

Våtgass ytelser

Ann Sofie Hanssen

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2007
Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Oppgavetekst

1. Validere vanntåkegeneratorens funksjon ved hjelp av målinger. Teori relatert til funksjonsprinsipper for finforstøvning av væske i en gasstrøm dokumenteres.
2. Analysere fordeler og ulemper ved bruk av direkte integrasjon for reelle våtgassfluider. I analysene inkluderes variasjoner i fluidsammensetningen som vil ha innflytelse på analyseresultatene.
3. Dokumentere innvirkningen av væskefilm og dråper i et løpehjulstrinn.

Oppgaven gitt: 16. januar 2007

Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Ann Sofie Hanssen

Våtgass ytelses

Trondheim, 12. juni 2007





POSTADRESSE	TELEFONER	TELEFAX
NTNU INSTITUTT FOR ENERGI OG PROSESSTEKNIKK Kolbjørn Hejes vei 1A N-7491 Trondheim - NTNU	Sentralbord NTNU: 73 59 40 00 Instituttkontor: 73 59 27 00 Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 57	Instituttkontor: 73 59 83 90 Vannkraftlaboratoriet: 73 59 38 54

Rapportens tittel Våtgass Ytelser	Dato 12.06.2007
	Antall sider og bilag 9 + 60 + 14 = 83
Saksbehandler / forfatter Ann Sofie Hanssen	Ansv. sign.
Avdeling Institutt for Energi- og prosessteknikk	Prosjektnummer EPT-M-2007-19
ISBN nr.	Prisgruppe
Oppdragsgiver NTNU / Statoil	Oppdragsgivers ref. Lars Erik Bakken

Ekstrakt

Formålet med oppgaven er å analysere væskens innvirkning i et løpehjulstrinn. Videre skal våtgasskompresjon simuleres gjennom direkte integrasjon i Hysys med hensyn på optimalt antall trinn. I tillegg skal vanntåkegeneratorens funksjon valideres.

Væskens tilstedeværelse endrer strømningsbildet i kompressoren. Kartlegging av væskefordelingen i løpehjulet muliggjør design av optimale våtgasskompressorer. Dråpefordelingen, samt væskefilmens bevegelsesmønster legger grunnlaget for hvordan løpehjulet bør utformes.

Luftrykksdyser er kjent for å oppnå de minste dråpestørrelsene ved generering av spray. Forstøvningsprosesser med damp er ikke kommersielt ennå. Eksperimentelle undersøkelser for å validere vanntåkegeneratoren er utført. I samsvar med litteraturen produser vanntåkegeneratoren de minste dråpestørrelsene ved kombinasjonen av høy vanntemperatur, lav massestrøm vann og lavt forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp.

Analyse av kompresjonsprosessen for våtgass kan utføres ved hjelp av direkte integrasjon. Programvare for analyse av våtgasskompresjon er ennå ikke utviklet. Analysen gjennomføres i programmet Hysys som er designet for tørrgass. Teoretisk sett har direkte integrasjon uendelig avtall trinn i prosessen. Bruk av nødvendig antall trinn i praktiske simuleringer sikrer pålitelige resultater. Variasjon i andel væske og trykkforhold vil påvirke prosessen. For økende væskeandel var 20 trinn nødvendig for et maksavvik på 0,25 %. For et økende trykkforhold opp til $p_2/p_1=20$ var 30 trinn nødvendig i prosessen med samme maksavvik. Reduksjon i avvik ble påvist for økende innløpstrykk i prosessen.

	Stikkord på norsk	Indexing Terms English
Gruppe 1	Kompressor	Compressor
Gruppe 2	Våtgass	Wet Gas
Egenvalgte stikkord	forstøvning, damp, direkte integrasjon	atomization, steam, direct integration

EPT-M-2007-19



MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Ann Sofie Hanssen

Våren 2007

Våtgass ytelser

Wet gas performance

Bakgrunn

Ulike konsepter for våtgass kompresjon er under utvikling. Ved uttesting av nye maskiner er det viktig å verifisere kompressorenes ytelser under test, samt estimere ytelser ved aktuelle strømningsforhold hvor både trykk, temperatur og sammensetning har endret seg. Basert på tilgjengelige måledata fra reell våtgasskompressortest er det av interesse å analysere ulike beregningsmetoder for våt gass. Tilsvarende gjelder aerodynamisk stabilitet, hvor det er ønskelig å analysere ulike injeksjonsprinsippers funksjon med hensyn til spraykarakteristikk. Analysene baseres på eksperimentelt arbeid.

Mål

Basert på eksperimentelt arbeid er det et mål å validere vanntåkegeneratorens spraykarakteristikk og funksjonsmåte, samt innvirkningen av dråper og væskefilm på kompressorytelser.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Validere vanntåkegeneratorens funksjon ved hjelp av målinger. Teori relatert til funksjonsprinsipper for finforstøvning av væske i en gasstrøm dokumenteres.
2. Analysere fordeler og ulemper ved bruk av direkte integrasjon for reelle våtgassfluider. I analysene inkluderes variasjoner i fluidsammensetningen som vil ha innflytelse på analyseresultatene.
3. Dokumentere innvirkningen av væskefilm og dråper i et løpehjulstrinn.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

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

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

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

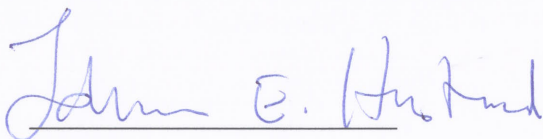
I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

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

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

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

Institutt for energi og prosessteknikk, 3. januar 2007



Johan Hustad
Instituttleder



Lars E Bakken
Faglig ansvarlig/veileder

Kontaktperson(er)/medveileder(e):
Ø Hundseid, T Gruner, NTNU
L Brenne, T Bjørge, Statoil

Forord

Denne masteroppgaven er utført ved Institutt for Energi- og prosessteknikk ved NTNU i Trondheim, våren 2007.

Jeg vil rette en stor takk til de ansatte ved Termisk laboratorium på NTNU i forbindelse med den eksperimentelle delen som måtte foregå etter ordinær arbeidstid.

Forsker Trond G. Grüner har bistått i laboratoriearbeidet og Stipendiat Øyvind Hunseid har bistått i simuleringsdelen av oppgaven. En stor takk til begge.

Til sist vil jeg takke min veileder Professor Lars Erik Bakken for inspirasjon og nyttige innspill underveis.

Trondheim, 12. juni 2007

Ann Sofie Hanssen

Sammendrag

Formålet med oppgaven er å analysere væskens innvirkning i et løpehjulstrinn. Videre er våtgasskompresjon simulert gjennom direkte integrasjon i Hysys med hensyn på optimalt antall trinn. I tillegg er vanntåkegeneratorens funksjon validert.

Væskens tilstedeværelse endrer strømningsbildet i kompressoren. Kartlegging av væskefordelingen i løpehjulet muliggjør design av optimale våtgasskompressorer. Dråpefordelingen, samt væskefilmens bevegelsesmønster legger grunnlaget for hvordan løpehjulet bør utformes. De minste dråpene vil fordampe først i tillegg til at de følger gasstrømmen bedre enn større dråper. Dermed vil de minste dråpene befinne seg på skovlens sugeside da større dråper påvirkes i større grad av sentrifugal- og corioliskreftene. Væskens tilstedeværelse reduserer hastigheten i løpehjulet. De fleste dråpene avsettes på det første rotor i en flertrinns kompressor. Majoriteten av væskefilmen vil passere skovltuppen før den når skovlens bakkant.

