0,86 \text{ m}^3/\text{s}$.

Figur 4.10 viser arealmidlet meridional hastighet gjennom impelleren for 14mm pluss og originalimpeller. Figuren viser hvor mye meridionalhastigheten har økt gjennom bladpassasjen. Formen på kurven var uavhengig av volumstrøm, og forskyves opp eller ned for å opprettholde massebalanse. Økningen i meridionalhastigheten for 14mm pluss i impellerpassasjen var for stor, og hastighetsreduksjon finnes bare mellom 0,4 og 0,6 strømningsrelativ posisjon. Toppen ved 0,26-0,28 strømningsrelativ posisjon gir ujevn fordeling av diffusjon gjennom bladpassasjen. Det kommer klart frem at selv om strømningsbildet for 14mm pluss er bedret. Har kappeprofilen ujevn fordeling av diffusjon, og friksjonstap er økt med hastighetsøkningen. Dette reduserer ytelsen totalt sett. En ny kappeprofil med mindre reduksjon av bredden i bladpassasjen kan forbedre impelleren. Det anbefales å bruke en reduksjon på 0,7 mm i stedet for 1 mm. Det er nødvendig å modifisere matlab-programmet for å gi mulighet til å endre kappeprofilen mer lokalt.



Figur 4.10: Sammenlikning av meridional hastighet, $Q=0,77 \text{ m}^3/\text{s}$, 9 000 RPM.

Ingen nevneverdig bedring i ytelse til kompressoren ved å endre kappen viser et behov for å vurdere andre tiltak. Xinwei m.fl. [33] viser hvordan bladet kan optimaliseres ved å redusere entropiproduksjon gjennom bladpassasjen. Simuleringene på originalimpelleren viste stor entropiproduksjon ved trykksiden av bladet. Undersøke hvor mye entropiproduksjonen kan reduseres samt hvor mye dette øker ytelsen anses som neste steg i optimaliseringen av impelleren.

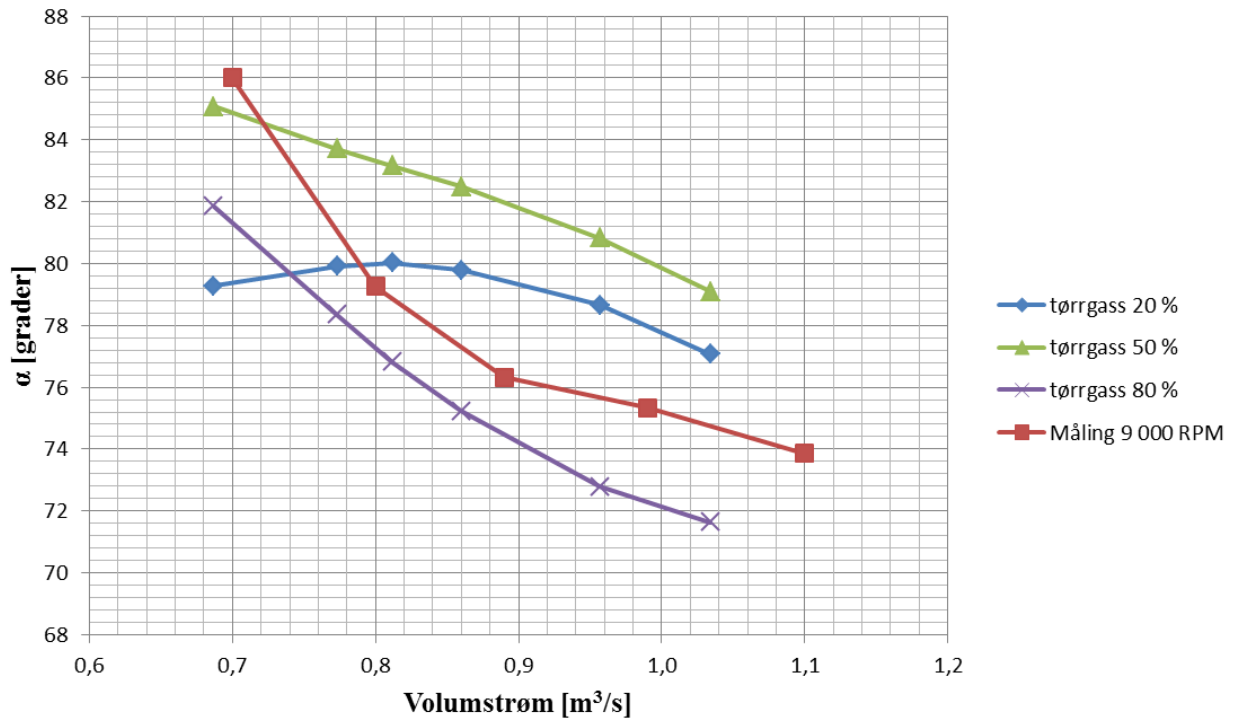
4.3.1 Oppsummering

Simuleringene viste en reduksjon av utløpshøyde B₂ reduserer ytelsen til kompressoren. Optimalisere kompressoren ved å redusere B₂ er dermed ikke mulig. Endringer på kappeprofilen vurderes til å ha et lite optimaliseringspotensiale. Det er nødvendig å gjøre matlab-programmer mer avansert for å forbedre kappeprofilen ytterligere. Lav forbedring ved å endre kappeprofil gjør det nødvendig med andre tiltak for å øke virkningsgrad og trykkforhold, Endre bladprofilen anses som det mest naturlige valget.

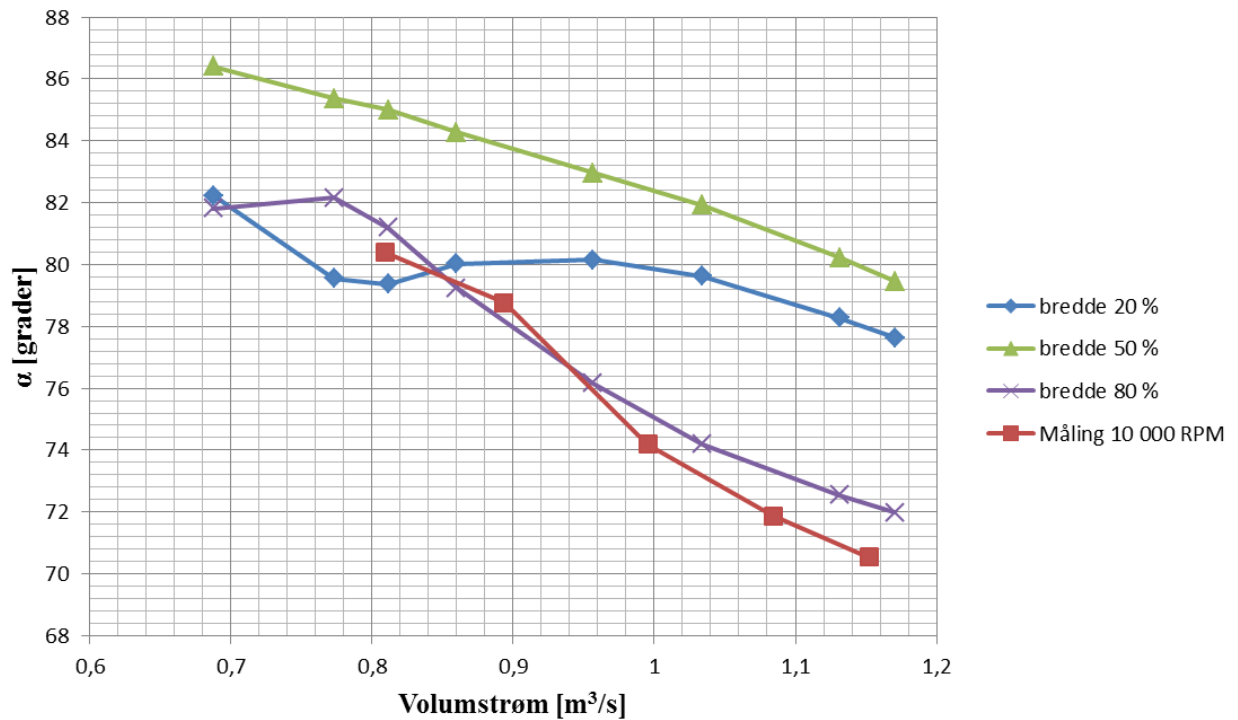
4.4 Sammenlikning med målinger

Usikkerhet i simuleringene kommer i hovedsak fra forenklinger på simuleringsdomene, og grensebetingelser. I tillegg er det unøyaktigheter tilknyttet en hver numerisk løsningsmetode, og metoden i denne oppgaven er intet unntak. På bakgrunn av dette forventes det et avvik fra målinger gjort på kompressorriggeren, og hvor liten dette avviket er viser nøyaktigheten i simuleringene. Et lite avvik gir pålitelighet i resultatene fra simuleringene.

Figur 4.11 og Figur 4.12 viser strømningsvinkel α funnet i laboratoriet sammenliknet med simuleringer for 9 000 og 10 000 RPM. Verdiene fra simuleringene er midlet over en linje på utløpet med en bredde på 2,8 mm (20 %), 7,0 mm (50 %), og 11,2mm (80 %). Laboratiemålinger er gjort i et stasjonært punkt i diffusoren, og får med rotasjonen på impelleren. Målt vinkel α' er transformert til α med geometrisk relasjon (se kapittel 2.6.). Figurene viser at strømningsvinkelen i simuleringene er avhengig av bredden i diffusor. Målingene er gjort på en bredde som skal være midt i diffusoren, men stemmer mest med resultatet fra en bredde på 80 % i diffusoren. Alle målinger sammenlignes derfor mot denne bredden. Avviket mellom måling og simulering er 5 % for 9 000 RPM, og 3 % for 10 000 RPM. Det lave avviket indikerer at pitotrøret ikke er sentrert i diffusor, men ligger nærmere kappen. Det er nødvendig å kontrollere posisjonen til pitotrøret før målingene kan sammenliknes med strømningsvinkler fra korrekt bredde. Det er umulig å skille måle- og simuleringseil uten denne informasjonen. Kvaliteten på simuleringene kan ikke ytterligere valideres med bakgrunn i disse målingene.

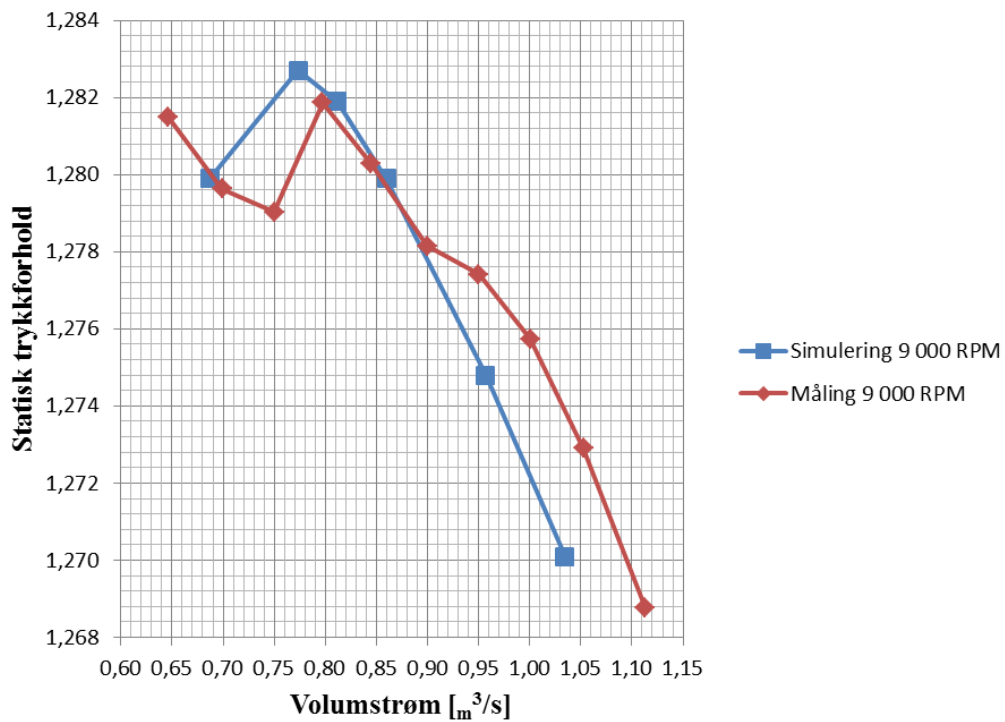


Figur 4.11: Sammenlikning av måling og simuleringer på originalimpeller, 9 000 RPM.

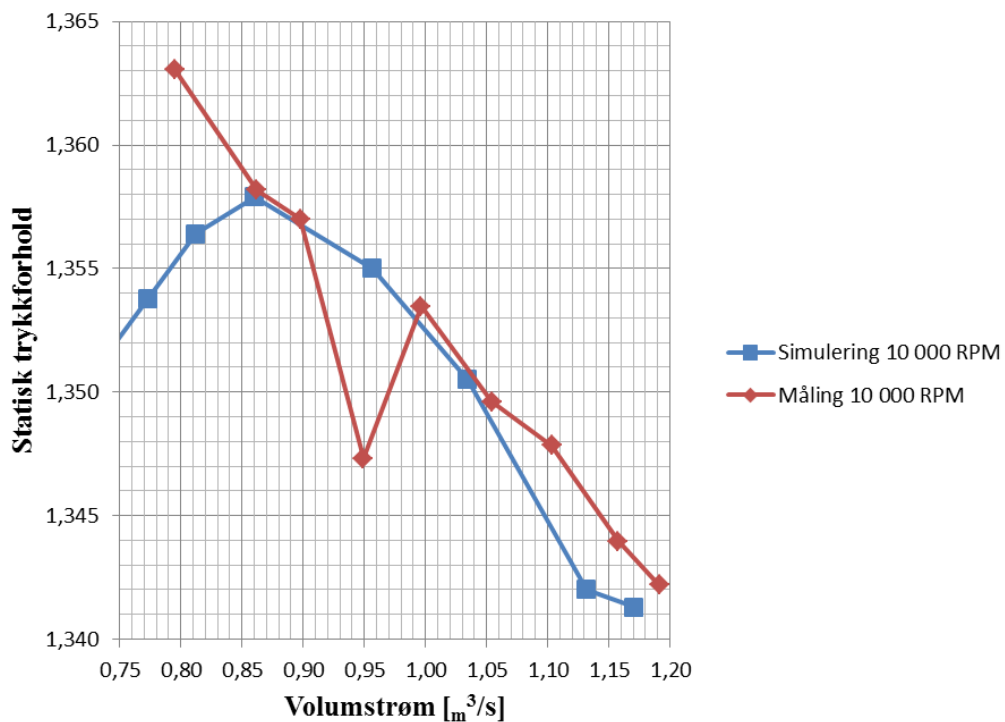


Figur 4.12: Sammenlikning av målinger og simuleringer på originalimpeller, 10 000 RPM.

Resultatene fra simuleringene er sammenliknet med målt trykkforhold for kompressorriggen. Trykkforholdet er regnet ut ved å måle trykket P_1 og P_2 , og er gjennomført av Reitan [34]. Målt trykk P_1 og P_2 på kompressorriggen er henholdsvis gjort foran injeksjonsflengen, og ved en radius 247,7 mm fra rotasjonssenteret til impelleren. Impellermodellen i simuleringene tar ikke med området hvor P_1 blir målt. Målt trykk P_1 estimeres derfor med statisk trykk på innløpet til modellen. Hvor stor påvirkning av resultatet denne forenklingen medfører må undersøkes videre. Figur 4.13 og Figur 4.14 viser målt og simulert trykkforholdet for impelleren ved 9 000 og 10 000 RPM. Forskjellen i målingene og simuleringene er maksimalt på 0,3 % og 0,5 %. Dette er en lav forskjell, og små faktorer kan være årsaken. Målinger viser en annen funksjonsavhengighet i volumstrøms enn simuleringene. Det er mulig denne forskjellen er mekanisk grunnet, og ikke er en direkte årsak av strømningsbildet. Det er derfor nødvendig å undersøke om avviket kommer av mekaniske effekter på kompressorriggen. Med et maksimalt avvik på 0,5 % vurderes simuleringene som nøyaktige, men flere sammenlikninger er nødvendig for større pålitelighet i resultatet.



Figur 4.13: Sammenlikning med trykmmålinger og simuleringer, 9 000 RPM.



Figur 4.14: Sammenlikning med målinger og simuleringer, 10 000 RPM.

4.4.1 Oppsummering

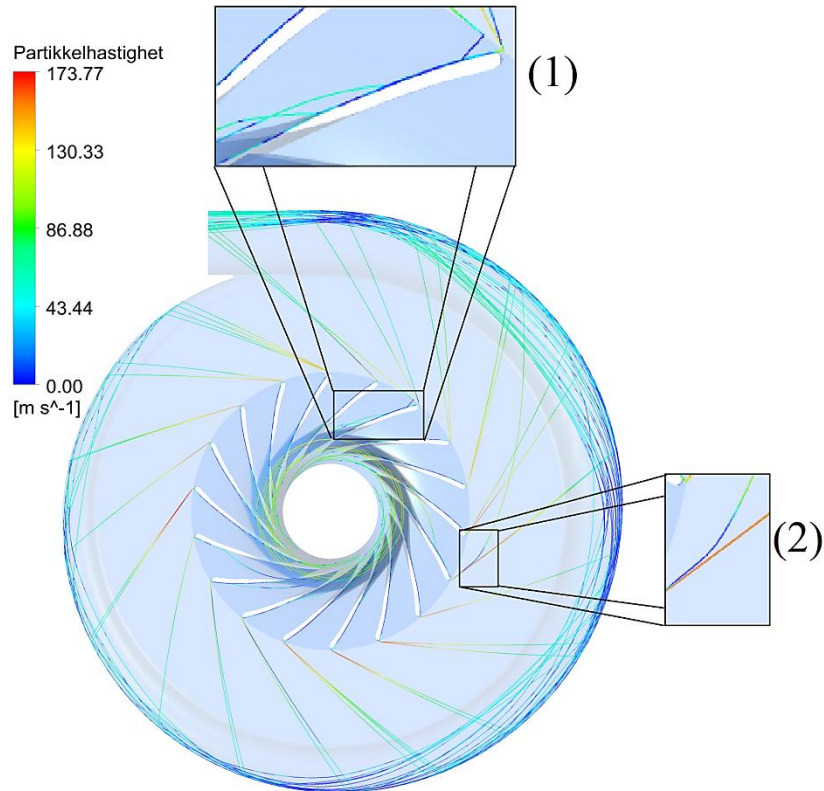
Sammenlikning med målinger og resultat fra simuleringer har vist relativt små avvik. Målt strømningsvinkel viser lik avhengighet av volumstrøm funnet ved kappen i simuleringene. Det er nødvendig å kontrollere plassering av pitotrøret før nøyaktigheten i simuleringene kan vurderes ytterligere.