Litteratur om våtgasskompresjon kommer hovedsaklig av forskning på effektøkning som følge av vanninjeksjon i gassturbiner. Dette fremmer behovet for teoretisk og eksperimentell undersøkelse av våtgass i sentrifugalmaskinen som ansees som beste alternativ til dette formålet. I forbindelse med en laboratorierigg med våtgasskompressor på NTNU er validering av vanntåkegeneratoren gjennomført. Forstøvningsprosesser med damp er ikke kommersielt ennå. I samsvar med litteraturen produser vanntåkegeneratoren de minste dråpestørrelsene ved kombinasjonen av høy vanntemperatur, lav massestrøm vann og lavt forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp.

Analyse av kompresjonsprosessen for våtgass kan utføres ved hjelp av direkte integrasjon. Programvare for analyse av våtgasskompresjon er ennå ikke utviklet. Analysen gjennomføres i programmet Hysys som er designet for tørrgass. Teoretisk sett har direkte integrasjon uendelig antall trinn i prosessen. Bruk av nødvendig antall trinn i praktiske simuleringer sikrer pålitelige resultater. Variasjon i andel væske og trykkforhold vil påvirke prosessen. For økende væskeandel var 20 trinn nødvendig for et maksavvik på 0,25 %. For et økende trykkforhold opp til $p_2/p_1=20$ var 30 trinn nødvendig i prosessen med samme maksavvik. Reduksjon i avvik ble påvist for økende innløpstrykk i prosessen.

Abstract

The purpose of this thesis is to investigate the influence of liquid within a compressor impeller. Furthermore wet gas compression has been simulated through direct integration in Hysys, focusing on the optimum number of stages. At last, the function of the mist generator has been determined.

Presence of liquid within an impeller stage changes the flow conditions. Investigation of the liquid distribution is essential in the progress of developing wet gas compressors. Droplet distribution and movement of the liquid film affect the impeller design. Smaller droplets follow the flow curvature more accurately than larger droplets. Several smaller droplets will locate on the suction side of the blade because bigger droplets are more affected by the centrifugal- and coriolis forces. Presence of liquid will slow down the velocity in the impeller. Most of the droplets will entrain on the first impeller stage in a multiple-stage compressor. The majority of the liquid film will reach the blade tip before it reaches the trailing edge.

Wet gas compression literature originates mainly from investigation of water injection in gas turbines due to power reduction. Experimental investigation and theoretical analysis of wet gas compression in a centrifugal machine are required due to the fact that this type of compressors is better fitted than axial type machines when dealing with wet gas. An experimental plant containing a wet gas compressor is planned at NTNU. Due to liquid distribution in this plant a mist generator is current. Atomizing water by steam is not a very well-known process. Experimental investigation with the mist generator is performed. In agreement with the literature it produces the smallest droplets for the combination of high water temperature, low water mass flow and low water-steam ratio.

Direct integration can be used to investigate wet gas compression. Software to handle wet gas is not yet developed. The theoretical analysis is performed in Hysys, a program made for dry gas conditions. Direct integration is based on a model containing an infinite number of stages. Using sufficient number of stages, when performing direct integration, will ensure reliable results. Increasing liquid containment requires 20 stages when the maximum deviation is 0, 25 %. When increasing the pressure ratio until 20, the process requires 30 stages given 0, 25 % maximum deviation. A reduction in deviation for increased inlet pressure is showed.

Innholdsfortegnelse

1.	Innledning	1
1.1.	Bakgrunn	1
1.2.	Oppgavens omfang og mål	1
2.	Våtgasstrømning	2
2.1.	Introduksjon	2
2.2.	Generelt	2
2.3.	Dråper	2
2.4.	Væskefilm	5
2.5.	Faseoverganger	5
3.	Væske i løpehjulstrinn	8
3.1.	Introduksjon	8
3.2.	Væske i kompressor	8
3.3.	Væske i aksielle kompressorer	9
3.4.	Væske i sentrifugale kompressorer	12
3.5.	Oppsummering	13
4.	Finforstøvning av væske	15
4.1.	Introduksjon	15
4.2.	Forstøvning av væskestråle i gasstrøm	15
4.3.	Forstøvning av væskefilm	17
4.4.	Dråpestørrelse	18
5.	Kompressibel strømning	20
5.1.	Introduksjon	20
5.2.	Machtall og strømningsregimer	20
5.3.	Machtallseffekter	21
6.	Beregningsmetoder	24
6.1.	Introduksjon	24
6.2.	Direkte integrasjon	24
6.3.	Fordeler og begrensninger med direkte integrasjon	24
6.4.	Tidligere resultater	25
6.5.	Tilstandsligning	25
7.	Simuleringer	26
7.1.	Introduksjon	26
7.2.	Hysys	26
7.3.	Modell for direkte integrasjon	26
7.4.	Simuleringer utført	28
7.5.	Oppsummering	36
8.	Laborrietester med vanntåkegenerator	37
8.1.	Introduksjon	37
8.2.	Vanntåkegenerator	37
8.3.	Eksperimentoppsett	39
8.4.	Laser	40
8.5.	Annet måleutstyr	41
8.6.	Regulering og overvåkning	42

8.7.	Eksperimentelle fluider	43
8.8.	Eksperimentelle serier	43
9.	Resultater og diskusjon av laboratorietester	45
9.1.	Introduksjon	45
9.2.	Fordeling av dråpestørrelse	45
9.3.	Damptrykk/temperatur	46
9.4.	Forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp	47
9.5.	Trykk vann	49
9.6.	Temperatur vann	50
9.7.	Måling av trykk i blandekammer	51
9.8.	Avstandsjustering av VTG i forhold til laser	52
9.9.	Testing av VTG med luft i stedet for damp	52
9.10.	Utbedret versjon av VTG – nye måldata	53
9.11.	Diskusjon: Forstøvningsprosess i vanntåkegenerator	54
9.12.	Oppsummering	55
10.	Konklusjon	57
10.1.	Innvirkning av væskefilm og dråper i et løpehjulstrinn	57
10.2.	Direkte integrasjon	57
10.3.	Validering av vanntåkegenerator	57
A.	Definisjoner; strømningsvinkler, løpehjul og skovlgeometri	58
B.	Simuleringsoppsett, 50 kompressorer	c
C.	Simuleringsbetingelser	d
D.	Beregning av kritisk areal og kritisk massestrøm	g
E.	Beregning av hydraulisk diameter og Reynoldstall for vann	h
F.	Laboratorieresultater	l
G.	Kalibrering	j

Figurliste

Figur 2-1: Fasekonvolutt for en typisk gassammensetning [5].....	6
Figur 2-2: Konvektiv fordampning av tynn væskefilm for grensesjiktstrømning [7].....	7
Figur 3-1: Hastighetsfordeling rundt et vingeprofil: (a) uten væske, (b) med væske injisert [11].....	10
Figur 3-2: Fordeling av dråpediametre rundt et vingeprofil [11]	10
Figur 3-3: Avløsning av væskefilm på vingeprofil [11]	11
Figur 4-1: Forstøvning av væskestråle i gasstrøm	15
Figur 4-2: Laserdiffraksjon	19
Figur 5-1: Lavalldyse	21
Figur 5-2: (a) kondensasjonssjokk, (b) aerodynamisk sjokkbølge	23
Figur 7-1: Hysysmodell for direkte integrasjon.....	27
Figur 7-2: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulik GVF	29
Figur 7-3: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulik GVF	29
Figur 7-4: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike trykkforhold	30
Figur 7-5: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike trykkforhold	31
Figur 7-6: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn med konstant trykkforhold: konstant trykkforhold og konstant trykkøkning pr.trinn, totalt trykkforhold 5 og 20	32
Figur 7-7: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn, $p_2/p_1=5$	33
Figur 7-8: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn, $p_2/p_1=20$	34
Figur 7-9: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike innløpstrykk	35
Figur 7-10: Prosentvis avvik fra 100 trinn SRK for LKP og SRK, $p_2/p_1=5$	35
Figur 7-11: Prosentvis avvik fra 100 trinn SRK for LKP og SRK, $p_2/p_1=20$	36
Figur 8-1: Vanntåkegenerator	37
Figur 8-2: Snitt VTG.....	38
Figur 8-3: Måling av innstillinger på vanntåkegenerator	38
Figur 8-4: Eksperimentoppsett.....	40
Figur 8-5: Laser: Insitec X.....	40
Figur 8-6: Vanntåkegenerator sett forfra	41
Figur 8-7: Snitt av VTG med trykksensor	42
Figur 8-8: Plassering av trykksensor på VTG.....	42
Figur 9-1: Kumulativ fordeling av dråpevolum.....	46
Figur 9-2: Dråpediameter vs. vann-damp forhold,	48
Figur 9-3: Dråpediameter vs. damp hastighet.....	49
Figur 9-4: Dråpediameter vs. innløpstrykk vann	49
Figur 9-5: Dråpediameter for ulike vanntemperatur.....	51
Figur 9-6: Ny utforming av VTG, (blå) original, (grønn) ny.....	53
Figur 9-7: Dråpediameter: original VTG / ny VTG.....	53
Figur 9-8: VTG – dampdyse, vanddyse og blandekammer	55
Figur A-1: (a) Aksialkompressor, (b) Sentrifugalkompressor.....	a
Figur A-2: (a) aksiell skovl, (b) sentrifugalt løpehjul med hastighetstrekant for utløp	a
Figur A-3: Definisjon av skovlvinkler.....	b
Figur D-1: Ekspanderende del av lavalldyse, z er snitt av kritisk areal.....	g
Figur E-1: Utløpsareal vanddyse	i

Figur G-1: Damptemperatur målt i slange og i innløp.....	j
Figur G-2: Kalibrering av PT-100 element:.....	j
Figur G-3: Kalibreringspumpe.....	k
Figur G-4: Kalibreringskurve vanntrykksensor.....	k
Figur G-5: Kalibreringskurve lufttrykksensor.....	k
Figur G-6: Kalibreringskurve damptrykksensor.....	k

Tabelliste

Tabell 1: Komposisjon (1) for våtgass.....	28
Tabell 2: GVF som funksjon av innløpstemperatur.....	28
Tabell 3: Utløpstemperatur og virkningsgrad for case 2.....	30
Tabell 4: Antall trinn med faseovergang for ulik trykkfordeling.....	32
Tabell 5: Simuleringsbetingelser for GVF=0,97, $p_2/p_1=5$	33
Tabell 6: Simuleringsbetingelser for GVF=0,97, $p_2/p_1=20$	33
Tabell 7: Case 4, komposisjon 2.....	34
Tabell 8: Utstyrskomponenter.....	39
Tabell 9: Vann.....	43
Tabell 10: Damp.....	43
Tabell 11: Innstilling for vanntåkegenerator og tilhørende dyseperiferi og kritisk areal.....	43
Tabell 12: Avstand fra laser og høyde for vanntåkegenerator.....	43
Tabell 13: Tre like innstillinger med ulik dråpediameter.....	45
Tabell 14: $Dv(90)$ for ulike damptrykk/temperaturer.....	46
Tabell 15: Betingelser for tester i Figur 9-3.....	48
Tabell 16: Betingelser for case i Figur 9-5.....	51
Tabell 17: Målt trykk i blandekammer.....	51
Tabell 18: Avstandsjustering VTG - laser.....	52
Tabell 19: Testing av VTG med luft.....	52
Tabell 20: Betingelser for case i Figur 9-7.....	54
Tabell 21: Kritisk areal og utløpsareal for lavaladyse i vanntåkegenerator.....	h
Tabell 22: Reynoldstall for ulik massestrøm.....	i

Symbolliste

Latinske bokstaver

a	lydhastighet	m/s
A	areal	m ²
c	absolutthastighet	m/s
d	diameter	m
D _h	hydraulisk diameter	-
D ₃₂	Saute Mean Diameter	m
F _K	ratio isentropeksponent	-
f _n	funksjon	-
g	gravitasjon	m/s ²
h	entalpi	kJ/kg
H	løftehøyde	m
\dot{m}	massestrøm	kg/s
\dot{m}_e	fordampningsrate	kg/s
\dot{m}_c	kondensasjonsrate	kg/s
M	Machtall	-
MW	molvekt	kg/kmol
n	polytropeksponent	-
p	trykk	Pa
p ₀	stagansjonstrykk	Pa
P	effekt	W
P	Periferilengde	m
Q	volumstrøm	m ³ /s
r	radius	m
Re	Reynoldstall	-
R ₀	universell gasskonstant	J/kmolK
R	gasskonstant	J/kgK
St	Stokestall	-
s	lengde kjeglevegg	m
T	temperatur	°C
T ₀	stagnasjonstemperatur	°C
u	hastighet	m/s
v	relativhastighet	m/s
We	webertall	-
Z	kompressibilitetsfaktor	-
Y	ekspansjonsfaktor	-
y	kartesiske koordinater	-
x	trykkfallsratio	-
x _T	ratio kritisk trykkfall	-
x,y,z	kartesiske koordinater	-

Greske bokstaver

α	gassvolumfraksjon	-
β	gassmassefraksjon	-
γ		
κ	isentropeksponenten	-
τ_v	responstid	s
τ_f	karakteristisk tid	s
τ_w	skjærspenning	N/m ²
ρ	tetthet	kg/m ³
σ	overflatespenning	N/m
σ_e	fordampningskoeffisient	
ν	kinematisk viskositet	m ² /s
μ	dynamisk viskositet	kg/ms
η	virkningsgrad	-
ω	vinkelhastighet	rad/s

Indekser og forkortelser

d	dråpe
g	gass
k	kritisk
*	kritisk
l	liquid (væske)
sat	saturation (metning)
w	wall (vegg)
p	polytropisk
is	isentropisk
GVF	gassvolumfraksjon
VTG	vanntåkegenerator

1. Innledning

1.1. Bakgrunn

Beliggenheten og forholdene ved dagens olje- og gassfunn krever stadig nye tekniske løsninger. Plassering av utstyr på havbunnen gjør at tidligere utilgjengelige felt nå er utvinnbare. Våtgasskompressoren muliggjør transport av reservoargass direkte inn til land. I tillegg installeres våtgasskompressorer på eksisterende felt for å senke brønnehodetrykket slik at mer gass kan utvinnes. Det forventes et økende behov for våtgasskompressorer i undervanns produksjonsanlegg.

Det stilles store krav til våtgasskompressoren når det gjelder driftsområde og stabilitet. Utskiftning av havbunnsinstallasjoner er dyrt og reparasjon er vanskelig grunnet tilgjengeligheten. Våtgasskompressoren bør være mest mulig tilpasset brønnstrømmen for fungere optimalt med høyest mulige virkningsgrad.