Trykkmålingene stemte godt med simuleringene, og hadde et maksimalt avvik på 0,5 %. Simuleringene er vurdert som gode, men forskjell i trykkforholdets funksjonsavhengighet til volumstrøm må undersøkes. Målt ytelseskarakteristikk avviker fra typisk ytelseskarakteristikk for kompressorer. Det kan det være mekaniske effekter på selve kompressorriggen som påvirker ytelsen, men krever mer målinger for å bekreftes.

4.5 Partikkelsimulering

I dette delkapittelet presenteres resultater fra simuleringer på originaldesign, og med massetetthet lik 1 000 kg/m³ og 1,18 kg/m³. Strømningsbilder for andre partikkelmassetettheter finnes i vedlegg I. De viser tilnærmet like resultater, og ingen ny informasjon kommer frem.

Figur 4.15 viser det tredimensjonale strømningsbildet til partiklene igjennom kompressoren. Partiklene legger seg langs trykksiden på impellerbladet (se uthevning (1)), og Pan [11] har i sine simuleringer lik tendens. Spredning av partikler på bladtuppene skyldes kollisjoner ved innløpet. Disse partiklene kommer lenger inn i bladpassasjen før corioliskraften slynger partiklene inn i trykksiden på bladet. Ved utløpet slutter enkelte partikler å følge bladet (se uthevning (1)). Dette skyldes separasjon ved kappen som påvirker partikkelbanen.



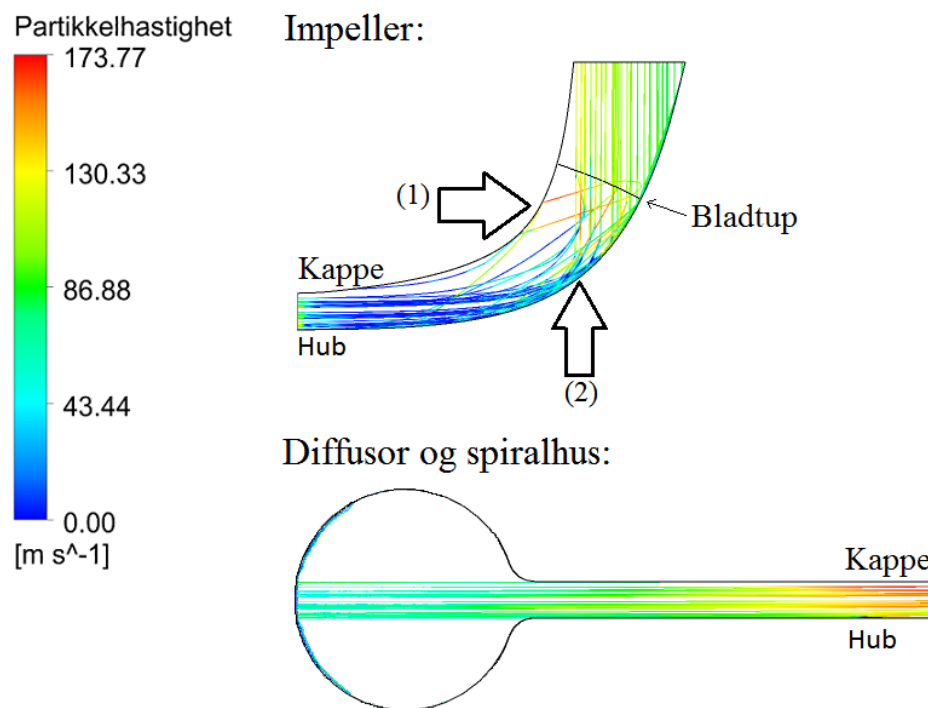
Figur 4.15: Relativ hastighet til partikler, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $\rho=1 \text{ 000 kg/m}^3$.

I diffusoren overvinnes treghetsmomentet til partiklene friksjonskraften, og blir kastet tangentielt ut. Hastigheten til partiklene reduseres fra ca. 160 m/s ved diffusorinnløpet til ca. 80 m/s før de treffer spiralhusveggen. Bevegelsesmengden til partiklene går tapt i kollisjonene med veggen, som medfører økt strømningstap. I Figur 4.15 viser uthevning (2) en tydelig avbøyning av partikkelbanen i diffusor. Dette skyldes separasjon ved hub i diffusoren hvor partiklene ligger. Separasjonen fører til lav meridionalhastighet. Dette gjør at friksjonskraften virker tangentielt på partikkelen, og partikkelbanen bøyes. Resultatet er at partikler ved forskjellig høyde i diffusor avbøyes i varierende grad, og gir en vifteformasjon før partiklene kolliderer med vegg.

Langs veggen i spiralhuset samt trykksiden på impellerbladene er partikkelkonsentrasjon høy. Dette påvirker både friksjon og grensesjikt da vaken bak partiklene påvirker turbulent kinetisk energi [10]. Ansys CFX har ingen modeller for denne type interaksjoner, og må utvikles for å forbedre partikkelmodellen.

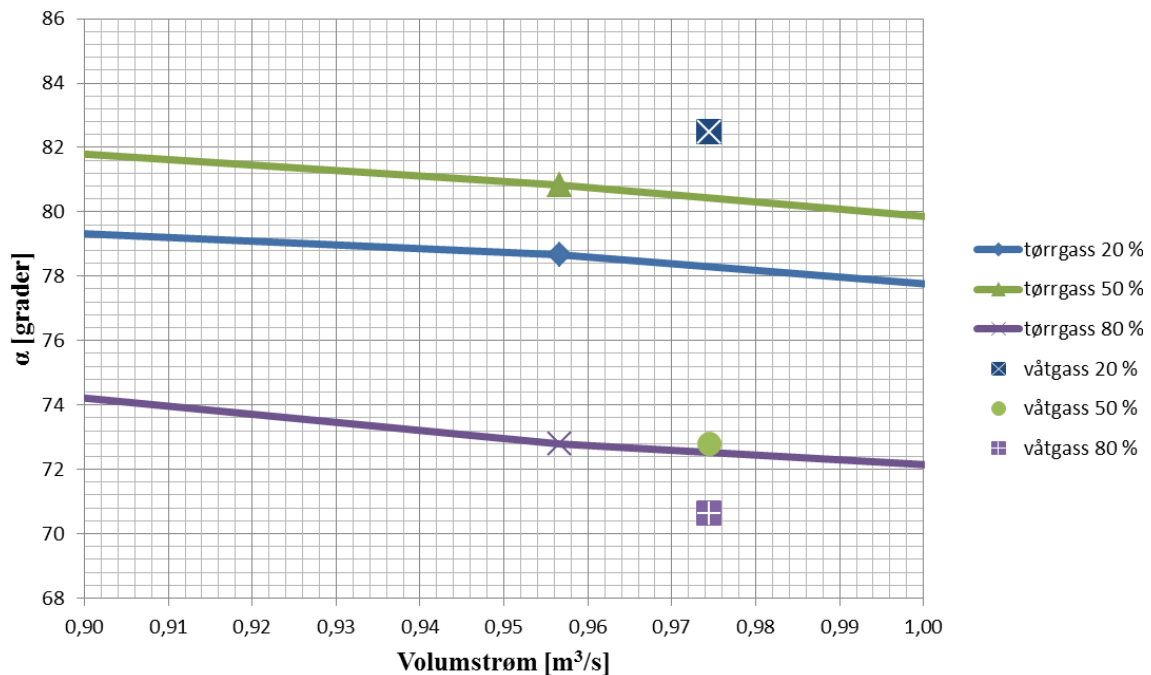
Figur 4.16 viser den relative meridionalhastigheten til partiklene. Meridionalhastigheten er relativ til et roterende plan i impelleren, og et stasjonært i diffusoren og spiralhuset. Partiklene som er markert med pil (1) blir kastet opp mot kappen på grunn av kollisjoner med bladtupp. Partiklene kommer inn i impelleren med en hastighet rundt 90 m/s, og kolliderer i hub (se pil (2)). Kollisjonene fører til at partiklene mister tilnærmet all hastighet før de akselereres mot utløpet. Hastigheten forblir relativt lav gjennom bladpassasjen grunnet flere små kollisjoner med trykksiden på bladet. I kollisjonsområdet er det særlig grunn til å tro at erosjon i impelleren kan oppstå.

Den relative meridionalhastighet til partiklene i diffusor og spiralhus er høyere ved kappen enn ved hub ved innløpet. Partiklene mister gradvis hastighet gjennom diffusoren, mens ved veggen i spiralhuset er partikkelhastigheten tilnærmet konstant. Partiklene legger seg på veggen i spiralhuset grunnet sentripetalakselerasjon. Kollisjonshastigheten er ca. 80 m/s, og figuren viser tydelig hvor en kan forvente erosjon i spiralhuset.



Figur 4.16: Partikkelhastighet, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $GMF=0,95$, $\rho=1000 \text{ kg/m}^3$.

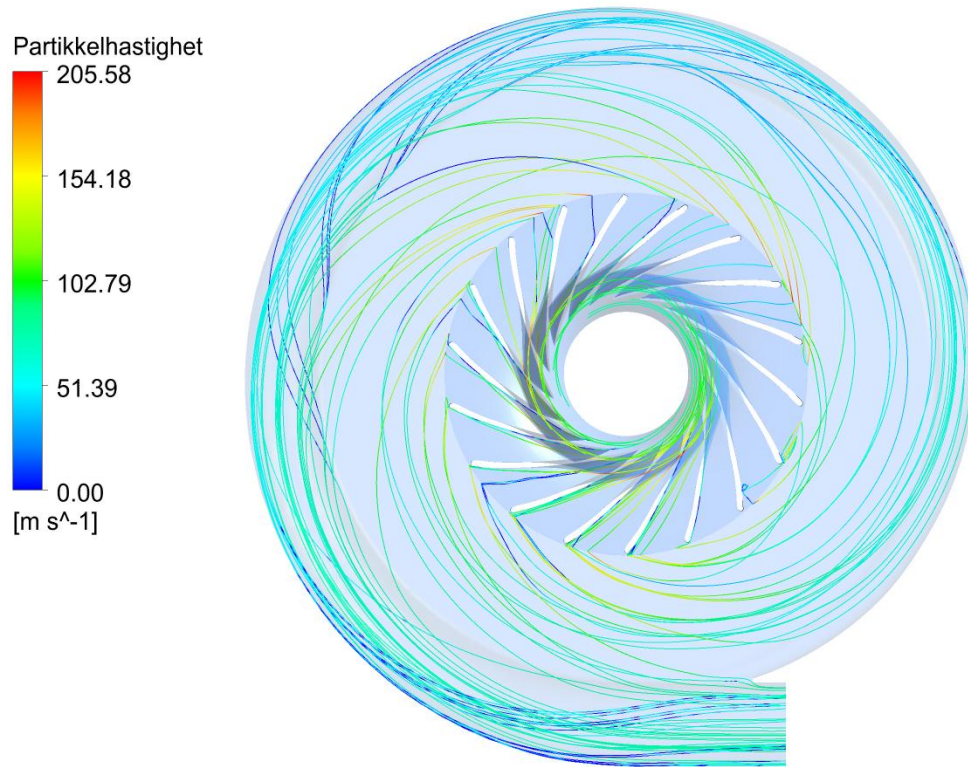
Figur 4.17 viser forskjellen på strømningsvinklene for gassen ved simuleringer med og uten partikler. Vinklene er hentet ut ved tre forskjellige bredder i diffusoren, 20-, 50- og 80 %. Strømningsvinkelen ved 50- og 80 % bredde er lavere i partiklsimuleringene, og Sørvik [21] har målt samme tendens på kompressorriggen. Størst endring i strømningsvinkel er ved 50 % bredde. Der ligger strømningsvinkelen for gassen $7,6^\circ$ under simulering uten partikler. Reduksjon av strømningsvinkel skyldes momentutveksling mellom partiklene og gassen. Partiklene har høyere hastighet enn gassen, og akselererer gassen i radiell retning. Strømningsvinkel øker med $4,2^\circ$ ved 20 % bredde antagelig fordi partiklene påvirker separasjon ved hub. Reduksjon av strømningsvinkelen gir en mindre logaritmisk strømningsbane. Dette reduserer friksjonstap gjennom diffusor, og trykkforholdet øker. For simuleringen var trykkforholdet 4 % høyere med partikler enn uten.



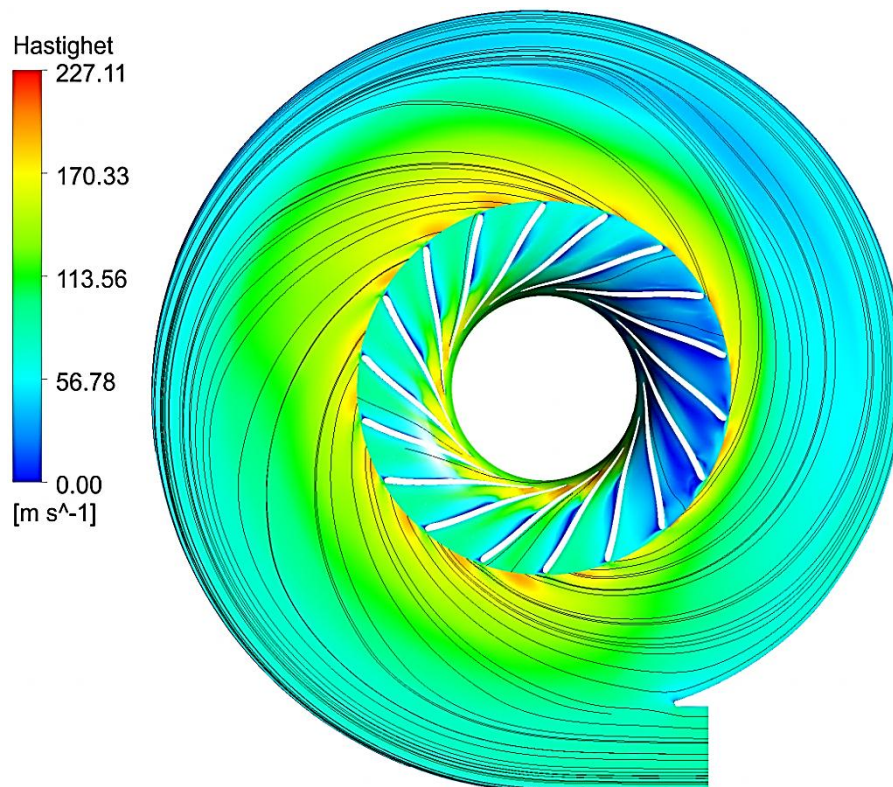
Figur 4.17: Partiklenes påvirkning på strømningsvinkel.

Ved å sette massetettheten til partiklene lik gassen er det mulig å få partiklene til å følge gassen tilnærmet perfekt [11]. Det var ikke observert nevneverdig forskjell i partikkelbaner. For å kontrollere at dette ikke var grunnet partikkelmodellen ble det kjørt en simulering med $1,18\text{kg}/\text{m}^3$.

Figur 4.18 viser partikkelbaner fra denne simuleringen, og Figur 4.19 viser strømningslinjer for gassen. Sammenligning av strømningslinjene for partikler og gass viser at partiklene følger gassen med små avvik. Avvikene skyldes forenklingen i modellen ved at oppdriften har blitt neglisjert. Simuleringen viser at minimale forskjeller i partikkelbanene skyldes et høyt tetthetsforhold, og ikke at modellen er upresis. Det gjenstår å dokumentere resultat fra simuleringen, og mulige dokumenteringsmetoder diskuteres i kapittel 0.



Figur 4.18: Partikkelbaner, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $GMF=0,95$, $\rho=1,18 \text{ kg/m}^3$.



Figur 4.19: Gasstrømningslinjer, 9 000 RPM, $Q=0,96 \text{ m}^3/\text{s}$, $GMF=0,95$, $\rho=1,18 \text{ kg/m}^3$.

4.5.1 Oppsummering

Resultater fra partikler med 500 kg/m³, 1 000 kg/m³, og 1 500 kg/m³ har tilnærmet like partikkelbaner. Partiklene legger seg på trykksiden i impelleren, og kastes tangentielt mot spiralhuset. Partikler langs hub avbøyes på grunn av separasjon i diffusor. Strømningsvinkelen ved 50- og 80 % bredde ble redusert i forhold til tørrgassimuleringene, og økte ved hub. Målinger på kompressorriggen ved 50 % bredde har vist samme tendens. Reduksjon i strømningsvinkel forbedret trykkøkningen til kompressoren med 4 %. Simulering med lav massetetthet viste at liten forskjell mellom simuleringene ikke var grunnet unøyaktig partikkelmodell.

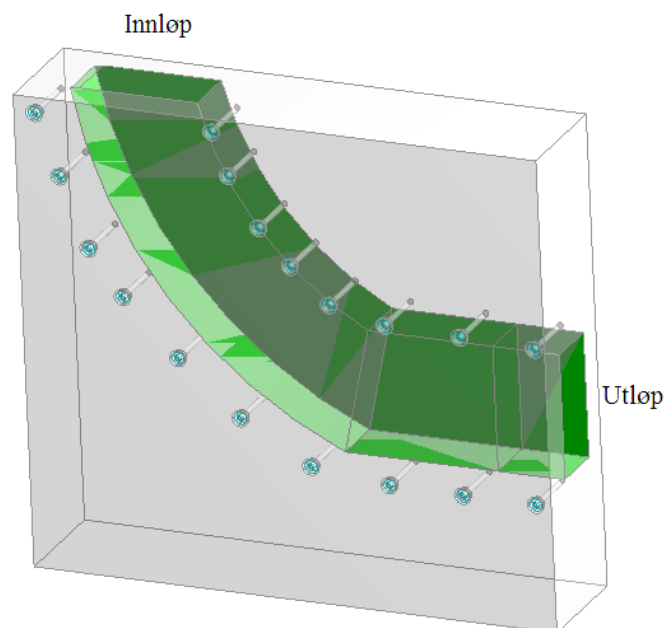
5 Forslag til dokumentasjon

I dette kapittelet er strømningsbildet for partikkelsimuleringene, og forslag til dokumentasjon av simuleringsresultatene i kompressorrigger presentert. Dette gjøres da partikkelmodellen ikke er tilstrekkelig dokumentert for roterende maskiner, og det er stor usikkerhet i modellen [26]. Når numerisk strømningsløser benyttes er det viktig å evaluere resultatet fra simuleringen mot virkeligheten. På grunn av liten tilgang på riggen for å gjøre nødvendige målinger er dokumentering ikke vært mulig å gjennomføre. Forslag til dokumentasjon av strømningsbilde ved å benytte seg av en enkel testrigg presenteres i delkapittel 5.1. Ulike metoder for dokumentasjon av strømningsbildet på kompressorrigger både med og uten injeksjon av partikler presenteres i delkapittel 5.2.