1.2. Oppgavens omfang og mål

Væskens tilstedeværelse påvirker strømningsbildet i løpehjulet. For å designe optimale løpehjul for våtgasskompresjon er det viktig å forstå hvordan væsken opptrer. Dråpe- og hastighetsfordelingen påvirker kompressorytelsen. Oppgaven tar for seg strømningsmekanismer, faseendringer og fordeling av væske i et løpehjul.

Verifisering av analysemetoder for våtgasskompresjon er viktig for utviklingen av optimale maskiner. Fordeler og ulemper ved tilgjengelige modeller må dokumenteres. En direkte integrasjonsprosess har teoretisk sett uendelig antall trinn. Det er av interesse å finne antall nødvendige trinn ved bruk av denne prosessen for å sikre pålitelige resultater. Oppgaven tar for seg å finne nødvendig antall trinn ved direkte integrasjon av våtgasskompresjon i Hysys. Her vil væskeandel og trykkforhold stå i fokus, men innvirkningen av innløpstrykk, tilstandsligning og trykkfordeling blir også evaluert.

Forstøvning av væske er en viktig prosess for både forbruker og industri. Bruk av damp som forstøvningsmedium er ikke kommersielt ennå. I forbindelse med en laboratorierigg med våtgasskompresjon på NTNU er vanntåkegeneratoren er aktuell. Oppgaven tar for seg å dokumentere vanntåkegeneratorens funksjon ved hjelp av målinger og bakgrunnsteori for å beskrive forstøvningsprosessen. Laboratorieforsøkene fokuserer på dråpestørrelsen.

2. Våtgasstrømning

2.1. Introduksjon

Våtgas defineres som gass med et væskeinnhold 95 – 100 % på volumbasis. Dette kapitlet gir en introduksjon av våtgas og en beskrivelse av strømningsmekanismer og faseoverganger. Noe av dette gjennomgås i prosjektoppgaven [1], men tas med her for å gi et helhetlig inntrykk. Beskrivelsene tar utgangspunkt i strømningsforholdene i en kompressor.

2.2. Generelt

I naturgassproduksjon vil væskeandelen bestå av kondensat og/eller vann. Andel væske er vanlig å definere ved hjelp av gassvolumfraksjonen, GVF, som defineres i ligning (2.1)

$$\text{Gassvolumfraksjon (GVF): } \alpha = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} = \frac{1}{1 + \frac{(1-\beta)\rho_g}{\beta\rho_l}} \quad (2.1)$$

$$\text{Gassmassefraksjon (\beta): } \beta = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_l} = \frac{\alpha \cdot \rho_g}{\alpha \cdot \rho_g + \rho_l(1-\alpha)} \quad (2.2)$$

Gassfelt og transportrør har høye trykk og lave væskeandeler. Dette karakteriseres som annulærstrømning. Væsken opptrer som dråper dispersert i gassfasen sammen med væskefilm på maskinens eller rørets indre overflater.

Faseinteraksjon i våtgas vil foregå som overføring av masse, bevegelsesmengde og energi. Masseoverføring foregår ved fordampning og kondensasjon. Dragkrefter som virker på kontinuerlig og dispersert fase er grunnen til overføring av bevegelsesmengde. Bevegelsesmengde blir også overført under masseoverføring. Energioverføring oppstår grunnet varmeovergang mellom fasene.

2.3. Dråper

Andel dråper i gassen avhenger av prosesser som dråpeavrivning, dråpeavsetning og dråpespalting. Tetthetsforskjellen mellom dråpene og gassen gjør at dråpene ikke holder

samme hastighet som gassen. Dråper som rives av væskefilmen må akselereres opp i hastighet av gassen. Denne energien er tap i kompresjonsprosessen.

Optimalt vil dråpene i en våtgasskompressor følge gasstrømningen fullt ut. Det dimensjonsløse Stokestallet angir dråpens evne til å respondere på hastighetsendringer i systemet.

$$\text{Stokestall:} \quad St = \frac{\tau_v}{\tau_f} \quad (2.3)$$

$$\text{Hastighetsrespons (dråpe):} \quad \tau_v = \frac{\rho_g d_d^2}{18\mu_g} \quad (2.4)$$

Ligning (2.4) viser at dråpestørrelsen har stor betydning for responstiden, der d_d betegner dråpens diameter. Partikler med store Stokestall bruker lengre tid på å respondere på endringer i strømmingen sammenlignet med partikler med små Stokestall.

Dråper som ikke følger strømmingen gjennom kompressor fører til trykktap. De største dråpene vil for eksempel ikke retarderes tilstrekkelig i diffusor slik at trykkøkning går tapt.

Dråpehastigheten avhenger av følgende faktorer:

- Dråpestørrelse
- Gassens tetthet
- Gassens hastighet
- Gassens viskositet

2.3.1. Dråpeavsetning

I en våtgasskompressor vil dråpeavsetningen skje i vinklet retning, i høy hastighet, på en strømmende væskefilm som er under påvirkning av en gasstrøm. Ved sammenstøtet under en dråpeavsetning kan to utfall forekomme. Enten absorberes hele dråpen inn i væskefilmen, eller fragmenter av dråpe og væskefilm ejiseres tilbake til gasstrømmen.

Avsetningen utgjør et tap for kompresjonsprosessen. Dråpen avgir sin energi til væskefilmen ved avsetning og denne energimengden er dermed tapt i forhold til kompresjonsprosessen. Ifølge Jepson m.fl. [2] finnes en direkte sammenheng mellom dråpestørrelse og årsaken til avsetningen. Store dråper vil være uberørt av gasstrømmens turbulens på grunn av sin høye impuls og dermed skjer avsetningen direkte. Små dråper påvirkes i mye større grad av turbulente virvler slik at avsetningen er diffusjonslignende og skjer som følge av dråpens tilfeldige bevegelser i strømmingen. Ved lave

gasshastigheter vil store dråper avsettes først, i motsetning til ved høye gasshastigheter der små dråper avsettes først. Ytterlige faktorer som påvirker avsetningsmekanismen er innfallsvinkel og overflatestruktur.

2.3.2. Dråpeavrivning

Dråpeavrivning medfører i likhet med dråpeavsetning til tap for kompresjonsprosessen. Gassfasen avgir energi til filmen ved å rive med seg dråper fra bølgetoppene. Forutsetningen for at dråpeavrivning skal skje er at skjærspenningene langs interfasen er større enn overflatespenningen. Avrivningen skjer ikke over hele interfasen, men i de områdene hvor store og forstyrrende bølger opptrer. Bølgehøyden og bølgehastigheten er her langt større enn væskefilmens tykkelse og hastighet. Azzopardi [3] oppsummerer følgende om bølger i tofase annulærstrømning:

- Bølgehastigheten øker med økende gass- og væskestrømningsrater
- Bølgehastigheten avtar med gasstettheten
- Bølgehastigheten er lineært avhengig av bølgehøyden
- I horisontalstrømning er bølgehastigheten størst på bølgetoppene og lavest i bølgedalene.

Ifølge Jepson m.fl. [2] vil en reduksjon av gassens tetthet føre til redusert avrivningsrate og dermed færre dråper dispergert i gassfasen.

2.3.3. Dråpespaltning

Dråpens størrelse har betydning for dens tilstedeværelse. De aerodynamiske kreftene som virker på en dråpe er proporsjonale med dråpestørrelsen. Mindre dråper responderer raskere og krever mindre energi til akselerasjon. Væske som injiseres i en gasstrøm vil påvirkes av ulike forhold. En viktig parameter for dråpe stabiliteten er Webertallet, som defineres i ligning (2.5).