5.1 Enkel testrigg

Når numeriske modeller skal valideres er det hensiktsmessig å begynne med enkle metoder og problemer. Enkle problemer er enklere å kontrollere, måle og simulere. Komplexiteten kan økes når laboratoriemålinger fra de enkle forsøkene er kalibrert med modellen for simuleringene. Slik kan partikkel

Figur 5.1 viser et forslag til en testrigg bygget i pleksiglass. Dette gjør det mulig å måle partikkelposisjon, og studere strømningsbildet ved hjelp av høyhastighetskamera og/eller ved teknikker som omtales i kapittel 5.2. Alle dimensjoner for den foreslåtte testriggen finnes i vedlegg J.



Figur 5.1: Skisse av testrigg med kanal i sentrum.

Ved å injisere partikler kan strømningsbanen observeres. Injeksjon av partikler med ulik massetetthet og massestrøm vil få frem hvordan partiklene påvirker strømmingen. For å sikre jevn fordeling av partikler ved innløpet anbefales LaVision sin partikkelinjeksjonsenhet (se vedlegg H). Ved å lage en simuleringsmodell av testriggen kan partikkelmodellen valideres og kalibreres mot målinger. Testriggen gir økt kontroll av innløps- og utløpsbetingelser på

simuleringsmodellen. Dermed fjernes dette usikkerhetsmoment som er gjeldende for partikkelsimuleringene.

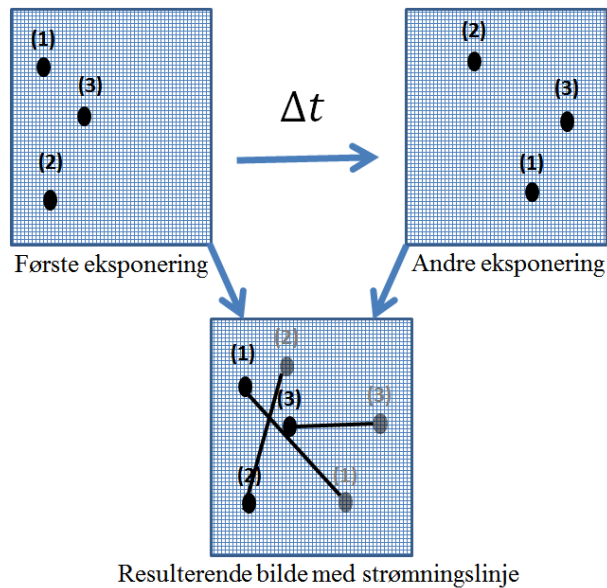
Det er mulig å studere effektene tyngdekraft, corioliskraft, og sentripetalakselerasjon med to metoder. Tyngdekraftens påvirkning på partiklene kan studeres ved å endre helningsvinkelen på testtriggen. Dette kan gjøres ved å montere riggen på en hengslet plate. For å studere coriolis- og sentripetalkraft kan testtriggen monteres på et roterende bord. Slik kan modellenes implementering av kreftene valideres. For å øke hastigheten, og dermed kunne analysere konsekvensene av innløpshastigheten, kan en vifte ved innløpet monteres.

5.2 Eksisterende kompressorrigg

Tilgjengelige målevariabler på nåværende tidspunkt for kompressoren er trykk, temperatur og strømningsvinkel. Målingene er begrenset til enkeltpunkter og få variabler, og er ikke tilstrekkelig for å dokumentere strømningsbildet. I tillegg til forslag for design av en testtrigg har det blitt foretatt et litteratursøk for å finne ut hvordan strømningsbildet i eksisterende kompressorrigg kan dokumenteres. Målsetning for litteratursøket var å finne metoder for å dokumentere strømmingen både for partikkelstrømning og tørrgass.

Validere strømningsbildet gjennom impellerpassasjen er en stor utfordring siden den roterer og er lukket. Ved å skifte ut enkelte deler på impeller og diffusor med pleksiglass åpnes kompressoren, og vil gi mulighet til å observere samt måle strømmingen. For eksempel kan et partikkelhastighetskamera måle hastighet og posisjon til partikler som injiseres i strømmingen.

LaVision partikkeldyse (se vedlegg G) lager små partikler som følger gasstrømmen tilnærmet perfekt. Metoden er brukt av Atif m.fl. [28] for å sammenlikne simulert og målt strømningsbilde, og gir et godt sammenlikningsgrunnlag. Med slike data er det mulig å kalibrere turbulensmodellen til å stemme bedre med målinger. Partikkelhastighetskameraet fungerer slik at en laser skyter to ganger med en tidsforskjell Δt mot en partikkel i et forsøksareal med et rutenett i bakgrunnen. Under hvert laserskudd tar et høyhastighetskamera et bilde, og ved hjelp av tilhørende programvare som analyserer hver rute i det eksponerte arealet blir strømningslinjen tegnet. Figur 5.2 viser en prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskameraet.



Figur 5.2: Prinsipiell fremstilling av partikkelhastighetskamera.

En mulighet for å dokumentere temperatur og trykk gjennom kompressoren er å bruke flytende krystalltermografi [35], og trykksensitiv maling [36]. Ved å dekke en overflate med disse to materialene får man visualisert temperatur- og trykkforløp på flatene i kompressoren. Flytende krystalltermografi virker ved at belegget skifter farge når temperaturen endres. Trykksensitiv maling virker ved at malingen reagerer med oksygenet i luften når UV-lys treffer malingen, og skifter farge. Dataprogrammer lager deretter konturer av trykk og temperatur. Muligheten for å måle temperatur og trykk gjennom hele kompressoren gir en unik sammenlikningsmulighet. Kunnskap om temperatur- og trykkforløp gjør det mulig å optimalisere tilstandslikningen i simuleringene.

En annen mulighet, brukt av Oyama m.fl. [37], krever ingen modifikasjoner på eksisterende kompressorrigg. Metoden går ut på å injisere en tynn maling eller olje slik at strømningslinjer blir tegnet på veggene i kompressoren. Ved å inspisere kompressoren etter testkjøringen kan strømningsbanene på overflatene gjennom kompressoren dokumenteres. Denne metoden er først og fremst egnet for dokumentasjon av separasjon og avbøyning til strømmingen. Separasjon i simuleringene er bestemt av turbulensmodellen, og kan kalibreres mot observasjoner av strømmingen i kompressorriggen.

5.3 Oppsummering

Det gjenstår fortsatt mye arbeid når det gjelder dokumentering av flerfasemodellene i roterende maskiner i Ansys CFX [26]. Når strømningsbildet skal dokumenteres bør det startes med enkle modeller og testtrigger, slik som foreslått geometri (se kapittel 5.1 og vedlegg J). Dermed kan observasjoner gjort i testtriggeren brukes for å optimalisere våtgass- og tørrgassmodellen.

Visuelle observasjoner i kompressorriggeren er per i dag vanskelig siden den er lukket. Basert på litteratursøk anbefales det å lage impeller- og diffusorkappen av pleksiglass eller annet gjennomsiktig materiale slik at sofistikerte målemetoder kan brukes. Fra litteratursøket har partikkelhastighetskamera vist seg å være den mest lovende metoden for å dokumentere partikkelstrømningsbildet. For å dokumentere strømningsbildet for tørr gass er flytene krystaltermografi, trykksensitiv maling eller injeksjon av maling eller tynn olje egnede metoder. På grunn av prioritering fra veileder, og tilgjengelig tid på riggen, ble den foreslåtte dokumenteringen ikke gjennomført.

6 Konklusjon

Fem forskjellige kappeprofiler ble simulert, og bare 14mm pluss kappen viste en forbedring i trykkforhold og total polytropisk virkningsgrad. Forbedringen var maksimalt på 0,27 % i trykkforhold, og 0,43 % i virkningsgrad med en volumstrøm på 0,69 m³/s. Det er dermed ikke funnet en tilstrekkelig forbedring i 14mm pluss for å vurdere kappen bedre enn originalimpelleren. Basert på observasjoner er anbefalinger til endringer på kappen 14mm pluss gitt for å øke ytelsen til den. Optimalisere kompressoren ved bare å endre B₂ er ikke mulig.

I partikkelsimuleringene la partiklene seg på trykksiden av bladet, og kastes tangentielt ut i spiralhuset. Partikkelkonsentrasjonen er derfor høy på veggene, og fasene separeres gjennom impelleren. Simuleringene viste to områder hvor partiklene kolliderer med høy hastighet. Første området er ved hub på innløpet til bladpassasjen, og andre området er veggen i spiralhuset. Det er tilknyttet et tap av bevegelsesenergi i kollisjonen, og erosjon i disse områder kan være et problem. Partiklene reduserte strømningsvinkelen til gassen som ga en mindre logaritmisk strømningsbane, og økte trykkgjenvinning til kompressoren med 4 %. Endring av massetetthet til partiklene ga minimale endringer i partikkelbaner som indikerer at kollisjoner i impeller og spiralhus blir vanskelig å unngå.

Sammenliknede resultater fra tørrgassimuleringene med målinger viste god overensstemmelse. Maksimalt avvik i strømningsvinkel er funnet til 5 % sammenliknet med verdier fra 80 % bredde i simuleringene. Målingene hadde en funksjonsavhengighet til volumstrøm som passet best med verdier i simuleringene ved kappen. Lik trend i målinger og simuleringene ved kappen indikerer at pitotrøret ikke er sentrert i diffusor. Senere observasjoner på kompressorriggen antyder at pitotrøret ligger nærmere kappen. Det er nødvendig å måle nøyaktig posisjon før simuleringene kan vurderes ytterligere. Maksimalt avvik funnet i trykkforhold var på 0,3 %, og er imponerende lavt. Det er likevel nødvendig å arbeide videre med dokumentasjon av simuleringene. Målt trykkforhold viste en annen funksjonsavhengighet til volumstrøm enn simuleringene. Denne forskjellen kan være mekaniske effekter på kompressorriggen. Flere målinger er nødvendig for å bekrefte eller avkrefte dette.

Stor usikkerhet tilknyttet resultatene i partikkelsimuleringene, og et behov for å øke sammenligningsgrunnlaget for tørrgassimuleringene gjør det nødvendig å dokumentere strømningsbildet i kompressorriggen. For å starte dette arbeidet er det foretatt et litteratursøk for å finne metoder som kan dokumentere strømningsbildet gjennom kompressoren. Litteratursøket viste flere muligheter. Første mulighet er å tegne strømningslinjer på overflaten i kompressoren med olje eller maling. Andre mulighet er å måle partikkelbaner. Det er utfordrende å måle partikkelbaner i fristrøm, og krever modifikasjoner på kompressorriggen. Siste mulighet er å bygge en ny testrigg for våtgass. Det anbefales å konstruere en ny testrigg med formål å dokumentere tørr- og våtgassmodellen i simuleringene. Redusere kompleksiteten til kompressorriggen gir økt kontroll, og reduserer antall feilkilder. Testriggen kan tilpasses sofistikert måleutstyr for best mulig målinger. Testriggen kan ses i vedlegg J.

7 Videre arbeid

Simuleringene på kappen 14mm pluss viste lav forbedring i trykkforhold og total polytropisk virkningsgrad. Basert på observasjoner er endringer på kappen foreslått. Ut fra disse endringene er det mulig å lage en ny kappeprofil. For å lage den nye kappeprofilen er det nødvendig å forbedre matlab-programmet brukt for å tegne kappeprofilene. Matlab-programmet må tillate endringer på kappeprofilen mer lokalt i bladpassasjen. Etter den nye kappeprofilen er tegnet kan ytelsen simuleres og sammenliknes med originalimpelleren.

Den lave forbedringen ved å endre kappeprofil viser en nødvendighet for å vurdere andre endringer på impelleren. Optimalisere impelleren ved å endre bladprofil er ansett som det mest naturlige valget. Ved å øke bladvinkelen på utløpet kan muligheten for å redusere logaritmisk strømningsbane i diffusor studeres. Bakgrunnen er partikkelsimuleringene som viste en økning i trykkgjenvinning på 4 %. Ved å endre krumningen på bladet er det mulig å studere om observert lav hastighetssone kan fjernes. Xinwei m.fl. [33] viste at bladet kan optimalisere ved å redusere entropiproduksjon gjennom bladpassasjen. Optimalisering av bladprofilet har da som mål å redusere logaritmisk strømningsbane i diffusor, lav hastighetssone ved kappen, og entropiproduksjon gjennom bladpassasjen. Impelleren har stor innvirkning på ytelsen til diffusoren [23]. Derfor må det kontrolleres at endringene på bladprofil ikke reduserer ytelsen for hele kompressoren.

Det har vist seg å være en stor utfordring tilknyttet dokumentasjon av resultater i partikkel- og tørrgassimuleringene. Flere forslag er presentert i kapittel 5 som mulige metoder for å bekrefte resultatet fra simuleringene. For å kunne dokumentere strømningsbildet med høyhastighetskamera på kompressorrigg er det nødvendig med modifikasjoner. Det må forsikres at modifikasjonene tåler påkjenningene under testkjøringer. En stressberegning bør gjennomføres på deler som skal rotere i høy hastighet. Deretter må de nye delene produseres og monteres på kompressorrigger, og nye observasjoner og målinger av strømmingen kan gjennomføres. Etter at målingene er gjennomført må disse sammenliknes med simuleringene, og simuleringsmodellen kan forbedres.

Kilder

- [1] British-Petroleum. (2011, 25.01.2012). *Statistical Review of World Energy 2011*. Available: www.bp.com
- [2] Oljedirektoratet. (2011). *Faktasider*. Available: <http://factpages.npd.no/factpages/Default.aspx?culture=no>
- [3] L. E. Bakken, "Status og utfordringer innen flerfase maskiner," *Statoil Forskningscenter*, 1993.
- [4] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method*, p 115-151 vol. Second edition: Pearson Education Limited, 2007.
- [5] ANSYS Inc, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*. USA: ANSYS, 2011.
- [6] F. R. Menter, M. Kuntz, and R. Langry, "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," *Software Development Department, ANSYS – CFX, 83714 Otterfing, Germany*, 2003.
- [7] S. J. Irgens, "Analyse av våtgass strømnng," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-P-2011-50*, 2011.
- [8] R. H. Aungier, *Centrifugal Compressors : A strategy for aerodynamic design and analysis*, p.85-204: ASME, 2000.
- [9] ANSYS Inc, *ANSYS CFX-Modelling Guide*. USA, 2011.
- [10] Y. Pan, T. Tanaka, and Y. Tsuji, "Turbulence Modulation by Dispersed Solid Particles in Rotating Channel Flows," *Internation Journal of Multiphase Flow*, vol. 28, pp. 527-552, 2001.
- [11] Y. Pan, T. Tanaka, and Y. Tsuji, "Direct Numerical Simulation of Particle-laden Rotating Turbulent Channel Flow," *Physics of fluid*, vol. 13, 2001.
- [12] F. M. White, *Fluid Mechanics Sixth Edition*, p. 449-501. New- York: McGraw-Hill, 2008.
- [13] O. Bratland. (2010, 20.03.2012). *Pipe Flow 2, Multi-phase flow assurance*, p. 41-93 [Electronic book]. Available: <http://drbratland.com/PipeFlow2/index.html>
- [14] R. I. Nigmatulin, *Dynamics of Multiphase Media* vol. 2. New York: Hemisphere, 1991.
- [15] D. Bonaiuti, A. Arnone, and M. Ermini, "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique," *The American Society of Mechanical Enineers journal of Turbomachinery*, 2006.
- [16] Y.-T. Lee, V. Ahuja, A. Hosangadi, M. E. Slipper, L. P. Mulvihill, R. Birkbeck, and R. M. Colman, "Impeller Design of a Centrifugal Fan with Blade Optimization," *Internation Journal of Rotating Machinery*, vol. 2011, 2011.
- [17] M. Casey and F. Gersbach, "An Optimization Thechnique for Radial Compressor Impellers," *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for land, sea and air*, 2008.
- [18] A. Whitefield and N. C. Baines, *Design of Radial Turbomachines*: Longman Scientific & Technical copublished with John Wiley & sons, 1990.
- [19] N. A. Cumpsty, *Compressor Aerodynamics*, p. 206-309: Longman Scientific & Technical, Longman Group UK Limited, 1989.
- [20] M. V. Casey, "A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors," *ASME journal of Engineering for power*, vol. 105, 1983.
- [21] L. A. Sørvik, "Validation of Wet Gas Surge Phenomena," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-83*, 2012.

- [22] T. O. Viseth, "Optimalisering av våtgass diffusor og spiralhus," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-91*, 2012.
- [23] S. Kim, J. Park, K. Ahn, and J. Baek, "Improvement of the Performance of a Centrifugal Compressor by Modifying the volute Inlet," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 132, 2010.
- [24] T. O. Viseth, "Analyse av våtgass strømnig," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-P-2011-91*, 2011.
- [25] S. M. Salim and S. C. Cheah, "Wall y+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows," *International MultiConference of Engineers and Computer Scientists, IMECS*, vol. II, 2009.
- [26] ANSYS Customer Support ved Ilona Zimmermann, "Samtale 29.02.2012."
- [27] T. Meakhail and S. O. Park, "A study of Impeller-Diffuser-Volute Interaction in a Centrifugal Fan," *ASME journal of Turbomachinery. Korea Advanced Institute of Science and Technology*, vol. 127, 2005.
- [28] A. Atif, S. Benmansour, and G. Bois, "Numerical Investigatoin of Velocity Flow Field inside an Impeller Air Model of a Centrifugal Pump with Vaned Diffuser Interaction and Comparison with PIV Measurements," *Internation Journal of Rotating Machinery*, vol. 2010, Article ID 706043, 2010.
- [29] K. V. Karanth and N. Y. Sharma, "CFD Analysis on the Effect of Radial Gap on Impeller-Diffuser Flow Interaction as well as on the Flow Characteristics of a Centrifugal Fan," *ASME, International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2009, Article ID 293508, 2009.
- [30] NTNU HPC Group Ve, available at: <https://www.hpc.ntnu.no/display/hpc/Ve>, accessed 21.05.2012 [Online].
- [31] S. T. Wereley and R. M. Lueptow, "Inertial particle motion in a Taylor Couette rotating filter," *Physics of fluid*, vol. 11, 1999.
- [32] Ø. Larsen, "Wet Gas Impeller Flow Analysis," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2011_74*, 2011.
- [33] S. Xinwei, G. Chuangang, X. Jun, and G. Chuang, "Centrifugal compressor blade optimization based on uniform design and genetic algorithms," *Journal of Power Engineering*, 2008.
- [34] D. R. Reitan, "Validation of Wet Gas Performance," *NTNU, Institutt for Energi- og Prosessteknikk, EPT-M-2012-53*, 2012.
- [35] C. C. Lee and J. Park, "Temperature Measurement of Visible Light-Emitting Diodes Using Nematic Liquid Crystal Thermography With Laser Illumination," *IEEE Photonics Technology Letters*, vol. 16, p. 3, 2004.
- [36] B. G. McLachlan and J. H. Bell, "Pressure-Sensitive Paint in Aerodynamic Testing," *Experimental Thermal and Fluid Science* 10:470.485, p. 16, 1995.
- [37] A. Oyama, M.-S. Liou, and S. Obayashi, "Transonic axial-flow blade shape optimization using evolutionary algorithm and three-dimensional Navier-Stokes solver," *AIAA 2002-5642*, p. 11, 2002.