Webertall:

$$We = \frac{\rho_g (u_g - u_d)^2 d}{\sigma_d} \quad (2.5)$$

Webertallet avhenger av gasstettheten, dråpens diameter, overflatespenning og relativhastigheten mellom væske og gass. Dette tallet beskriver forholdet mellom treghetskrefter og overflatekrefter som virker på dråpen. Kritisk Webertall i ligning (2.6) tilsvarer verdien for dråpespaltning. For Webertall under denne verdien vil overflatekreftene stabilisere dråpen. For høyere Webertall vil de aerodynamiske kreftene dominere og dråpen vil spaltes. Spaltingen vil fortsette til de nye dråpene har et Webertall under det kritiske Webertallet.

Kritisk Webertall:

$$We_k = \frac{\rho_g (u_g - u_d)^2 d_k}{\sigma_d} \quad (2.6)$$

2.4. Væskefilm

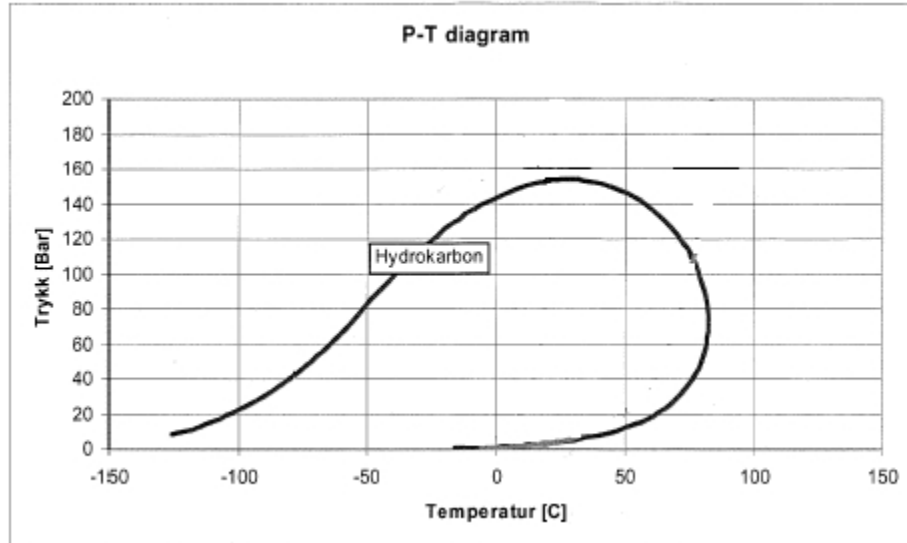
På grunn av sin høye tetthet påvirkes væskedråper i større grad enn gassen av kreftene som virker i løpehullet. Disse kreftene beskrives i prosjektoppgaven [1]. Gjennom løpehullet vil dråper med en viss størrelse slynges mot skovlene og knuses slik at det legger seg en tynn væskefilm på skovlveggen. Væskefilmen vil være tykkest på trykksiden av skovlene. Brenne [4] henviser til forsøk gjort av Sintef der fenomenet påvises. Selve væskefilmen blir drevet framover av gassen og vil vokse med økende strømningshastighet og væskefraksjon. Tapsfaktorene på grunn av filmen er blokkering av gassens strømningsareal og økt overflateruhet. Ruheten vil avhenge av strømningsraten til væsken i filmen [3]. I regionen etter skovlen vil væskefilmen forstyrre strømningsbildet med spalting og blokkering, dette fører også til økte tap. Se kapittel (3.3.2) for en nærmere beskrivelse av filmavsetning på skovlens bakside og kapittel (3.3.1) for væskefilmens bevegelse på skovlen.

2.5. Faseoverganger

Gjennom kompresjonsprosessen vil trykk og temperatur endres og føre til faseovergang. Ved fordampning og kondensasjon skjer en energioverføring mellom fasene. Dette innvirker direkte på kompressorytelsen. Endringer i fluidets tetthet som følge av faseovergang gir volumendringer som igjen endrer strømningsforholdene. Ved maskinens designpunkt sammenfaller volumstrømmen inn på hvert trinn med optimal verdi. Tilfredsstillende trinnmaching er en forutsetning for aerodynamisk stabilitet.

Under kompresjon vil faseoverganger for ulike komponentsammensetninger være ulike. Molekyler med høy molekylvekt krever mer energi (varme) for å fordampe i tillegg til at de fordamper ved høyere temperatur sammenlignet med molekyler med lav molekylvekt. Likeledes kondenserer tyngre hydrokarboner lettere (ved høyere temperatur) og avgir mer varme under kondensasjon enn lettere hydrokarboner gjør.

Trykkøkningen kompliserer studiet av faseovergangene. Fasekonvolutten i figur 4-1 viser for hvilke trykk og temperaturer en vanlig komponentsammensetning av hydrokarboner vil fordampe og kondensere.



Figur 2-1: Fasekonvolutt for en typisk gassammensetning [5]

2.5.1. Fordampning

Fordampning er en endoterm prosess. Enhver reell kompresjonsprosess medfører indre tap og dermed en temperaturøkning i fluidet. I våtgasskompressorer gjelder det generelt at høye gassvolumfraksjoner og moderate virkningsgrader i de fleste tilfeller gir fordampning. Ved høye virkningsgrader vil temperaturøkningen vanligvis være så liten at væsken ikke er i stand til å skifte fase.

Fordampningen i en våtgasskompressor vil foregå som fordampning av væskefilm eller ved fordampning av dråper. Fordampningen fører til reduksjon i utløpstemperatur fordi prosessen krever varme.

Dråpevis fordampning

Dråpestørrelsen har betydning for fordampningsprosessen. Ligning (2.7) viser at fordampningsraten er proporsjonal med kvadratet av dråperadiusen (r_d). Denne raten beskriver differansen mellom molekyler som treffer dråpen og molekyler som forlater den. Når dråpetemperaturen (T_d) er lik gasstemperaturen (T_g) og trykket i gassen (p_g) er lik metningstrykket (p_{sat}) vil likevekt oppstå. σ_e er fordampningskoeffisienten.

Fordampningsrate:

$$\dot{m}_e = 4\pi \cdot r_d^2 \sigma_e \frac{p_{sat} - p_g}{\sqrt{2\pi RT_d}} \quad (2.7)$$

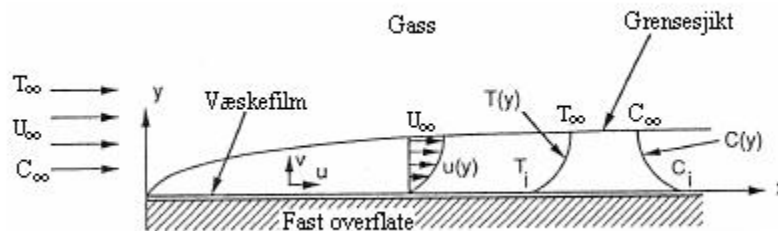
I en kompressor vil mest sannsynlig likevektstilstanden ikke inntre på grunn av dråpenes korte oppholdstid. Dråpefordampning utenom likevekt fører lavere gasstrykk enn metningstrykket [6]. Idet dråper i en kompressorkanal fordamper, vil den latente fordampningsvarmen utløses og absorpsjon mellom fasene oppstå slik at dråpestørrelsen

endres, dråpenes dynamikk endres og dette påvirker også strømningsforholdene til gassfasen.

Fordampning av væskefilm

Ved fordampning av væskefilm i en kompressorkanal er det væsken som fører med seg varmen og ikke skovlene. Bobledannelsen foregår på filmoverflaten og ikke på skovlveggen som ville skjedd under tradisjonell pool boiling. Relativhastigheten mellom væske og gass må også tas i betraktning. Dermed kan fordampningen beskrives som en form for intern, tvungen konveksjonskoking.

Figur 2-2 illustrerer en konvektiv fordampning av en tynn væskefilm i grensesjiktstrømning. Interfasearealet øker når bølger oppstår på filmoverflaten. Dette øker fordampning og kondenseringsraten.



Figur 2-2: Konvektiv fordampning av tynn væskefilm for grensesjiktstrømning [7]

2.5.2. Kondensasjon

Kondensasjon er en eksoterm prosess. Fluidets temperatur øker som følge av at kondensasjonsprosessen avgir varme. Kondensering oppstår ved gassfasens metningstemperatur. I en våtgasskompressor forekommer kondensasjon vanligvis ved høye virkningsgrader og lave gassvolumfraksjoner. Det foregår da som dråpedannelse i gassfasen eller ved direkte kondensasjon på filmoverflaten. Dråpenes kondensasjonsrate er uttrykt som fordampningsraten, bare med motsatt fortegn i ligning (2.8). σ_c er kondensasjonskoeffisienten.

Kondensasjonsrate:

$$\dot{m}_c = 4\pi \cdot r_d^2 \sigma_c \frac{P_g - P_{sat}}{\sqrt{2\pi RT_d}} \quad (2.8)$$

Dråper kondenserer primært på to måter. Enten ved kalde overflater (heterogen kondensasjon), eller i ren gassfase (homogen kondensasjon) der gasstemperaturen synker under metningstemperaturen ved det aktuelle trykket. Det kan også oppstå kondensasjon på de eksisterende dråpene i strømmingen.

Kondensering på væskefilmen vil skje på filmens overflate. Årsaken til kondensasjonen er i likhet med fordampningen ikke varmeoverføring mellom væske og vegg, men mellom væsken og gassen.

3. Væske i løpehjulstrinn

3.1. Introduksjon

Strømningsbildet i løpehjulet vil endres ved introduksjon av væske. Hastighet og strømningsvinkler vil påvirkes og dette får betydning for ytelsen. Dette kapitlet tar for seg væskefilm og dråper i løpehjulet.

3.2. Væske i kompressor

Væske inn på en kompressor oppstår som følge av tre formål. Kjøling av gassen i kompressordelen av en gassturbin for bedre effektutbytte, vasking av gassturbiner for å redusere degradering eller kompresjon av våtgass i en egnet kompressor. Forskjellen er hovedsakelig at de to førstnevnte baserer seg på fullstendig fordampning gjennom en ordinær kompressor, mens våtgasskompressoren er designet for å håndtere væske gjennom hele prosessen.

En våtgasskompressor forventes å ha mindre akseptabelt driftsområde og lavere virkningsgrad enn en tørrgasskompressor [8]. Virkningsgraden reduseres på grunn av energikrevende prosesser som dråpeavrivning med flere som er beskrevet i kapittel (2). Det stabile driftsområdet reduseres på grunn av effekter som degradering av lydshastigheten og reduksjon av surgemargin.

På grunn av sin robusthet er sentrifugalmaskinen mer egnet for våtgasskompresjonen enn aksialmaskinen. Det finnes mer litteratur om våtgass i aksialmaskiner i forhold til radialmaskiner. Dette kommer av at vanninjeksjon og vannvask av gassturbiner har vært forsket på i mange år i motsetning til våtgasskompressorer som er under utvikling.

Ligning (2.9) beskriver løftehøyden ved tofase kompresjon. Første del av ligningen beskriver kompresjon av gass, andre del beskriver kompresjon av væske og tredje del beskriver entalpiendring ved faseovergang.

Polytropisk løftehøyde for flerfase kompresjon:

$$H_{tot} = H_g + H_l = \beta_1 \left\{ \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{Z_l R_0 T_l}{g MW_g} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa \eta_p}} - 1 \right] \right\}_g + (1 - \beta_1) \left\{ \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_l g} \right\}_l + (\beta_2 - \beta_1) \frac{h_g - h_l}{g} \quad (2.9)$$

3.3. Væske i aksielle kompressorer

3.3.1. Væskefilm

Williams og Young [9] studerte vannavsetning på en 3D-kompressorskovl i lav rotasjonshastighet (4300 rpm). De ønsket å finne ut om vannet ble sentrifugert ut over skovltuppen eller om vannet ble ejisert tilbake til gassen over skovlens bakende. CDF-simuleringen resulterte i at 86 % av vannavsetningen nådde skovltuppen før det nådde bakenden av skovlen. Dette tyder på at vannfilmen domineres av sentrifugal- og corioliskraften i tillegg til friksjon. Den aerodynamiske skjærspenningen og trykkgradienten var ubetydelig for væskefilmens bevegelse. Parametere som hadde innvirkning var kårdevinkel, friksjonskraft og vannets initialhastighet på skovlen. Definisjon av kårdevinkel er gitt i vedlegg 11.