Vedlegg

Vedlegg A matlab kode

```
clc;clear all;close all;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Programmet skal lese inn profilene til kappen   %%
%% for en sentrifugalkompressor, og gi           %%
%% mulighet for å gjøre små endringer. Bladprofil %%
%% vil ikke bli endrett på, eller kompensert for  %%
%% potensielle endringer og må tas hensyn til.   %%
%% Programmet holder innløpet konstant, og lager %%
%% en ny profil etter ny ønsket diffusorhøyde.  %%
%% Endringen er relativ fra innløpet til hvor   %%
%% shroudkurven blir lineær.                    %%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Leser inn profil
format('LONG')
[x,y,z]=textread('Shroud_STATOIL_skovl_083c.curve');
[xh,yh,zh]=textread('Hub_STATOIL_skovl_083c.curve');
xsenter=0;
zsenter=0:100;

for i=1:size(z)-1
    if(z(i)==z(i+1))           % finner lineær punkt for x-vektor
        difstart1=x(i);
        xstart=i;
        break
    end
end
for i=1:size(zh)-1
    if(zh(i)==zh(i+1))        % finner lineær punkt for z-vektor
        difstart2=xh(i);
        xstarth=i;
        break
    end
end
if difstart1==difstart2      % Er x og z linære likt, antas kurven å være
rett
    difstart=difstart1;
    xstart=max(xstart,xstarth);
end

%% Kort om lastet profil

r1hub=xh(1);
r1shroud=x(1);
h2hub=zh(end);
h2=z(end);
disp(' ----- Innløp -----')
disp(sprintf('Radius til hub : %g',r1hub))
disp(sprintf('Radius til shroud : %g',r1shroud))
disp(' ----- Utløp -----')
disp(sprintf('Høyde til hub : %g',h2hub))
disp(sprintf('Høyde til shroud : %g',h2))
disp(' -----')

%% endre profilene
% Endre profil med lineær økende forskyvning til gitt ønsket verdi
```

```

[nyx,nyz]=forskyvdiffusor( xstart,x,z);

% Tegne profil med en bezierkurve

vektor=[nyx,nyz];

nykappeBezier=Bezier(vektor,size(vektor,1));
nyyb=zeros(size(nykappeBezier,1));

% Endre krumning på profil

[forskyvp,forskyvm]=forskyvpasasje(xstart,nyx,nyz );
%% Lagre og vise resultat
tittel=[num2str(nyz(end)), 'mm utløp (diffusor)'];
Pluss=[num2str(nyz(end)), 'mm Pluss'];
Minus=[num2str(nyz(end)), 'mm Minus'];
Flyttet=[num2str(nyz(end)), 'mm Original'];

disp('Hvilke kappeprofiler ønsker du? j/n')
velgPluss=[Pluss, '? :'];
velgPluss=input(velgPluss, 's');
velgMinus=[Minus, '? :'];
velgMinus=input(velgMinus, 's');

if velgPluss=='j' && velgMinus=='j'
    filnavn=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY', num2str(nyz(end)), 'mm.CURVE'];
    skriv=fopen(filnavn, 'at');

    filnavn2=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY', num2str(nyz(end)), 'mmBezier.CURVE'];
    skriv2=fopen(filnavn2, 'at');

    filnavn3=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY', num2str(nyz(end)), 'mmKurvingPluss.CURVE'];
    skriv3=fopen(filnavn3, 'at');

    filnavn4=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY', num2str(nyz(end)), 'mmKurvingMinus.CURVE'];
    skriv4=fopen(filnavn4, 'at');

plot(x, z, xh, zh, forskyvp(:,1), forskyvp(:,2), forskyvm(:,1), forskyvm(:,2), nykappeBezier(:,1), nykappeBezier(:,2))
    legend('Original', 'Hub', Pluss, Minus, Flyttet)

    for i=1:size(x)
        fprintf(skriv, '%3.6f %3.6f %3.6f \n', nyx(i), y(i), nyz(i));
        fprintf(skriv2, '%3.6f %3.6f %3.6f \n', nykappeBezier(i,1), nyyb(i), nykappeBezier(i,2));
        fprintf(skriv3, '%3.6f %3.6f %3.6f \n', forskyvp(i,1), nyyb(i), forskyvp(i,2));
        fprintf(skriv4, '%3.6f %3.6f %3.6f \n', forskyvm(i,1), nyyb(i), forskyvm(i,2));
    end
elseif velgMinus=='j'
    filnavn=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY', num2str(nyz(end)), 'mm.CURVE'];
    skriv=fopen(filnavn, 'at');

```

```

filnavn2=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY',num2str(nyz(end)),'mmBezier.CURVE'
];
    skriv2=fopen(filnavn2,'at');

filnavn4=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY',num2str(nyz(end)),'mmKurvingMinus.
CURVE'];
    skriv4=fopen(filnavn4,'at');

plot(x,z,xh,zh,forskyvm(:,1),forskyvm(:,2),nykappeBezier(:,1),nykappeBezier
(:,2))
    legend('Original','Hub',Minus,Flyttet)

    for i=1:size(x)
        fprintf(skriv,'%3.6f  %3.6f  %3.6f \n',nyx(i),y(i),nyz(i));
        fprintf(skriv2,'%3.6f  %3.6f  %3.6f
\n',nykappeBezier(i,1),nyyb(i),nykappeBezier(i,2));
        fprintf(skriv4,'%3.6f  %3.6f  %3.6f
\n',forskyvm(i,1),nyyb(i),forskyvm(i,2));
    end
elseif velgPluss=='j'
    filnavn=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY',num2str(nyz(end)),'mm.CURVE'];
    skriv=fopen(filnavn,'at');

filnavn2=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY',num2str(nyz(end)),'mmBezier.CURVE'
];
    skriv2=fopen(filnavn2,'at');

filnavn3=['Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY',num2str(nyz(end)),'mmKurvingPluss.
CURVE'];
    skriv3=fopen(filnavn3,'at');

plot(x,z,xh,zh,forskyvp(:,1),forskyvp(:,2),nykappeBezier(:,1),nykappeBezier
(:,2))
    legend('Original','Hub',Pluss,Flyttet)

    for i=1:size(x)
        fprintf(skriv,'%3.6f  %3.6f  %3.6f \n',nyx(i),y(i),nyz(i));
        fprintf(skriv2,'%3.6f  %3.6f  %3.6f
\n',nykappeBezier(i,1),nyyb(i),nykappeBezier(i,2));
        fprintf(skriv3,'%3.6f  %3.6f  %3.6f
\n',forskyvp(i,1),nyyb(i),forskyvp(i,2));
    end
end

%% Lagre endelig resultat

% lagrer ny shroudprofil
fclose('all');
%disp(' ----- Nye kordinater -----')
%type Shroud_STATOIL_skovl_083c_NY.curve
%disp(' ----- slutt -----')

function [ R ] = Bezier( P,antallpunkt )
%BEZIER(referansepunkt,antallpunkter), returnerer en Bezierlinje laget av
%referansepunkter P.
%Funksjonen tar inn referansepunkter i P, og returnerer en ny vektor med

```

```

%"antallpunkt" elementer regnet ut fra referansepunktene med en Bezier
%kurve.
    n=size(P,1)-1;
    U=0:(1/(antallpunkt-1)):1;
    for i=0:n
        ni(i+1)=factorial(n)/(factorial(n-i)*factorial(i));
%likning 7.5, binomialkoeffisient
        Bn(i+1,:)=ni(i+1).*U.^i.*(1-U).^(n-i);
%likning 7.4, binomisk fordeling
    end
    R=(P'*Bn)'; %likning 7.2,

end

function [ forskyvp, forskyvm ] = forskyvpasasje(xstart,x,z )
%Flytte midten av en kurve gitt av x og z en brukerbestemt lengde.
%Funkjosnen tar inn punkt hvor diffusor startet (xstart), og en kurve gitt
%av x og z. Bruker blir så spurt om å velge lengde midten av kurven ønskes
%å flyttes. Det blir dannet to kurver med positiv og negativ flytting fra
%originalkurve. Deretter tegnes det en blaziuskurve for å jevne kurven
%ytterligere. Brukeren kan se endringen grafisk før valget tas.
fortsett='j';
normal=[1,1];
disp(' \n')
    while(strcmp(fortsett,'j'))
        endring=input('Angi dx for flytning av senter av pasasje :');

        relativ(1:(xstart/2))=0:(2/(xstart-1)):1;
        relativ((xstart/2):xstart)=1-(0:(2/(xstart)):1);
        relativ(xstart:size(x,1))=0;
        %% Positiv retting
        for i=1:size(x)-1
            normal(2)=-x(i+1)+x(i); %Normalvektor bestemmer retning til
flyttignen.
            normal(1)=z(i+1)-z(i);
            lengde=sqrt(normal(1)^2+normal(2)^2);
            normal=normal./lengde;
            nyxp(i,1)=x(i)+(endring.*normal(1).*relativ(i));
            nyzp(i,1)=z(i)+(endring.*normal(2).*relativ(i));
        end

        nyxp(size(x,1),1)=x(end);
        nyzp(size(z,1),1)=nyzp(end,1);
        %% Negativ retting
        for i=1:size(x)-1
            normal(2)=-x(i+1)+x(i); %Normalvektor bestemmer retning til
flyttingen
            normal(1)=z(i+1)-z(i);
            lengde=sqrt(normal(1)^2+normal(2)^2);
            normal=normal./lengde; %normaliserer normalvektor
            nyxm(i,1)=x(i)+(-endring.*normal(1).*relativ(i));
            nyzm(i,1)=z(i)+(-endring.*normal(2).*relativ(i));
        end

        nyxm(size(x,1),1)=x(end);
        nyzm(size(z,1),1)=nyzm(end,1);
        %% Grafisk framstilling av resultatet

```

```

        forskyvp(:,1)=nyxp;
        forskyvp(:,2)=nyzp;
        forskyvm(:,1)=nyxm;
        forskyvm(:,2)=nyzm;

for skyvp(1:xstart+1,:)=Bezier(forskyvp(1:xstart+1,:),size(forskyvp(1:xstart
+1,:),1));

for skyvm(1:xstart+1,:)=Bezier(forskyvm(1:xstart+1,:),size(forskyvm(1:xstart
+1,:),1));

        plot(x,z,forskyvp(:,1),forskyvp(:,2),forskyvm(:,1),forskyvm(:,2))
        legend('original','Forskøvet pluss','Forskøvet minus');xlabel(' X
[mm]');ylabel('Z [mm]')
        disp('Se plot, ønsker du å gjøre flere endringer?')
        fortsett=input('Svar j/n : ','s');
    end

end

function [ nyx,nyz ] = forskyvdiffusor( xstart,x,z)
%FORSKYVDIFFUSOR flytter den lineære delen av slutten av en kurve gitt av x
%og z, til en ønsket avstand gitt av bruker.
% Forflytningen skjer ved å fordele en dx lineært fra innløp til start av
% lineær punkt på diffusor. Resultatet er innløpet holdes konstant, mens
% diffusoren havner på ønsket høyde. Kurven flyttes i retning av
% normalvektoren.
normal=[1,1];
disp(' ')
nyshroudhoeye=input('Angi ny ønsket shroudhøyde ved utløp :');
endring=z(end)-nyshroudhoeye;
relativ=(x-x(1))./(x(xstart)-x(1));           %Lager en relativ endring fra
innløpt til lineær profil.
relativ(xstart:end)=1;
for i=1:size(x)-1
    normal(2)=-x(i+1)+x(i);                    %Normalvektor
    normal(1)=z(i+1)-z(i);                    %Normalvektor
    lengde=sqrt(normal(1)^2+normal(2)^2);
    normal=normal./lengde;                    %Normalisering av normalvektor
    nyx(i,1)=x(i)+(endring.*normal(1).*relativ(i));
    nyz(i,1)=z(i)+(endring.*normal(2).*relativ(i));
end
nyx(end+1,1)=x(end);
nyz(end+1,1)=nyz(end,1);
end

```

Vedlegg B startskript

Et eksempel på programmet for å starte simuleringene gjort i dette prosjektet følger under. Forklaring av forskjellige funksjoner og parametere kommer etter programmet.

```
#!/bin/bash
#PBS -N [Navn på simuleringen]
#PBS -l walltime=10:00:00
#PBS -l select=[#noder]:ncpus=16:mpiprocs=[# kjerner]
module load cfx/13.0.0
cd $PBS_O_WORKDIR
nodes=`cat $PBS_NODEFILE`
nodes=`echo $nodes | sed -e 's/ /,/g'`
export CFX5RSH=ssh
cfx5solve -maxet "100 [min]" -def [Navn på def-fil].def -part-
coupled -part [Antall parallelle prosesser] -par-dist $nodes -start-
method 'HP MPI Distributed Parallel'
```

[Navn på simuleringen]: Navnet på simuleringen som vises med kommandoen «qstat»

Walltime=10:00:00: Velger maksimal tid simuleringen kan bruke.

[# noder]: Velg antall datamaskiner simuleringen skal benytte.

[# kjerner]: Velg antall kjerner som brukes pr. node.

Module load cfx/13.0.0: Velger at simuleringen skal kjøres på CFX 13.0.

Cd \$PBS_O_WORKDIR: Går til mappelokasjon startprogrammet ble startet med «qsub».

nodes=`cat \$PBS_NODEFILE`: Henter ut alle noder som er valgt for simuleringen.

nodes=`echo \$nodes | sed -e 's/ /,/g'`: Lagrer informasjon om nodene på en form CFX støtter.

export CFX5RSH=ssh: Setter kommunikasjon mellom nodene til SSH-kryptering.

[Navn på def-fil].def: Navn på definisjonsfil, eks minSimulering.def

[[Antall parallelle prosesser]: Antall kjerner multipliser med antall noder simuleringen kjøres på, eksempel med 3 noder og 8 kjerner settes denne til $3 \cdot 8 = 24$.

Vedlegg C matlab kode for dråpediameter

```
clear;clc;close all
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%% Programmet regner ut kritisk dråpediameter   %%%
%%% basert fra boken "Pipe Flow 2, multi-phase  %%%
%%% flow assurance" av Ove Bratland [13]. Likninger %%%
%%% i programmet refererer direkte til boken av  %%%
%%% Bratland.                                   %%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% Data
sigmaLG=0.072;
rohL=500;
rohG=1.18;
nyL=1.025*10^-3;
%% antagelser
dDi=0.001;
dD=dDi;
vG=103.7;
vD=0.5*vG;
%% Iterasjon
konv=1;
iter=0;
kriterium=10^-20;
while konv>=kriterium
    WeDGCrit=12+18*(rohL*sigmaLG*dD/nyL^2)^-0.37; % likning (5.6.1)
    dDCrit=WeDGCrit*sigmaLG/(rohG*(vG-vD)^2); % likning (5.6.4)
    konv=abs(dD-dDCrit);
    dD=dDCrit;
    iter=iter+1;
end
%% Presentasjon av resultat
vGvD=vG/vD;
disp(' ----- Inndata ----- '))
disp(sprintf('      Sigma gass veske           : %g',sigmaLG))
disp(sprintf('      Massetetthet veske           : %g',rohL))
disp(sprintf('      Massetetthet gass            : %g',rohG))
disp(sprintf('      Kinematiskviskositet veske   : %g',nyL))
disp(' ----- Antagelser ----- '))
disp(sprintf('      Gasshastighet                 : %g',vG))
disp(sprintf('      Hastighetsforhold Vgass / Vdråper : %g',vGvD))
disp(sprintf('      Dråpediameter                 : %g',dDi))
disp(sprintf('      konvergenskriterim            : %g',kriterium))
disp(sprintf(' ----- Resultat etter %g iterasjoner ----- '
',iter))
disp(sprintf('      Webbertall                    : %g',WeDGCrit))
disp(sprintf('      Kritisk dråpediameter         : %g',dD*1000))
disp(' ----- '))
```

- [1] O. Bratland. (2010, 20.03.2012). *Pipe Flow 2, Multi-phase flow assurance*, p. 41-93 [Electronic book]. Available: <http://drbratland.com/PipeFlow2/index.html>

Vedlegg D Resultat

Under er verdier benyttet for å lage grafer presentert i denne oppgaven presentert. Flere verdier og bilder er mulig å finne i elektronisk vedlagte resultatrapporter.

I Tabell 2-Tabell 7 er T. pol. og T. isen. forkortelser på total polytropisk- og total isentropiskvirkningsgrad.

Tabell 2: Resultat av simulering for 14mm original kappen, 9 000 RPM.

14mm original 9 000 RPM					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1,080	1,034	1,245	1,334	90,161	89,632
1,000	0,957	1,249	1,340	90,467	89,941
0,900	0,860	1,253	1,349	90,692	90,163
0,850	0,812	1,255	1,352	90,689	90,153
0,810	0,773	1,255	1,355	90,500	89,949
0,720	0,687	1,252	1,354	89,246	88,616

Tabell 3: Resultat av simulering for 14mm original kappen, 10 000 RPM.

14mm original 10 000 RPM					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1,220	1,171	1,309	1,424	90,113	89,463
1,180	1,132	1,311	1,428	90,300	89,655
1,080	1,034	1,317	1,437	90,604	89,962
1,000	0,957	1,321	1,445	90,756	90,111
0,900	0,860	1,322	1,451	90,486	89,808
0,850	0,812	1,320	1,451	89,900	89,178
0,810	0,773	1,317	1,450	89,297	88,531
0,721	0,688	1,311	1,446	87,980	87,116

Tabell 4: Resultat av simulering for 13mm pluss kappen, 9 000 RPM.

13mm pluss					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1.080	1.034	1.239	1.325	89.253	88.690
0.900	0.860	1.250	1.341	89.997	89.440
0.810	0.773	1.254	1.349	90.053	89.485
0.720	0.687	1.252	1.352	89.267	88.644

Tabell 5: Resultat av simulering for 13mm minus kappen, 9 000 RPM.

13mm minus					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1.080	1.034	1.240	1.330	89.525	88.966
0.900	0.860	1.249	1.346	90.044	89.484
0.810	0.773	1.250	1.350	89.678	89.085

Tabell 6: Resultat av simulering for 12mm pluss kappen, 9 000 RPM.