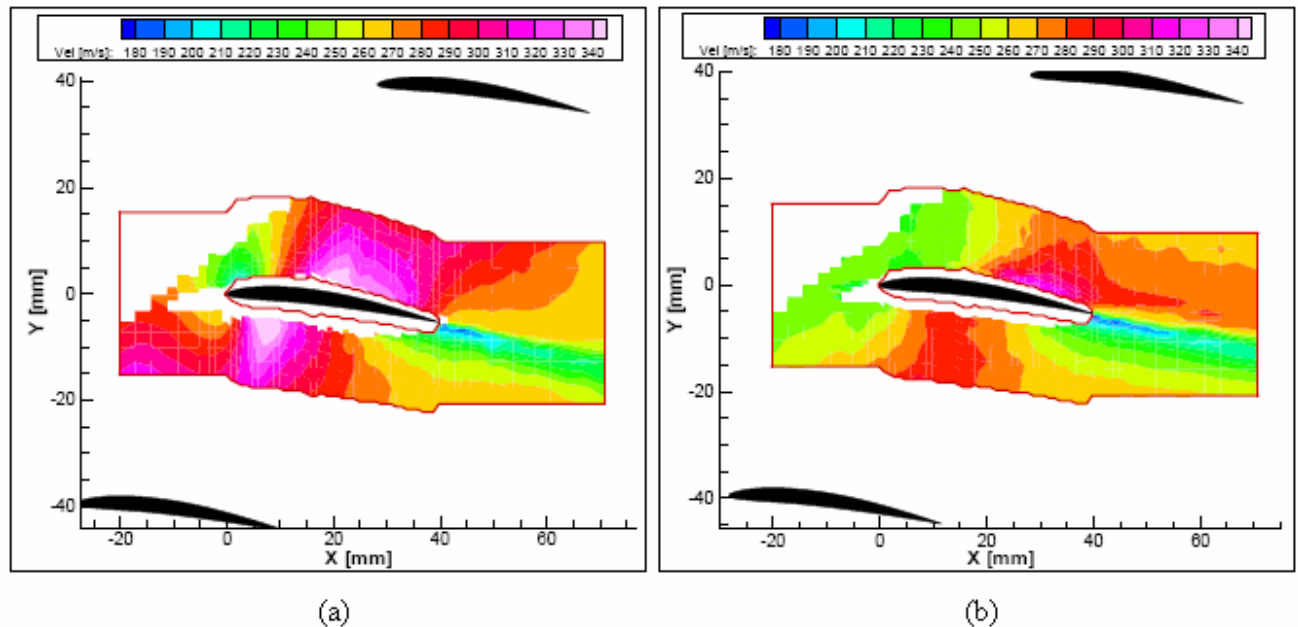
3.3.2. Dråper

Zheng m.fl. [10] simulerte og sammenlignet 3D-strømning i kompressorkaskader med våtgass og tørrgass ved hjelp av CDF software FLUENT. De konkluderer med følgende; Trykkratioen øker og temperaturen synker betraktelig ved injeksjon av væske. Ved utløpet av rotorkaskaden ble det påvist reduksjon i temperatur og entropi. Området med høy temperatur i rotorutløpet for tørrgass tilsvarte området med lav temperatur i rotorutløpet for våtgass. Dette kan komme av bedre varmeovergang mellom dråper og luft og dermed bedre kjøling ved fordampning av dråpene. Tilsvarende observasjon gjaldt for entropien.

I tillegg observerte Zheng m.fl. at dråper med radius på 5 μm hadde bedre kjøleeffekt enn dråper på 10 μm . Økende væskemengde økte også kjøleeffekten. Relativ strømningsvinkel i rotor nær nav vil endres sammen med absolutt strømningsvinkel nær tupp. Se vedlegg 11 for definisjon av strømningsvinkler. De observerte at for en dråpestørrelse på 5 μm fordampet alle dråpene gjennom rotordelen, mens for dråpestørrelse på 10 μm ville noen dråper slippe gjennom både rotor og stator.

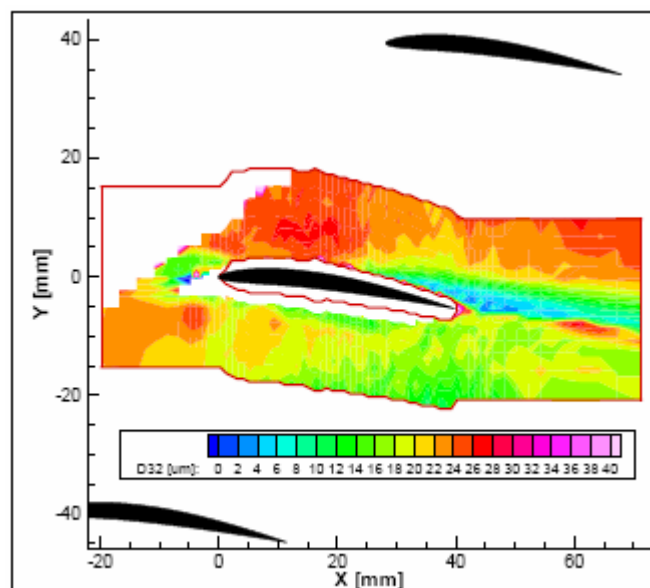
Ulrichs og Joos [11] utførte eksperimenter med og uten vanninjeksjon i kompressorkaskader. De observerte følgende fra Figur 3-1; hastigheten rundt et vingeprofil vil reduseres ved injeksjon av væske i strømmingen. Interaksjon internt mellom dråpene, interaksjon mellom dråper og vegg og tregheten til større dråper som ikke følger gasshastigheten fører til tap i bevegelsesmengde og dermed også lavere hastighet.

Figur 3-1 viser at området med høyhastighet på sugesiden av profilet flyttes bakover når væske injiseres. Et lite lavhastighetsområde bak profilet øker i omfang med væskens tilstedeværelse. Dette skyldes ligamenter som avløses fra væskefilmen som beveger seg mot profilets bakkant. Disse ligamentene som etter hvert blir til dråper, må akselereres opp av gassen som dermed taper bevegelsesmengde.



Figur 3-1: Hastighetsfordeling rundt et vingeprofil: (a) uten væske, (b) med væske injisert [11]

Ulrichs og Joos studerte også størrelsesfordelingen av dråpene rundt vingeprofilet. Figur 3-2 viser at de aller minste dråpene befinner seg på sugesiden (oversiden) av profilet. Et separasjonspunkt for dråpestørrelser oppstår ca 10 mm oppstrøms for bakre del av profilet. Dette kommer av at de minste dråpene følger strømmingen bedre enn større dråper. Ulrichs og Joos observerte at dette separasjonspunktet beveget seg noe bakover for økende gasshastigheter. De registrerte også at diameteren for de minste dråpene (ca 10 mm bak profilet) var uavhengige av massestrøm vann, dråpestørrelse i innløpet og gasshastighet.



Figur 3-2: Fordeling av dråpediameterer rundt et vingeprofil [11]

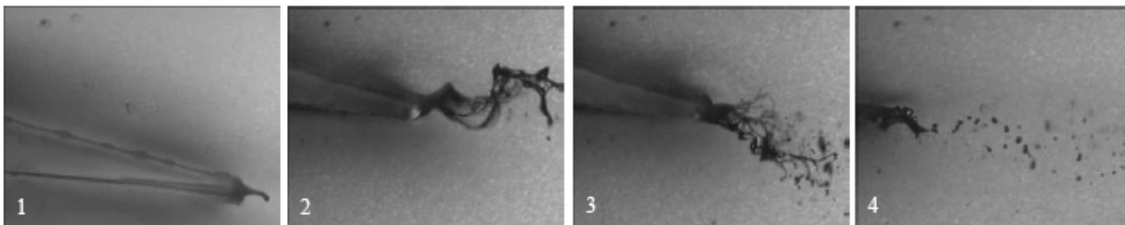
Det ble også observert et avvik i strømningsvinkel på bakre del av profilet under vanninjeksjon. Dette avviket økte med økende dråpestørrelse opp til 40 μm , for større dråpediametre ble bare en svak avviksøkning registrert.

Endring i dråpestørrelse (rundt et vingeprofil) skjer på grunn av følgende årsaker [11]:

- Dråpespaltning på grunn av høye gasshastigheter og dermed høye Weber tall
- Interaksjon mellom dråpene internt og mellom dråpene og veggen
- Dråper som treffer profilets forside
- Dråpeavrivning på grunn av skjærspenningen til væskefilmen
- Spaltning av væskefragmenter som avløses på bakkanten av profilet

Figur 3-3 viser et vingeprofil der avløsning av fragmenter fra væskefilmen oppstår på bakre del av profilet. Ligamentene spaltes videre til dråper.

- Bilde 1 på figuren viser væskefilmen som oppstår når dråpene i strømmingen treffer vingeprofilet. Filmen beveger seg bakover på profilet i form av bølger.
- Bilde 2 viser ansamling av vann på tuppen av profilet. Når denne når en viss størrelse slipper den profilet.
- Bilde 3 viser at vannansamlingen spaltes i fragmenter.
- Bilde 4 viser videre spaltning til dråper.



Figur 3-3: Avløsning av væskefilm på vingeprofil [11]

Roumeliotis og Mathioudakis [12] gjorde forsøk med vanninjeksjon i en ettrinns aksialkompressor. De injiserte en masseprosent vann på opp til 2,0 og registrerte følgende; Effekten øker lineært med mengde vann injisert. Polytropisk virkningsgrad reduseres lineært for økt mengde injisert vann. Effekten øker fordi tettheten øker med tilførsel av væske. Polytropisk virkningsgrad reduseres på grunn av tapseffektene væsken tilfører.