12mm pluss					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1.080	1.034	1.234	1.320	88.970	88.399
0.900	0.860	1.247	1.339	89.965	89.409
0.810	0.773	1.252	1.347	90.037	89.470
0.721	0.688	1.252	1.352	89.396	88.779

Tabell 7: Resultat av simulering for 11mm pluss kappen, 9 000 RPM.

11mm pluss					
m	Q	P_{2UB}/P_{2IB}	Pr	T.Pol.	T. Isen.
1.080	1.034	1.227	1.312	88.429	87.843
0.900	0.860	1.242	1.332	89.505	88.934
0.810	0.773	1.248	1.342	89.697	89.118
0.720	0.687	1.249	1.348	89.148	88.524
0.680	0.649	1.249	1.350	88.832	88.182

I Tabell 8 og

Tabell 9 er simulert strømningsvinkelen presentert for originalimpeller med forskjellig avstand til hub.

Tabell 8: Resultat av α , simulering for 14mm original kappen, 9 000 RPM.

14mm original 9 000 RPM			
Q	α		
	bredde 20 %	bredde 50 %	bredde 80 %
1,034	77,0723	79,1014	71,644
0,957	78,663	80,827	72,7873
0,860	79,7908	82,4788	75,2239
0,812	80,0183	83,1617	76,8111
0,773	79,9197	83,7043	78,3389
0,687	79,2789	85,0733	81,8448

Tabell 9: Resultat av α , simulering for 14mm original kappen, 10 000 RPM.

14mm original 10 000 RPM			
Q	α		
	bredde 20 %	bredde 50 %	bredde 80 %
1,1705	77,6372	79,456	71,9828
1,1315	78,2721	80,2202	72,543
1,034	79,625	81,922	74,183
0,957	80,154	82,965	76,161
0,860	80,022	84,271	79,241
0,812	79,361	85,006	81,192
0,773	79,552	85,372	82,161
0,688	82,223	86,4074	81,8174

Tabell 10 Viser resultatet av sensitivitetsanalyse på maskenettet.

Tabell 10: Resultat av sensitivitetsanalyse.

Sensitivitetsanalyse							
# Elementer	# Noder	X akse	P_2/P_1	P_{UB}/P_{IB}	T. P. Virk	T. Isen. Virk.	Q innløp
7546	12207	12,207	1,360	1,125	94,432	94,122	0,860
49777	57778	57,778	1,358	1,259	92,124	91,677	0,863
49777	57778	57,778	1,358	1,259	92,129	91,681	0,863
123029	137574	137,574	1,359	1,260	92,116	91,666	0,860
234432	256128	256,128	1,355	1,257	91,516	91,033	0,860
464049	497392	497,392	1,352	1,254	91,047	90,540	0,860
1035828	1092166	1092,166	1,351	1,255	89,988	89,417	0,860
2586720	2681844	2681,844	1,348	1,253	89,883	89,309	0,860
4670460	4821478	4821,478	1,349	1,253	89,686	89,100	0,860

Vedlegg E Oppsett for simuleringer

State file created: 2012/03/07 15:09:14
CFX-13.0 build 2010.10.03-23.02

LIBRARY:

CEL:

EXPRESSIONS:

```
Ramp = if(aitem>aitem0,1,aitem/aitem0)
aitem0 = 200
myDensityInlet = areaAve(Density )@R1 Inlet
myDensityOutlet = areaAve(Density )@R1 Outlet
myInletTemperature = 25[C]
myInletTotalPressure = 0.9[bar]
myMassFlow = myOutletBoundaryConditionMassFlow *Ramp/18
myMassFlowInlet = massFlow()@R1 Inlet
myMassFlowOutlet = -massFlow()@R1 Outlet
myOutletBoundaryConditionMassFlow = 0.81[kg/s]
myPressureInlet = massFlowAve(Pressure )@R1 Inlet
myPressureOutlet = massFlowAve(Pressure )@R1 Outlet
myPressureRatio = myPressureOutlet /myPressureInlet
myRotation = 9000[rev/min]*Ramp
myVolumeFlowDifference = myVolumeflowOutlet -myVolumeflowInlet
myVolumeflowInlet = myMassFlowInlet /myDensityInlet
myVolumeflowOutlet = myMassFlowOutlet / myDensityOutlet
```

END

END

END

MATERIAL: Air Ideal Gas

```
Material Description = Air Ideal Gas (constant Cp)
Material Group = Air Data, Calorically Perfect Ideal Gases
Option = Pure Substance
Thermodynamic State = Gas
```

PROPERTIES:

```
Option = General Material
```

EQUATION OF STATE:

```
Molar Mass = 28.96 [kg kmol-1]
```

```
Option = Ideal Gas
```

END

SPECIFIC HEAT CAPACITY:

```
Option = Value
```

```
Specific Heat Capacity = 1.0044E+03 [J kg-1 K-1]
```

```
Specific Heat Type = Constant Pressure
```

END

REFERENCE STATE:

```
Option = Specified Point
```

```
Reference Pressure = 1 [atm]
```

```
Reference Specific Enthalpy = 0. [J/kg]
```

```
Reference Specific Entropy = 0. [J/kg/K]
```

```
Reference Temperature = 25 [C]
```

END

DYNAMIC VISCOSITY:

```
Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m-1 s-1]
```

```
Option = Value
```

END

THERMAL CONDUCTIVITY:

```

    Option = Value
    Thermal Conductivity = 2.61E-2 [W m^-1 K^-1]
END
ABSORPTION COEFFICIENT:
    Absorption Coefficient = 0.01 [m^-1]
    Option = Value
END
SCATTERING COEFFICIENT:
    Option = Value
    Scattering Coefficient = 0.0 [m^-1]
END
REFRACTIVE INDEX:
    Option = Value
    Refractive Index = 1.0 [m m^-1]
END
END
FLOW: Flow Analysis 1
SOLUTION UNITS:
    Angle Units = [rad]
    Length Units = [m]
    Mass Units = [kg]
    Solid Angle Units = [sr]
    Temperature Units = [K]
    Time Units = [s]
END
ANALYSIS TYPE:
    Option = Steady State
EXTERNAL SOLVER COUPLING:
    Option = None
END
END
DOMAIN: R1
    Coord Frame = Coord 0
    Domain Type = Fluid
    Location = Passage
BOUNDARY: R1 Blade
    Boundary Type = WALL
    Frame Type = Rotating
    Location = BLADE
BOUNDARY CONDITIONS:
    HEAT TRANSFER:
        Option = Adiabatic
    END
    MASS AND MOMENTUM:
        Option = No Slip Wall
    END
    WALL ROUGHNESS:
        Option = Smooth Wall
    END
END
END
BOUNDARY: R1 Hub
    Boundary Type = WALL
    Frame Type = Rotating
    Location = INBlock HUB,OUTBlock HUB,Passage HUB

```

```

BOUNDARY CONDITIONS:
  HEAT TRANSFER:
    Option = Adiabatic
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = No Slip Wall
  END
  WALL ROUGHNESS:
    Option = Smooth Wall
  END
END
END
BOUNDARY: R1 Inlet
Boundary Type = INLET
Frame Type = Stationary
Location = INBlock INFLOW
BOUNDARY CONDITIONS:
  FLOW DIRECTION:
    Option = Normal to Boundary Condition
  END
  FLOW REGIME:
    Option = Subsonic
  END
  HEAT TRANSFER:
    Option = Stationary Frame Total Temperature
    Stationary Frame Total Temperature = myInletTemperature
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Stationary Frame Total Pressure
    Relative Pressure = myInletTotalPressure
  END
  TURBULENCE:
    Option = Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
  END
END
END
BOUNDARY: R1 Outlet
Boundary Type = OUTLET
Frame Type = Stationary
Location = OUTBlock OUTFLOW
BOUNDARY CONDITIONS:
  FLOW REGIME:
    Option = Subsonic
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Mass Flow Rate = myMassFlow
    Option = Mass Flow Rate
  END
END
END
BOUNDARY: R1 Shroud
Boundary Type = WALL
Frame Type = Rotating
Location = INBlock SHROUD,OUTBlock SHROUD,Passage SHROUD
BOUNDARY CONDITIONS:
  HEAT TRANSFER:

```



```

    Option = Adiabatic
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = No Slip Wall
  END
  WALL ROUGHNESS:
    Option = Smooth Wall
  END
END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 1 Side 1
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = INBlock PER1
  BOUNDARY CONDITIONS:
    HEAT TRANSFER:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    TURBULENCE:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
  END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 1 Side 2
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = INBlock PER2
  BOUNDARY CONDITIONS:
    HEAT TRANSFER:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    TURBULENCE:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
  END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 2 Side 1
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = OUTBlock PER1
  BOUNDARY CONDITIONS:
    HEAT TRANSFER:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    TURBULENCE:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
  END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 2 Side 2

```

```

Boundary Type = INTERFACE
Location = OUTBlock PER2
BOUNDARY CONDITIONS:
  HEAT TRANSFER:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 3 Side 1
Boundary Type = INTERFACE
Location = PER1 Passage
BOUNDARY CONDITIONS:
  HEAT TRANSFER:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
BOUNDARY: R1 to R1 Periodic 3 Side 2
Boundary Type = INTERFACE
Location = PER2 Passage
BOUNDARY CONDITIONS:
  HEAT TRANSFER:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
  TURBULENCE:
    Option = Conservative Interface Flux
  END
END
END
DOMAIN MODELS:
  BUOYANCY MODEL:
    Option = Non Buoyant
  END
  DOMAIN MOTION:
    Alternate Rotation Model = true
    Angular Velocity = myRotation
    Option = Rotating
  AXIS DEFINITION:
    Option = Coordinate Axis
    Rotation Axis = Coord 0.3
  END

```

```
END
MESH DEFORMATION:
  Option = None
END
REFERENCE PRESSURE:
  Reference Pressure = 0 [atm]
END
END
FLUID DEFINITION: Air Ideal Gas
  Material = Air Ideal Gas
  Option = Material Library
MORPHOLOGY:
  Option = Continuous Fluid
END
END
FLUID MODELS:
  COMBUSTION MODEL:
    Option = None
  END
  HEAT TRANSFER MODEL:
    Option = Total Energy
  END
  THERMAL RADIATION MODEL:
    Option = None
  END
  TURBULENCE MODEL:
    Option = SST
  END
  TURBULENT WALL FUNCTIONS:
    High Speed Model = Off
    Option = Automatic
  END
END
END
DOMAIN INTERFACE: R1 to R1 Periodic 1
  Boundary List1 = R1 to R1 Periodic 1 Side 1
  Boundary List2 = R1 to R1 Periodic 1 Side 2
  Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = Rotational Periodicity
  AXIS DEFINITION:
    Option = Coordinate Axis
    Rotation Axis = Coord 0.3
  END
END
MESH CONNECTION:
  Option = Automatic
END
END
DOMAIN INTERFACE: R1 to R1 Periodic 2
  Boundary List1 = R1 to R1 Periodic 2 Side 1
  Boundary List2 = R1 to R1 Periodic 2 Side 2
  Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = Rotational Periodicity
  AXIS DEFINITION:
```

```
    Option = Coordinate Axis
    Rotation Axis = Coord 0.3
END
END
MESH CONNECTION:
    Option = Automatic
END
END
DOMAIN INTERFACE: R1 to R1 Periodic 3
Boundary List1 = R1 to R1 Periodic 3 Side 1
Boundary List2 = R1 to R1 Periodic 3 Side 2
Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
    Option = Rotational Periodicity
    AXIS DEFINITION:
        Option = Coordinate Axis
        Rotation Axis = Coord 0.3
    END
END
MESH CONNECTION:
    Option = Automatic
END
END
OUTPUT CONTROL:
    BACKUP RESULTS: Backup Results 1
        File Compression Level = Default
        Option = Standard
    OUTPUT FREQUENCY:
        Iteration Interval = 200
        Option = Iteration Interval
    END
END
MONITOR OBJECTS:
    EFFICIENCY OUTPUT:
        Efficiency Calculation Method = Total to Total
        Efficiency Type = Compression
        Inflow Boundary = R1 Inlet
        Option = Output To Solver Monitor
        Outflow Boundary = R1 Outlet
    END
    MONITOR BALANCES:
        Option = Full
    END
    MONITOR FORCES:
        Option = Full
    END
    MONITOR PARTICLES:
        Option = Full
    END
    MONITOR POINT: Mass flow Inlet
        Expression Value = myMassFlowInlet
        Option = Expression
    END
    MONITOR POINT: Mass flow Outlet
        Expression Value = myMassFlowOutlet
        Option = Expression
```

```
END
MONITOR POINT: Pressure ratio
  Expression Value = myPressureRatio
  Option = Expression
END
MONITOR POINT: Volume flow difference
  Expression Value = myVolumeFlowDifference
  Option = Expression
END
MONITOR RESIDUALS:
  Option = Full
END
MONITOR TOTALS:
  Option = Full
END
END
RESULTS:
  File Compression Level = Default
  Option = Standard
  Output Equation Residuals = All
END
END
SOLVER CONTROL:
  Turbulence Numerics = First Order
ADVECTION SCHEME:
  Option = Upwind
END
CONVERGENCE CONTROL:
  Length Scale Option = Conservative
  Maximum Number of Iterations = 1000
  Minimum Number of Iterations = 200
  Timescale Control = Auto Timescale
  Timescale Factor = 1
END
CONVERGENCE CRITERIA:
  Conservation Target = 0.01
  Residual Target = 0.00001
  Residual Type = RMS
END
DYNAMIC MODEL CONTROL:
  Global Dynamic Model Control = On
END
END
END
COMMAND FILE:
  Version = 13.0
END
SIMULATION CONTROL:
EXECUTION CONTROL:
  EXECUTABLE SELECTION:
    Double Precision = No
  END
INTERPOLATOR STEP CONTROL:
  Runtime Priority = Standard
  END
PARTITIONER STEP CONTROL:
```

```
Multidomain Option = Independent Partitioning
Runtime Priority = Standard
PARTITIONING TYPE:
  MeTiS Type = k-way
  Option = MeTiS
  Partition Size Rule = Automatic
END
END
RUN DEFINITION:
  Run Mode = Full
  Solver Input File = \
    C:\Users\Stephen\Documents\Skole\master\CFX\Impeller \
    13mm\pluss\9k0.81p\9k0.81p.def
END
SOLVER STEP CONTROL:
  Runtime Priority = Standard
PARALLEL ENVIRONMENT:
  Start Method = Serial
END
END
END
END
```

Vedlegg F Oppsett for partikkelsimuleringer

State file created: 2012/03/20 15:00:56
CFX-13.0 build 2010.10.03-23.02

LIBRARY:

CEL:

EXPRESSIONS:

```
Ramp = if(aitem>aitem0,1,aitem/aitem0)
aitem0 = 200
myDensityInlet = areaAve(Density )@R1 Inlet
myDensityOutlet = areaAve(Density )@Outlet
myInletTemperature = 25[C]
myInletTotalPressure = 0.9[bar]
myInletVelocity = massFlowAve(Velocity )@R1 Inlet/2
myMassFlow = myOutletBoundaryConditionMassFlow *Ramp/18
myMassFlowInlet = massFlow()@Outlet
myMassFlowOutlet = -massFlow()@Outlet
myOutletBoundaryConditionMassFlow = 1 [kg/s]
myParalellCoeffisient = 0.75
myParticleDensity = 1500[kg/m^3]
myParticleDiameter = 0.285984[mm]
myPerpendicularCoefficient = 0.1
myPressureInlet = massFlowAve(Pressure )@R1 Inlet
myPressureOutlet = massFlowAve(Pressure )@Outlet
myPressureRatio = myPressureOutlet /myPressureInlet
myRotation = 9000[rev/min]*Ramp
myVolumeFlowDifference = myVolumeflowOutlet -myVolumeflowInlet
myVolumeflowInlet = myMassFlowInlet /myDensityInlet
myVolumeflowOutlet = myMassFlowOutlet / myDensityOutlet
```

END

MATERIAL GROUP: User

Group Description = Materials that are defined by the user

END

MATERIAL: Air Ideal Gas

Material Description = Air Ideal Gas (constant Cp)
Material Group = Air Data, Calorically Perfect Ideal Gases
Option = Pure Substance
Thermodynamic State = Gas

PROPERTIES:

Option = General Material

EQUATION OF STATE:

Molar Mass = 28.96 [kg kmol⁻¹]

Option = Ideal Gas

END

SPECIFIC HEAT CAPACITY:

Option = Value

Specific Heat Capacity = 1.0044E+03 [J kg⁻¹ K⁻¹]

Specific Heat Type = Constant Pressure

END

REFERENCE STATE:

Option = Specified Point

Reference Pressure = 1 [atm]

Reference Specific Enthalpy = 0. [J/kg]

Reference Specific Entropy = 0. [J/kg/K]

Reference Temperature = 25 [C]

```

END
DYNAMIC VISCOSITY:
  Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m^-1 s^-1]
  Option = Value
END
THERMAL CONDUCTIVITY:
  Option = Value
  Thermal Conductivity = 2.61E-2 [W m^-1 K^-1]
END
ABSORPTION COEFFICIENT:
  Absorption Coefficient = 0.01 [m^-1]
  Option = Value
END
SCATTERING COEFFICIENT:
  Option = Value
  Scattering Coefficient = 0.0 [m^-1]
END
REFRACTIVE INDEX:
  Option = Value
  Refractive Index = 1.0 [m m^-1]
END
END
END
MATERIAL: particle
  Material Group = Particle Solids
  Option = Pure Substance
  Thermodynamic State = Solid
PROPERTIES:
  Option = General Material
EQUATION OF STATE:
  Density = myParticleDensity
  Molar Mass = 18.01528 [kg kmol^-1]
  Option = Value
END
END
END
FLOW: Flow Analysis 1
SOLUTION UNITS:
  Angle Units = [rad]
  Length Units = [m]
  Mass Units = [kg]
  Solid Angle Units = [sr]
  Temperature Units = [K]
  Time Units = [s]
END
ANALYSIS TYPE:
  Option = Steady State
EXTERNAL SOLVER COUPLING:
  Option = None
END
END
DOMAIN: R1
  Coord Frame = Coord 0
  Domain Type = Fluid
  Location = Entire Passage

```



```

BOUNDARY: IF_R1toS1 Side 1
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = Entire Passage OUTFLOW
  BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    TURBULENCE:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
  END
END
BOUNDARY: R1 Blade
  Boundary Type = WALL
  Frame Type = Rotating
  Location = Entire BLADE
  BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = No Slip Wall
    END
    WALL ROUGHNESS:
      Option = Smooth Wall
    END
  END
FLUID: particle
  BOUNDARY CONDITIONS:
    PARTICLE WALL INTERACTION:
      Option = Equation Dependent
    END
    VELOCITY:
      Option = Restitution Coefficient
      Parallel Coefficient of Restitution =
myParalellCoeffisient
      Perpendicular Coefficient of Restitution = \
      myPerpendicularCoefficient
    END
  END
END
BOUNDARY: R1 Hub
  Boundary Type = WALL
  Frame Type = Rotating
  Location = Entire Passage HUB,Entire INBlock HUB
  BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = No Slip Wall
    END
    WALL ROUGHNESS:
      Option = Smooth Wall
    END
  END
FLUID: particle
  BOUNDARY CONDITIONS:
    PARTICLE WALL INTERACTION:
      Option = Equation Dependent
    END
  END

```

```

    VELOCITY:
        Option = Restitution Coefficient
        Parallel Coefficient of Restitution =
myParalellCoeffisient
        Perpendicular Coefficient of Restitution = \
            myPerpendicularCoefficient
    END
END
END
BOUNDARY: R1 Inlet
Boundary Type = INLET
Frame Type = Stationary
Location = Entire INBlock INFLOW
BOUNDARY CONDITIONS:
    FLOW DIRECTION:
        Option = Normal to Boundary Condition
    END
    FLOW REGIME:
        Option = Subsonic
    END
    MASS AND MOMENTUM:
        Option = Stationary Frame Total Pressure
        Relative Pressure = myInletTotalPressure
    END
    TURBULENCE:
        Option = Medium Intensity and Eddy Viscosity Ratio
    END
END
FLUID: particle
BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
        Normal Speed = myInletVelocity
        Option = Normal Speed
    END
    PARTICLE DIAMETER DISTRIBUTION:
        Diameter = myParticleDiameter
        Option = Specified Diameter
    END
    PARTICLE MASS FLOW RATE:
        Mass Flow Rate = 0.05 [kg s-1]
    END
    PARTICLE POSITION:
        Option = Uniform Injection
        Particle Locations = Equally Spaced
    NUMBER OF POSITIONS:
        Number = 400
        Option = Direct Specification
    END
END
END
END
BOUNDARY: R1 Shroud
Boundary Type = WALL
Frame Type = Rotating

```

```

Location = Entire Passage SHROUD,Entire INBlock SHROUD
BOUNDARY CONDITIONS:
  MASS AND MOMENTUM:
    Option = No Slip Wall
  END
  WALL ROUGHNESS:
    Option = Smooth Wall
  END
END
FLUID: particle
  BOUNDARY CONDITIONS:
    PARTICLE WALL INTERACTION:
      Option = Equation Dependent
    END
    VELOCITY:
      Option = Restitution Coefficient
      Parallel Coefficient of Restitution =
myParalellCoeffisient
      Perpendicular Coefficient of Restitution = \
      myPerpendicularCoefficient
    END
  END
END
END
DOMAIN MODELS:
  BUOYANCY MODEL:
    Option = Non Buoyant
  END
  DOMAIN MOTION:
    Alternate Rotation Model = On
    Angular Velocity = myRotation
    Option = Rotating
  AXIS DEFINITION:
    Option = Coordinate Axis
    Rotation Axis = Coord 0.3
  END
END
MESH DEFORMATION:
  Option = None
END
REFERENCE PRESSURE:
  Reference Pressure = 0 [atm]
END
END
FLUID DEFINITION: Air Ideal Gas
  Material = Air Ideal Gas
  Option = Material Library
MORPHOLOGY:
  Option = Continuous Fluid
END
END
FLUID DEFINITION: particle
  Material = particle
  Option = Material Library
MORPHOLOGY:
  Option = Dispersed Particle Transport Solid

```

```
PARTICLE DIAMETER DISTRIBUTION:
  Diameter = myParticleDiameter
  Option = Specified Diameter
END
PARTICLE SHAPE FACTORS:
  Cross Sectional Area Factor = 1.0
END
END
END
FLUID MODELS:
  COMBUSTION MODEL:
    Option = None
  END
  FLUID: particle
    EROSION MODEL:
      Option = None
    END
    PARTICLE ROUGH WALL MODEL:
      Option = None
    END
  END
  HEAT TRANSFER MODEL:
    Fluid Temperature = 25 [C]
    Option = Isothermal
  END
  THERMAL RADIATION MODEL:
    Option = None
  END
  TURBULENCE MODEL:
    Option = SST
  END
  TURBULENT WALL FUNCTIONS:
    Option = Automatic
  END
END
FLUID PAIR: Air Ideal Gas | particle
  Particle Coupling = Fully Coupled
  MOMENTUM TRANSFER:
    DRAG FORCE:
      Option = Schiller Naumann
    END
    PRESSURE GRADIENT FORCE:
      Option = None
    END
    TURBULENT DISPERSION FORCE:
      Option = None
    END
    VIRTUAL MASS FORCE:
      Option = None
    END
  END
END
END
DOMAIN: S1
  Coord Frame = Coord 0
  Domain Type = Fluid
```

```
Location = Assembly 2
BOUNDARY: IF_R1toS1 Side 2
  Boundary Type = INTERFACE
  Location = inlet
  BOUNDARY CONDITIONS:
    MASS AND MOMENTUM:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
    TURBULENCE:
      Option = Conservative Interface Flux
    END
  END
END
BOUNDARY: Outlet
  Boundary Type = OUTLET
  Location = outlet
  BOUNDARY CONDITIONS:
    FLOW REGIME:
      Option = Subsonic
    END
    MASS AND MOMENTUM:
      Mass Flow Rate = myMassFlow
      Option = Mass Flow Rate
    END
  END
END
BOUNDARY: S1 Default
  Boundary Type = WALL
  Location = \
```

F1179.724,F1180.724,F1181.724,F726.724,F727.724,F728.724,F729.724,F731\

.724,F732.724,F733.724,F735.724,F737.724,F738.724,F739.724,F740.724,F74\

41.724,F743.724,F744.724,F745.724,F746.724,F747.724,F749.724,F750.724,\

F751.724,F752.724,F753.724,F755.724,F756.724,F757.724,F758.724,F759.72\

4,F761.724,F762.724,F763.724,F764.724,F765.724,F767.724,F768.724,F769.\

724,F770.724,F771.724,F773.724,F774.724,F775.724,F776.724,F777.724,F77\

9.724,F780.724,F781.724,F782.724,F783.724,F785.724,F786.724,F787.724,F\

788.724,F789.724,F791.724,F792.724,F793.724,F794.724,F795.724,F797.724\

,F798.724,F799.724,F800.724,F801.724,F803.724,F804.724,F805.724,F806.7\

24, F807.724, F809.724, F810.724, F811.724, F812.724, F813.724, F815.724, F816\
.724, F817.724, F818.724, F819.724, F821.724, F822.724, F823.724, F824.724, F8\
25.724, F827.724, F828.724, F829.724, F830.724, F831.724, F833.724, F834.724,\
F835.724, F836.724, F837.724, F839.724, F840.724, F841.724, F842.724, F843.72\
4, F845.724, F846.724, F847.724, F848.724, F849.724, F851.724, F852.724, F853.\
724, F854.724, F855.724, F857.724, F858.724, F859.724, F860.724, F861.724, F86\
3.724, F864.724, F865.724, F866.724, F867.724, F869.724, F870.724, F871.724, F\
872.724, F873.724, F875.724, F876.724, F877.724, F878.724, F879.724, F881.724\
, F882.724, F883.724, F884.724, F885.724, F887.724, F888.724, F889.724, F890.7\
24, F891.724, F893.724, F894.724, F895.724, F896.724, F897.724, F899.724, F900\
.724, F901.724, F902.724, F903.724, F905.724, F906.724, F907.724, F908.724, F9\
09.724, F911.724, F912.724, F913.724, F914.724, F915.724, F917.724, F918.724,\
F919.724, F920.724, F921.724, F923.724, F924.724, F925.724, F926.724, F927.72\
4, F929.724, F930.724, F931.724, F932.724, F933.724, F935.724, F936.724, F938.\
724, F939.724, F940.724, F941.724, F942.724
BOUNDARY CONDITIONS:
MASS AND MOMENTUM:
Option = No Slip Wall
END
WALL ROUGHNESS:
Option = Smooth Wall
END
END
FLUID: particle
BOUNDARY CONDITIONS:
PARTICLE WALL INTERACTION:
Option = Equation Dependent
END

```

    VELOCITY:
        Option = Restitution Coefficient
        Parallel Coefficient of Restitution =
myParalellCoeffisient
        Perpendicular Coefficient of Restitution = \
            myPerpendicularCoefficient
    END
END
END
DOMAIN MODELS:
    BUOYANCY MODEL:
        Option = Non Buoyant
    END
    DOMAIN MOTION:
        Option = Stationary
    END
    MESH DEFORMATION:
        Option = None
    END
    REFERENCE PRESSURE:
        Reference Pressure = 0 [atm]
    END
END
FLUID DEFINITION: Air Ideal Gas
    Material = Air Ideal Gas
    Option = Material Library
    MORPHOLOGY:
        Option = Continuous Fluid
    END
END
FLUID DEFINITION: particle
    Material = particle
    Option = Material Library
    MORPHOLOGY:
        Option = Dispersed Particle Transport Solid
    PARTICLE DIAMETER DISTRIBUTION:
        Diameter = myParticleDiameter
        Option = Specified Diameter
    END
    PARTICLE SHAPE FACTORS:
        Cross Sectional Area Factor = 1.0
    END
END
FLUID MODELS:
    COMBUSTION MODEL:
        Option = None
    END
    FLUID: particle
        EROSION MODEL:
            Option = None
        END
        PARTICLE ROUGH WALL MODEL:
            Option = None
        END
    END

```

```

END
HEAT TRANSFER MODEL:
  Fluid Temperature = 25 [C]
  Option = Isothermal
END
THERMAL RADIATION MODEL:
  Option = None
END
TURBULENCE MODEL:
  Option = SST
END
TURBULENT WALL FUNCTIONS:
  Option = Automatic
END
END
FLUID PAIR: Air Ideal Gas | particle
Particle Coupling = Fully Coupled
MOMENTUM TRANSFER:
  DRAG FORCE:
    Option = Schiller Naumann
  END
  PRESSURE GRADIENT FORCE:
    Option = None
  END
  TURBULENT DISPERSION FORCE:
    Option = None
  END
  VIRTUAL MASS FORCE:
    Option = None
  END
END
END
END
DOMAIN INTERFACE: IF_RltoS1
Boundary List1 = IF_RltoS1 Side 1
Boundary List2 = IF_RltoS1 Side 2
Interface Type = Fluid Fluid
INTERFACE MODELS:
  Option = General Connection
FRAME CHANGE:
  Option = Frozen Rotor
END
MASS AND MOMENTUM:
  Option = Conservative Interface Flux
MOMENTUM INTERFACE MODEL:
  Option = None
  END
END
PITCH CHANGE:
  Option = None
  END
END
MESH CONNECTION:
  Option = GGI
  END
END
END

```



```
OUTPUT CONTROL:
  BACKUP RESULTS: Backup Results 1
    File Compression Level = Default
    Option = Standard
  OUTPUT FREQUENCY:
    Iteration Interval = 200
    Option = Iteration Interval
  END
END
MONITOR OBJECTS:
  EFFICIENCY OUTPUT:
    Efficiency Calculation Method = Total to Total
    Efficiency Type = Compression
    Inflow Boundary = R1 Inlet
    Option = Output To Solver Monitor
    Outflow Boundary = Outlet
  END
  MONITOR BALANCES:
    Option = Full
  END
  MONITOR FORCES:
    Option = Full
  END
  MONITOR PARTICLES:
    Option = Full
  END
  MONITOR POINT: Mass flow Inlet
    Expression Value = myMassFlowInlet
    Option = Expression
  END
  MONITOR POINT: Mass flow Outlet
    Expression Value = myMassFlowOutlet
    Option = Expression
  END
  MONITOR POINT: Pressure ratio
    Expression Value = myPressureRatio
    Option = Expression
  END
  MONITOR POINT: Volume flow difference
    Expression Value = myVolumeFlowDifference
    Option = Expression
  END
  MONITOR RESIDUALS:
    Option = Full
  END
  MONITOR TOTALS:
    Option = Full
  END
END
RESULTS:
  File Compression Level = Default
  Option = Standard
  Output Equation Residuals = All
  END
END
SOLVER CONTROL:
```

```
Turbulence Numerics = First Order
ADVECTION SCHEME:
  Option = Upwind
END
CONVERGENCE CONTROL:
  Length Scale Option = Conservative
  Maximum Number of Iterations = 2000
  Minimum Number of Iterations = 200
  Timescale Control = Auto Timescale
  Timescale Factor = 1
END
CONVERGENCE CRITERIA:
  Conservation Target = 0.01
  Residual Target = 0.00001
  Residual Type = RMS
END
DYNAMIC MODEL CONTROL:
  Global Dynamic Model Control = On
END
ELAPSED WALL CLOCK TIME:
  Elapsed Time = 90 [min]
  Option = Maximum Run Time
END
PARTICLE CONTROL:
  PARTICLE INTEGRATION:
    Option = Forward Euler
  END
END
END
EXPERT PARAMETERS:
  topology estimate factor zif = 1.2
END
END
COMMAND FILE:
  Version = 13.0
END
SIMULATION CONTROL:
  EXECUTION CONTROL:
    EXECUTABLE SELECTION:
      Double Precision = No
    END
    INTERPOLATOR STEP CONTROL:
      Runtime Priority = Standard
    END
    PARTITIONER STEP CONTROL:
      Multidomain Option = Independent Partitioning
      Runtime Priority = Standard
    PARTITIONING TYPE:
      MeTiS Type = k-way
      Option = MeTiS
      Partition Size Rule = Automatic
    END
  END
  RUN DEFINITION:
    Run Mode = Full
    Solver Input File = \
```

```
C:\Users\Stephen\Documents\Skole\master\CFX\Partikler\14mm\14mmRoh15  
00\  
    .def
```

```
    END
```

```
    SOLVER STEP CONTROL:
```

```
        Runtime Priority = Standard
```

```
        PARALLEL ENVIRONMENT:
```

```
            Start Method = Serial
```

```
        END
```

```
    END
```

```
END
```

```
END
```

Vedlegg G Partikkelgenerator



Aerosol Generator



for tracer particle generation

The **LaVision Aerosol Generator** generates a polydisperse aerosol by atomizing liquids into particles in the submicrometer range. In combination with our **FlowMaster** (LaVision's PIV systems) it is designed to measure velocities in air flow.

The model has a compact and portable size. It sustains a counter pressure up to 10 bar.

Applications

Together with our **FlowMaster** systems, the seeder can be used in most applications for Particle Image Velocimetry (PIV) in air flow phenomena, like:

- ▶ aerodynamics
- ▶ wind tunnel
- ▶ turbomachinery
- ▶ engine flows
- ▶ reactive flow fields
- ▶ industrial flow systems (pumps, mixers)
- ▶ life science flow phenomena

Operation

Four atomizer nozzles are integrated in the liquid vessel. The particle concentration is set by adjusting the pressure reducer and/or by opening or closing the nozzles.

Gas passes the atomizer nozzles and produces a high-velocity jet. As a result, the liquid in the reservoir bottle is broken up into droplets and suspended in the flow.

Large droplets are removed by the liquid vessel. This leads to a particle size predominantly below 1 micrometer.

ordering information :	part# 1108926
------------------------	---------------

LAVISION GMBH

ANNA-VANDENHOECK-RING 19 / D-37081 GOETTINGEN / GERMANY
E-MAIL: INFO@LAVISION.COM / WWW.LAVISION.COM
TEL. +49-(0)5 51 - 9004-0 / FAX +49-(0)5 51 - 9004-100

LAVISION INC.

301 W. MICHIGAN AVE. / SUITE 403 / YPSILANTI, MI 48197 / USA
E-MAIL: SALES@LAVISIONINC.COM / WWW.LAVISIONINC.COM
PHONE: (734) 485-0913 / FAX: (240) 465-4306



Aerosol Generator

Production rate: 10^8 #/s per jet ; 4 jets
 Air supply: Max. 16 bar (230 psi), min. 2 bar

Compressed-air is needed:

Outlet: $\frac{3}{4}$ "
 Inlet: Male DN 7,2

Counter pressure: Max. 10 bar (140 psi)
 Flowrate: 1...7.5 m³/h
 Liquid reservoir: 100 ml
 Size (H x L x W): 260 x 310 x 220 mm³
 Weight: 4 kg

Liquids:

DEHS, vegetable oil

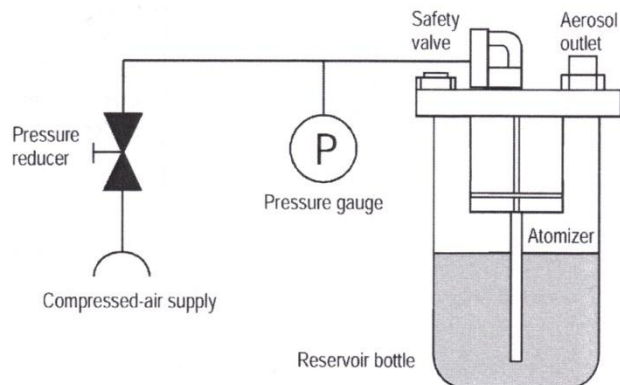
Aerosol specification for DEHS :

Particle Sizes: Concentration

Total:	$> 10^8$ #/cm ³
0.2 μ m:	$2 \cdot 10^7$ #/ cm ³
0.5 μ m:	$5 \cdot 10^7$ #/ cm ³
1.0 μ m:	$1 \cdot 10^8$ #/ cm ³
0.3 – 0.5 μ m:	$1.5 \cdot 10^7$ #/ cm ³
0.5 - 1.0 μ m:	$8 \cdot 10^6$ #/ cm ³

Modal: 0.25 μ m

Schematic of the seeder :



Data provided by LaVision
 is believed to be true.
 However, no responsibility
 is assumed for possible
 inaccuracies or omissions.
 All data are subject to
 change without notice.
 May-06

LAVISION GMBH
 ANNA-VANDENHOECK-RING 19 / D-37081 GOETTINGEN / GERMANY
 E-MAIL: INFO@LAVISION.COM / WWW.LAVISION.COM
 TEL. +49-(0)5 51 - 9004- 0 / FAX +49-(0)5 51 - 9004-100

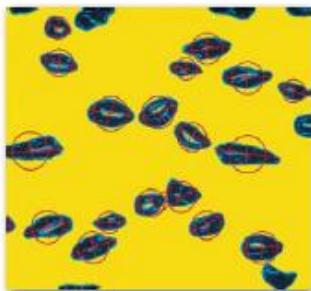
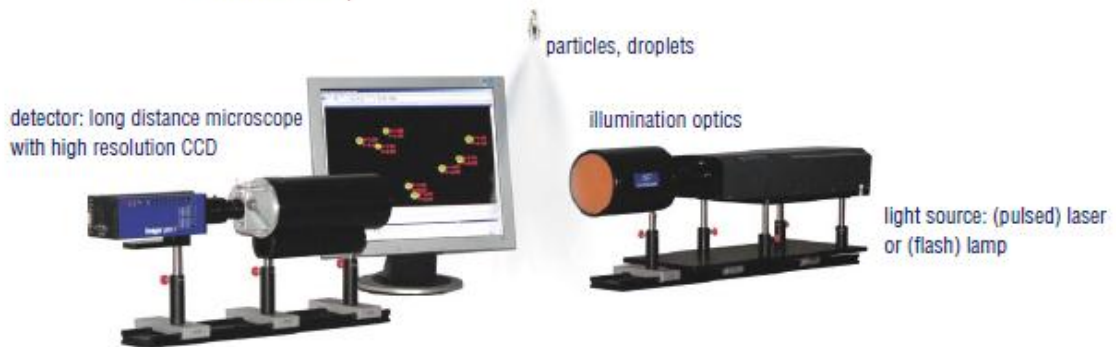
LAVISION INC.
 301 W. MICHIGAN AVE. / SUITE 403 / YPSILANTI, MI 48197 / USA
 E-MAIL: SALES@LAVISIONINC.COM / WWW.LAVISIONINC.COM
 PHONE: (734) 485-0913 / FAX: (248) 465 - 4306

Vedlegg H: Instrument for dokumentering av strømningsbilde

Datablad LaVision ParticleMaster:

ParticleMaster Shadow

ParticleMaster Shadow is based on backlight illumination and high-magnification imaging. The shadow of particles in the focal plane of the optics is imaged.



air bubbles in water



droplets and ligaments in air

information

- ▶ particle size (d)
- ▶ particle position (x, y)
- ▶ particle shape (excentricity)
- ▶ statistics, histograms (D_{10} , D_{32} , D_{v50})
- ▶ velocity (v_x, v_y)
- ▶ density
- ▶ mass flux

applications

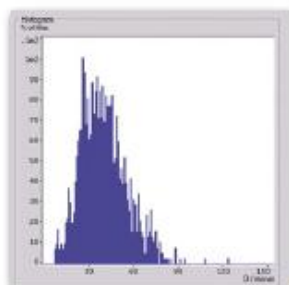
- ▶ liquid sprays (water, fuel, paint, emulsions)
- ▶ spray breakup (ligaments, breakup region)
- ▶ powder, solid particles (alloys, ceramics)
- ▶ bubbles (heat exchangers, industrial processes)

system components

- ▶ ParticleMaster Shadow Sizing software
 - ▶ CCD camera*
 - ▶ long distance microscope or macro lens
 - ▶ laser*, laser diode flasher or flash lights, illumination optics
- *standard PV components

upgrades

- ▶ PIV or planar LIF systems for multi-phase flows



particle size histogram

ParticleMaster IMI

ParticleMaster IMI is based on **Interferometric Mie Imaging**. The spatial Mie scattering intensity distribution is recorded. Size information is obtained from defocused imaging.



$$d = \frac{2 \cdot \lambda}{\Delta\phi} \left[\cos\left(\frac{\phi}{2}\right) + \frac{n \cdot \sin\left(\frac{\phi}{2}\right)}{\sqrt{1 + n^2 - 2 \cdot n \cdot \cos\left(\frac{\phi}{2}\right)}} \right]^{-1}$$

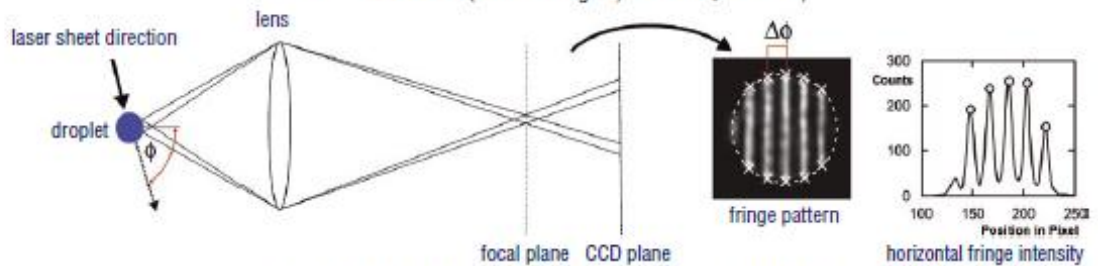
Reference: W. J. Glombig, S.-H. Chen, Appl. Opt., 20 (14), 1981.

information

- ▶ particle size (d)
- ▶ particle position (x, y, z)
- ▶ velocity (v_x, v_y, v_z)
- ▶ statistics, histograms (D₁₀, D₃₂, D_{V50})
- ▶ density
- ▶ mass flux

applications

- ▶ transparent sprays (water, fuel, pharma-sprays)
- ▶ droplet clouds (evaporation and condensation)
- ▶ bubbles (heat exchangers, industrial processes)



Reference: A. Graßmann, F. Peters, personal communication, 10th Fachtagung GALA, Rostock, 2002, 11th Fachtagung GALA, Braunschweig, 2003.



special IMI features

- ▶ auto-detection and fringe pattern analysis (DaVis IMI Sizing)
- ▶ FFT with sub-pixel accuracy & advanced evaluation algorithms
- ▶ centroiding algorithm for high-accuracy positioning and velocity determination
- ▶ high-aperture macro lens

system components

- ▶ **ParticleMaster IMI Sizing** software
- ▶ CCD camera*, macro lens
- ▶ laser*, sheet optics*
- *standard PIV components

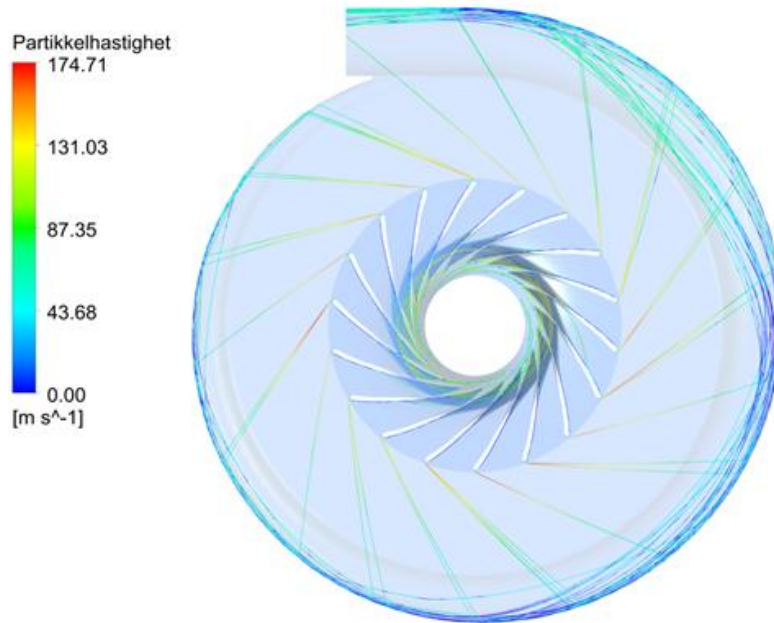
upgrades

- ▶ PIV or planar LIF systems for multi-phase flows

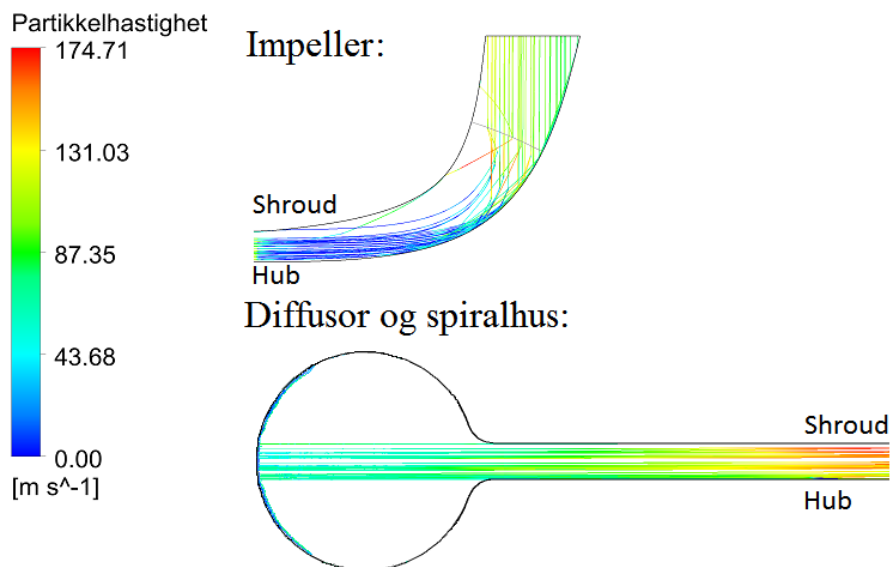
Vedlegg I: Partikkel resultat

Under følger de strømningsbilder som har blitt produsert for ulike massetetthet og diffusorbredde. Alle figurer viser samme tendenser/resultat som er beskrevet i kapittel 4.

14 mm diffusorbredde med original impeller. Massetetthet = 1500 kg/m^3

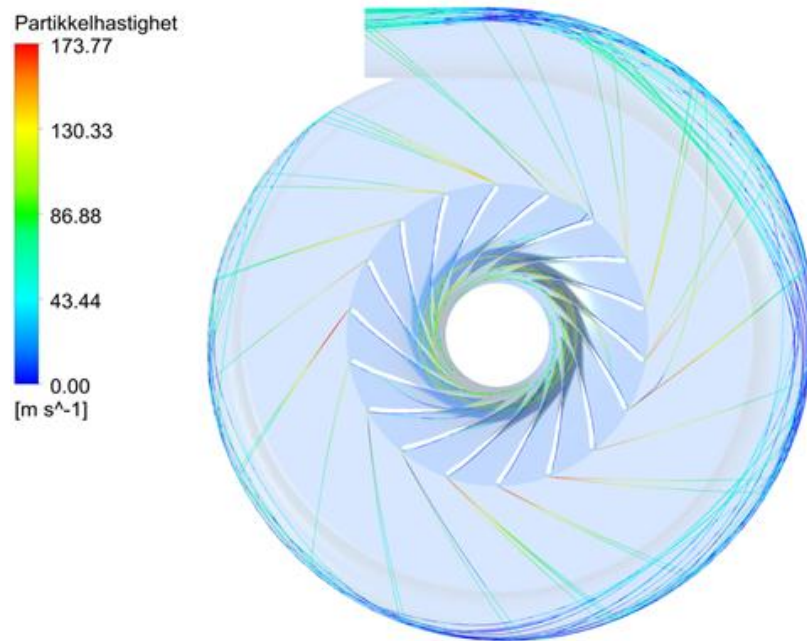


Figur I1: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

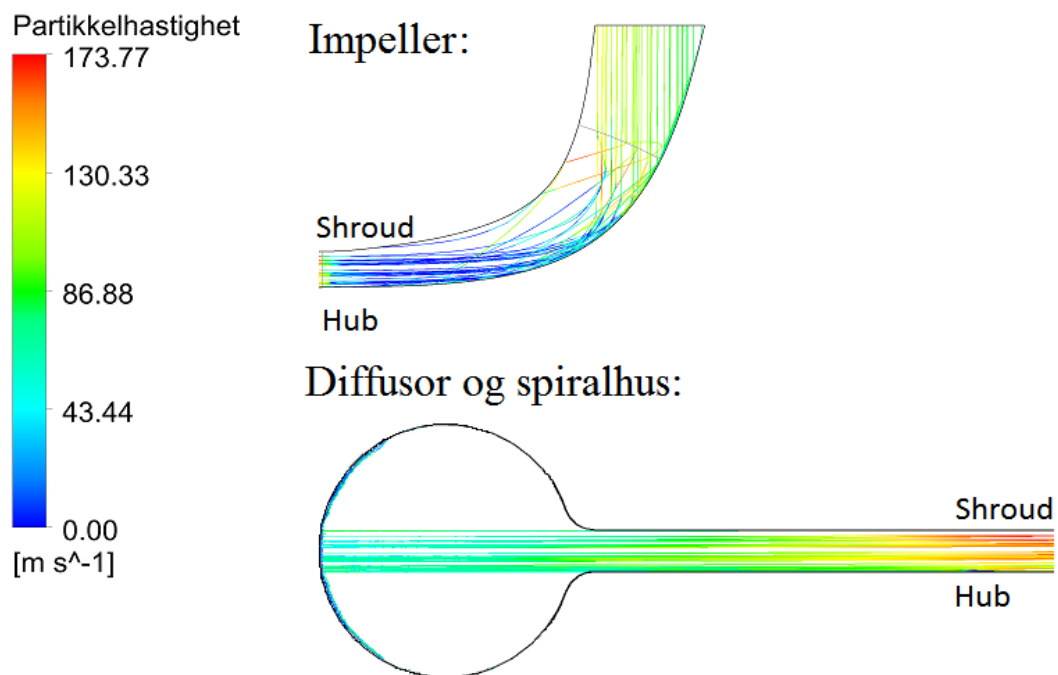


Figur I2: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, $0,96 \text{ m}^3/\text{s}$ (av dette er $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ partikler), 1500 kg/m^3 .

14 mm diffusorbredde med original impeller. Massetetthet = 1000 kg/m³

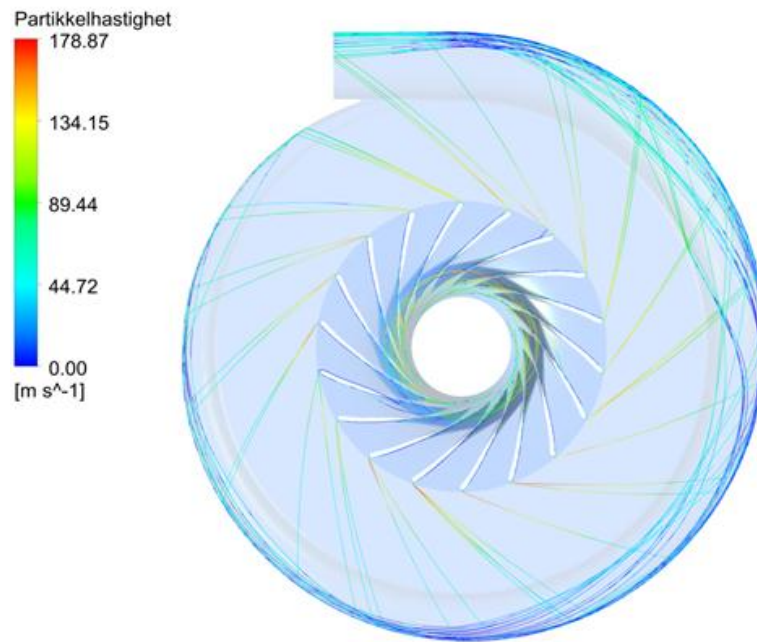


Figur I3: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1000 kg/m³.

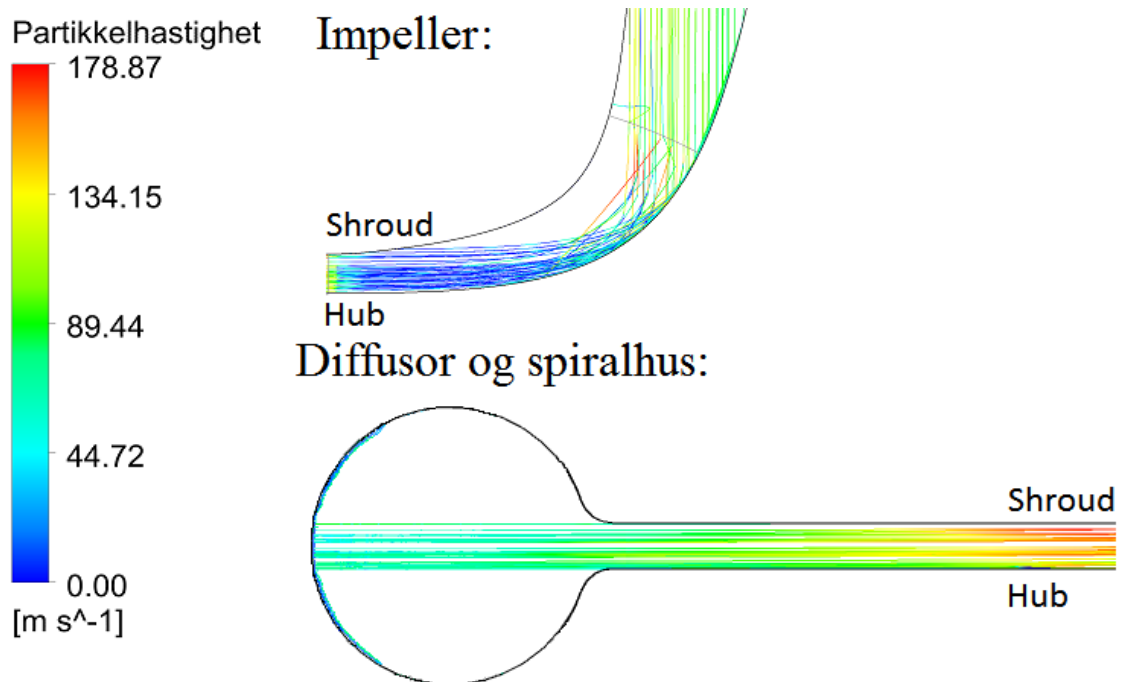


Figur I4: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1000 kg/m³.

14 mm diffusorbredde med original impeller. Massetetthet = 500 kg/m³

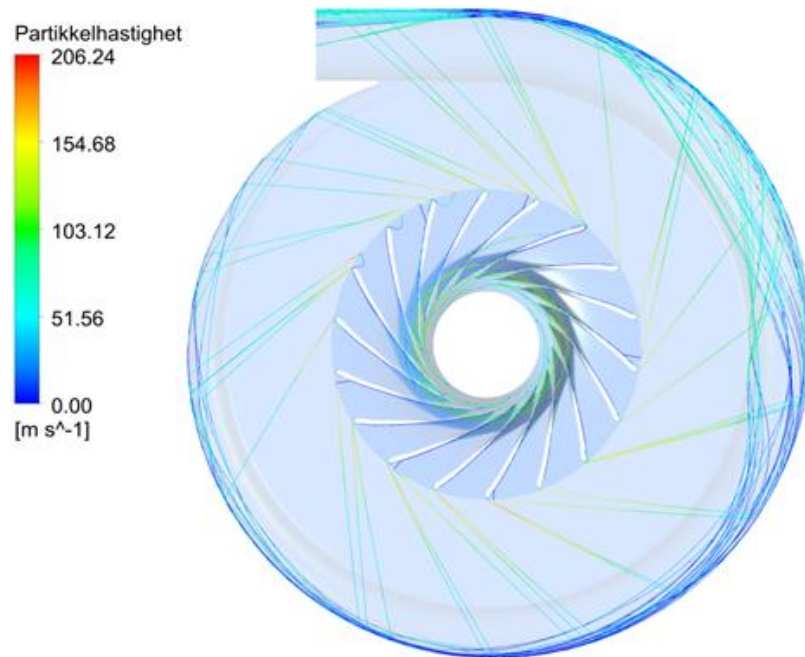


Figur I5: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.

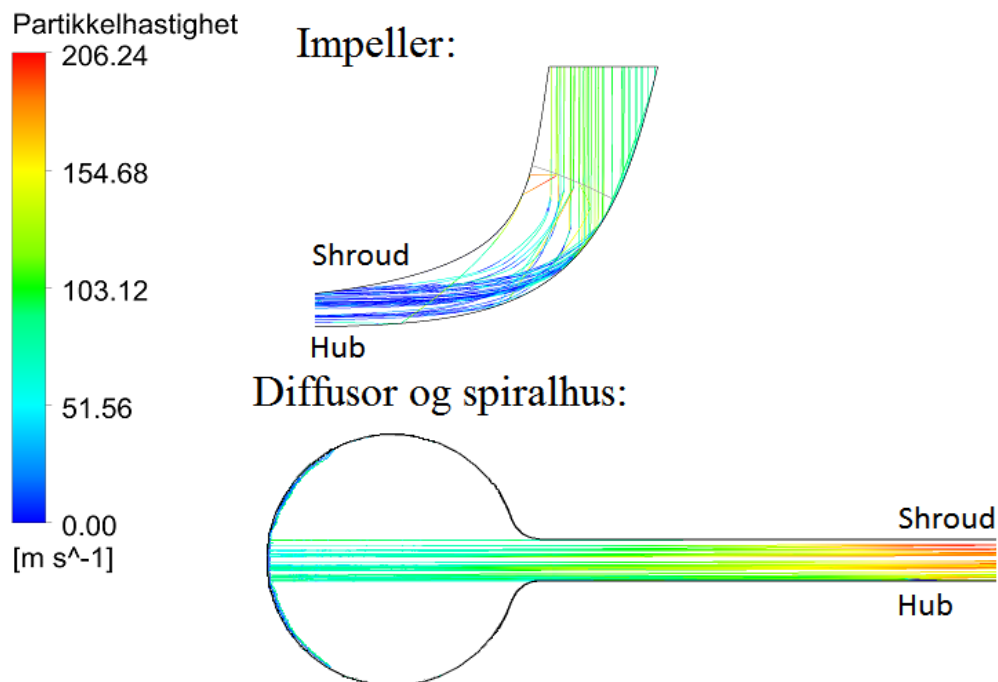


Figur I6: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.

12 mm diffusorbredde med ny impeller. Massetetthet = 1500 kg/m³

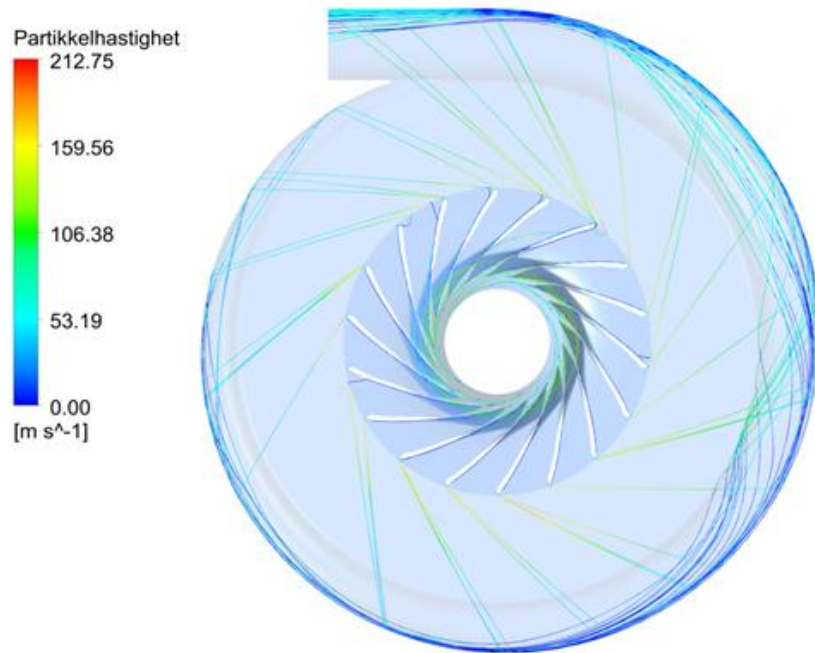


Figur I7: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1500 kg/m³.

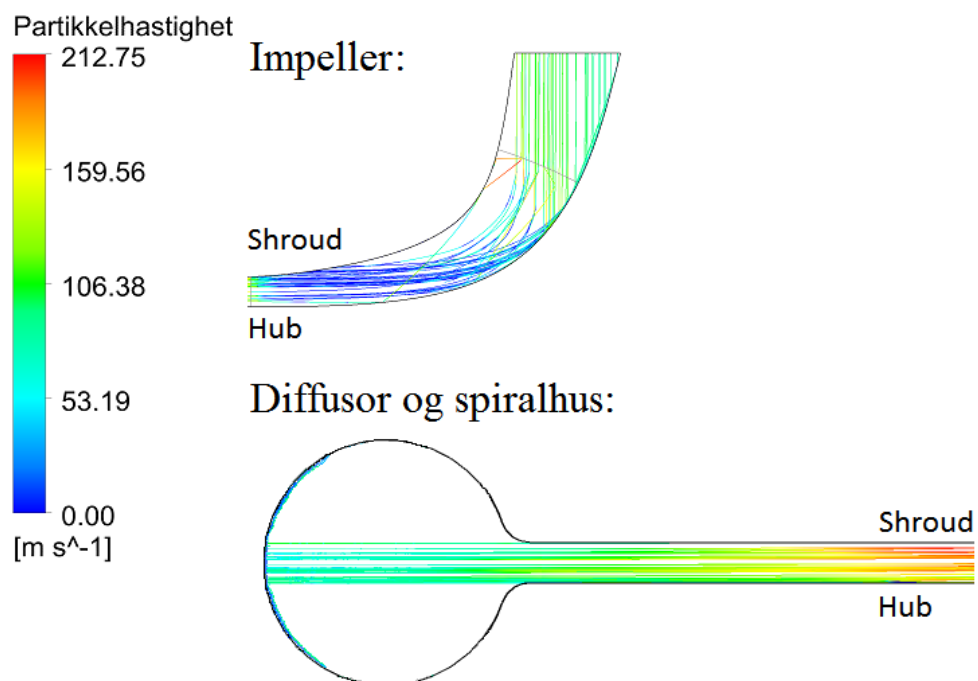


Figur I8: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1500 kg/m³.

12 mm diffusorbredde med ny impeller. Massetetthet = 1000 kg/m³

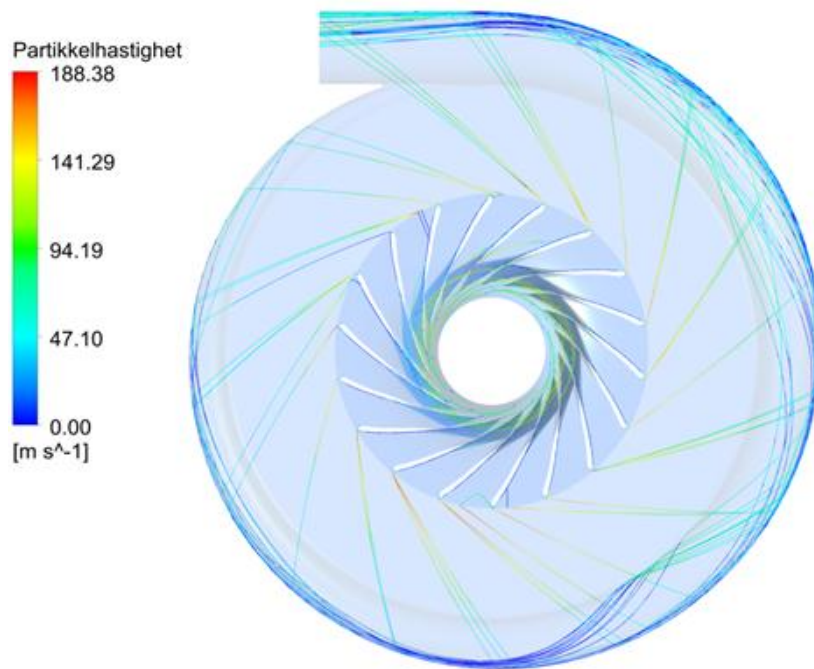


Figur I9: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1000 kg/m³.

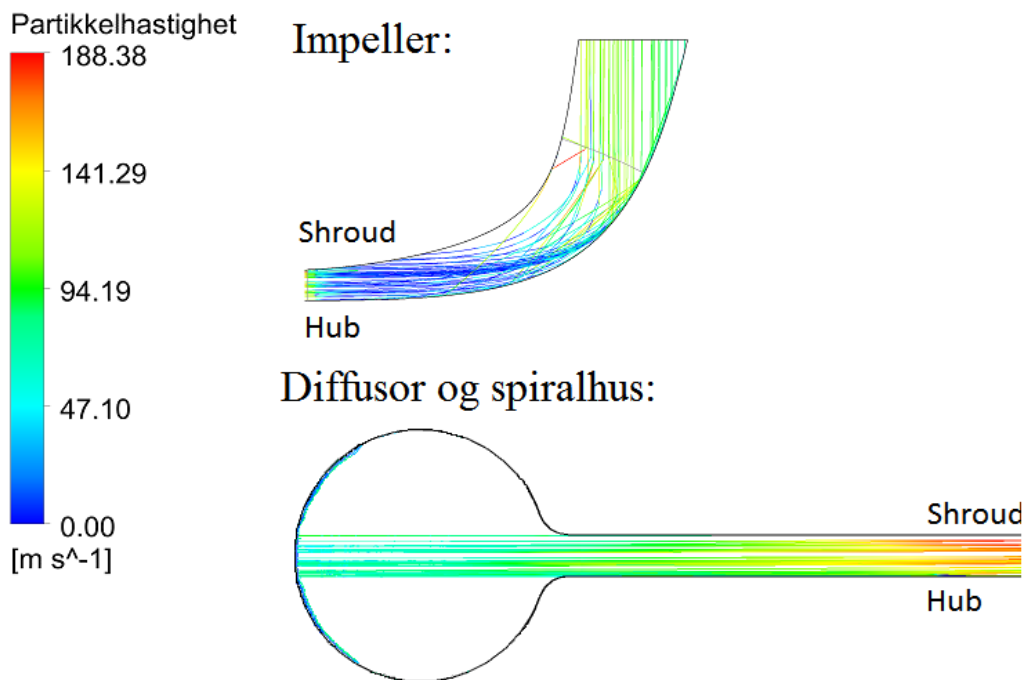


Figur I10: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 1000 kg/m³.

12 mm diffusorbredde med ny impeller. Massetetthet = 500 kg/m³



Figur I11: Relativ hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.

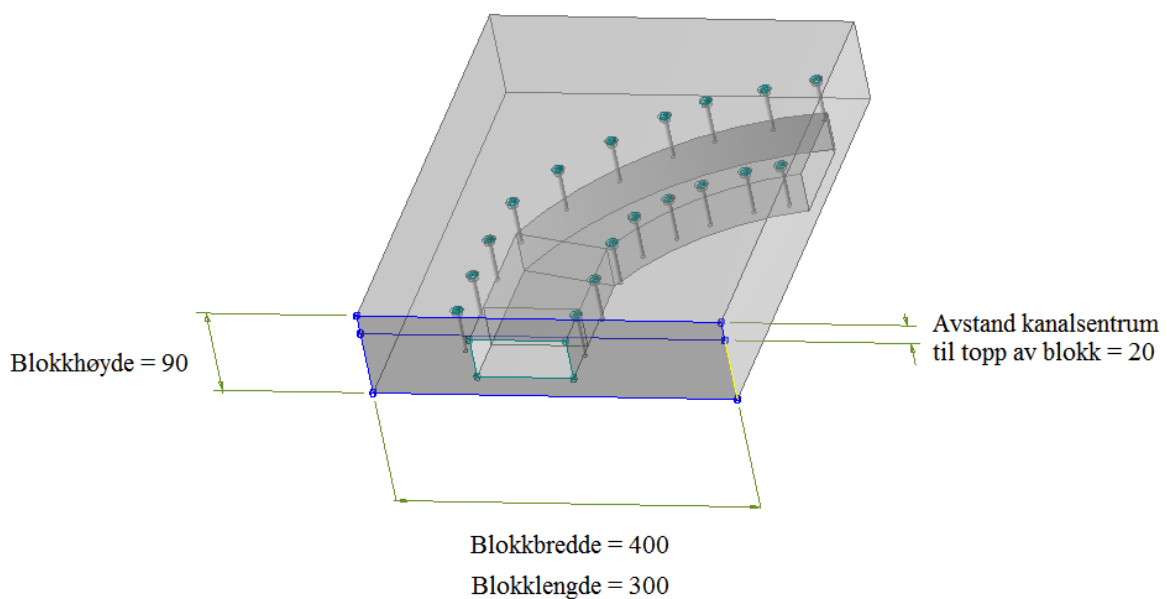


Figur I12: Meridional hastighet til partikler i kompressor. 9 000 r/min, 0,96 m³/s (av dette er 0,006 m³/s partikler), 500 kg/m³.

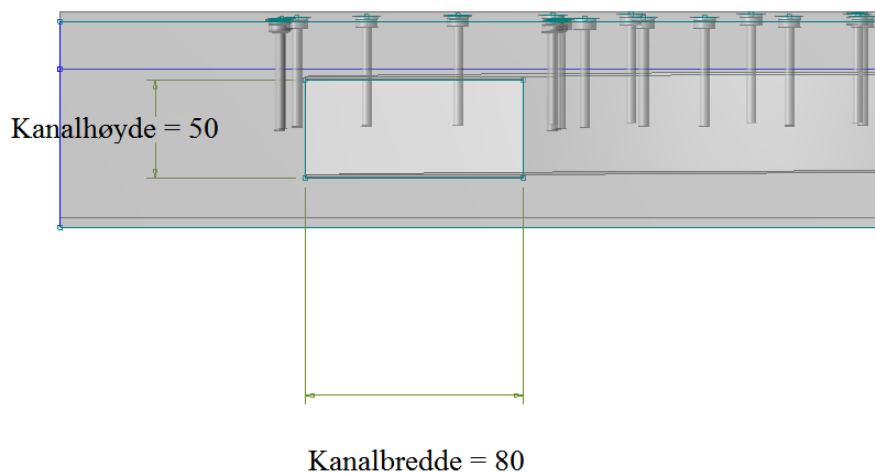
Vedlegg J: Testrigg design

Alle mål på tegningene er i millimeter. Blokken bør lages av plexiglass for å ha mulighet til å observere strømmingen i testriggen. I starten er det hensiktsmessig å gjøre ting så enkelt som mulig ved at tyngdekraften er den eneste påvirkende kraft på partiklene (sett bort fra luftmotstand). Etter hvert kan innløpsvinkler endres ved å montere testriggen på en hengslet plate å endre vinkelen i forskjellige testkjøringer.

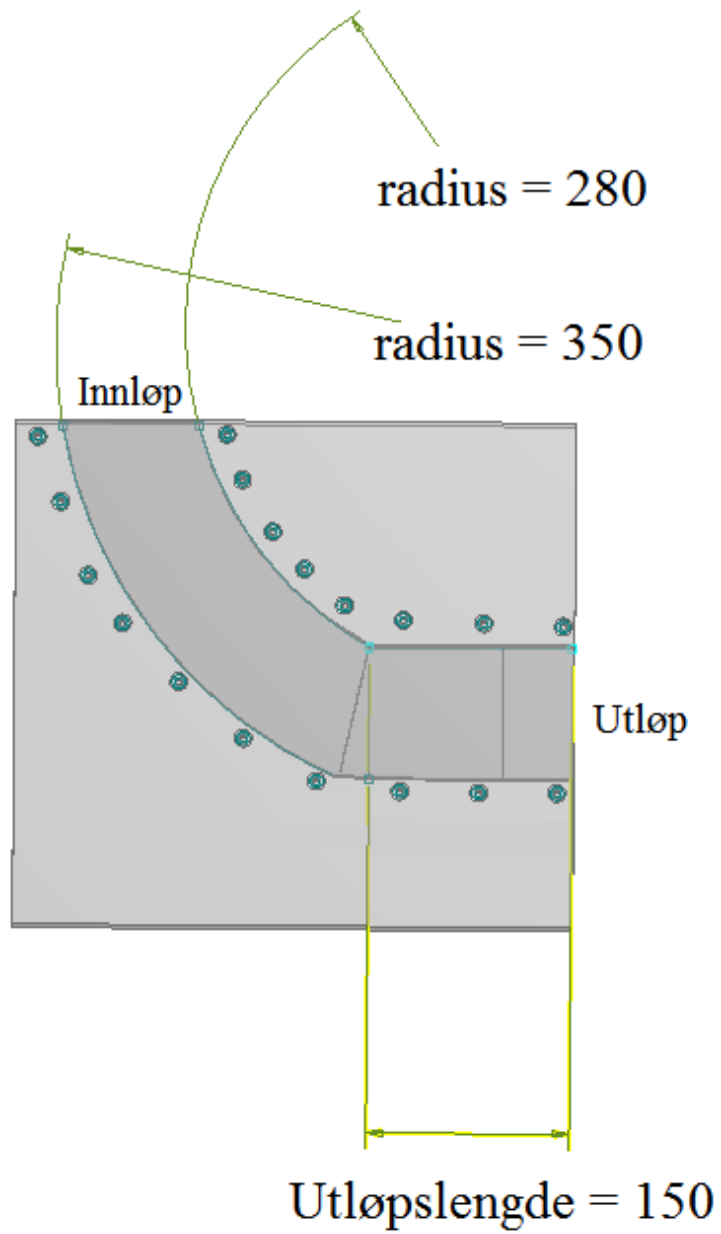
Kompleksiteten økes stegvis, med å introdusere nye effekter. Ved å hele tiden kontrollere målinger opp mot resultater fra simuleringer vil hvilke effekter som må utbedres i simuleringmodellen komme klart frem. Testriggen har også mulighet til å introdusere coriolis og sentripetalkrefter. Dette ved å montere testriggen på et roterende bord. Gasshastigheten kan kontrolleres med en vifte på innløpet.



Figur K1: Blokkdimensjoner i mm.



Figur K2: Tverrsnitt av blokk. Dimensjoner i mm.



Figur K3: Krumningsdiameterer i kanal i mm.