Mustafa m.fl. [13] simulerte vanninjeksjon i en flertrinns aksialkompressor. De noterte seg følgende;

- Dråpenes radielle bevegelse var sterkt avhengig av dråpestørrelsen, de største dråpene beveget seg mer ut mot impellerhuset enn mindre dråper.
- Dråper som kolliderer med forkanten av skovlen vil etter kollisjonen avvike mer fra strømningsbanen og bevege seg raskere ut mot impellerhuset enn dråper som ikke kolliderer med skovlen.
- De fleste dråpene vil avsettes på den første rotoren, dette gjelder spesielt for større dråper. Mindre dråper følger gasstrømmen bedre.
- Fordampningsraten er sterkt avhengig av dråpestørrelse, de minste dråpene fordamper først.

3.4. Væske i sentrifugale kompressorer

Løpehjulet i en sentrifugalkompressor gir en lengre strømningsbane enn løpehjulet i en aksialkompressor. Dråpene har dermed lengre oppholdstid i den roterende delen av kompressoren. Abdelwahab [14] utførte beregninger for våtgasskompresjon i en industriell sentrifugalkompressor der han injiserte vann. Han konkluderte med følgende;

- Våtgasskompresjon kan anvendes i industrielle sentrifugale kompressorer om dråpestørrelsen holdes under $5 \mu\text{m}$. Dette krever avanserte forstøvningsprosesser. En effektreduksjon på opp til 5 % per trinn kan oppnås. (Her ble effektbehovet sammenlignet med en tørgasskompressor som leverte samme trykkforhold)
- Fordelen med vanninjeksjon er større ved høy omgivelsestemperatur enn i kalde omgivelser.
- Ved økning i rotasjonshastighet for å oppnå større trykkforhold per trinn og totalt vil fordelen med våtgasskompresjon reduseres.

Brenne m.fl. [8], utførte forsøk med våtgass i en sentrifugalkompressor med ett trinn. De konkluderte med følgende;

- Trykkforhold øker for økende andel kondensat (GVF innenfor 1,0-0,97).
- Temperaturforholdet minker noe som følge av væskeinjeksjon.
- Tilført spesifikt arbeid minker ved økende væskefraksjon.
- Den polytropiske virkningsgraden minker med økende andel væske, størst utslag for lave innløpstrykk
- En reduksjon i støynivå ble detektert ved våtgass som fluid

3.5. Oppsummering

3.5.1. Trykkforhold

Simuleringsresultater fra Zheng m.fl. [10] viser at trykkforholdet øker ved injeksjon av væske. Dette bekrefter testresultatene fra Brenne m.fl. [8]. Trykkforholdet øker på grunn av at tettheten øker når væsken tilføres.

3.5.2. Temperatur

Resultatene fra Zheng m.fl. [10] viste at utløpstemperaturen synker ved injeksjon av væske. Kjøleeffekten øker ved reduksjon i dråpestørrelse eller økende væskemengde. Mustafa m.fl. [13] bekrefter at de minste dråpene fordamper først gjennom sine simuleringer.

3.5.3. Effekt

Forsøkene med en ettrinns aksialkompressor utført av Roumeliotis og Mathioudakis [12] viste at effekten økte lineært med mengde vann injisert. Likeledes påviste Brenne m.fl. [8] en reduksjon i spesifikk effekt ved økende mengde væske med sin sentrifugalkompressor.

3.5.4. Virkningsgrad

Roumeliotis og Mathioudakis [12] påviste en lineær reduksjon i polytropisk virkningsgrad i forhold mengde vann injisert. Det samme påviste Brenne m.fl. [8] i sine forsøk med en sentrifugalkompressor.

3.5.5. Hastighet

Ulrichs og Joos' simuleringer [11] viste at injeksjon av væske reduserer hastigheten rundt et vingprofil.

3.5.6. Strømningsbane

Relativ strømningsvinkel i rotor nær nav vil endres sammen med absolutt strømningsvinkel nær tupp i følge Zheng m.fl. [10].

Størrelsesfordelingen til dråpene i forsøket til Ulrichs og Joos [11] viser at de minste dråpene følger gasstrømmen bedre enn større dråper

Mustafa m.fl. [13] påviste at de største dråpene beveget seg mest i radiell retning. Dråper som kolliderer med skovlens forkant avviker mer enn andre dråper fra gassens strømningsbane.

3.5.7. Væskefilmens bevegelse

Resultater fra CDF-simuleringene til Williams og Young [9] viser at mesteparten av væskefilmen vil bevege seg ut over skovltuppen.

3.5.8. Dråpeavsetning

Simuleringene til Mustafa m.fl. [13] viser at de fleste dråpene vil avsettes på første rotor i en flertrinns kompressor.

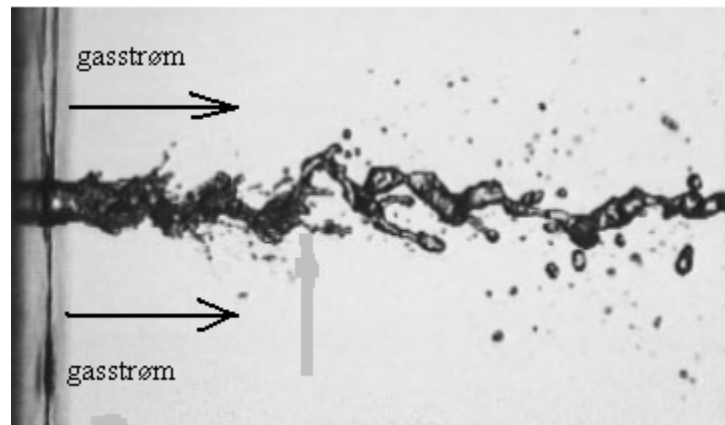
4. Finforstøvning av væske

4.1. Introduksjon

Væskeforstøvning er en viktig prosess med flere ulike bruksområder. Vannvask og vanninjeksjon i gasturbiner krever svært små dråper slik at fullstendig fordampning hindrer vandråper i brennkammeret. Dette kapitlet tar for seg teori om dannelsesmekanismer for dråper i spray.

4.2. Forstøvning av væskestråle i gasstrøm

Her beskrives en forstøvningsprosess der en væskestråle forstøves av en omsluttende gasstrømning som vist i Figur 4-1.



Figur 4-1: Forstøvning av væskestråle i gasstrøm [15]

Forstøvningsområdet kan deles inn i to deler. I området nærmest væskeutløpet har gasstrømmen liten innvirkning på ustabiliteten i væskestrålen. Lasheras m. fl. [15] konkluderer med at fluksen av bevegelsesmengde per volumenhet gass må være større eller lik fluksen av bevegelsesmengde per volumenhet væske i dette området for at gassen skal kunne påvirke væskestrålen. Dette området utgjør noen få væskestrålediameterer i lengde og her skjer primærforstøvningen. Denne forstøvningen er dominert av skjærspenningen på interfasen som river av væskefragmenter. I dette området er overflatespenningen en viktig parameter som reduserer bølgetoppene på overflaten.

Lengre nedstrøms vil sekundærforstøvningen dominere væskefragmenter og dråper. I en turbulent forstøvningsprosess vil gassens turbulente bevegelse deformerer væskestrålen. Avrevne fragmenter vil stykkes opp ved at kreftene forårsaket av det dynamiske trykket overvinner væskefragmentets skjærspenning og viskositet. Tregghetskrefter er også involvert. Som nevnt i kapittel 2.3.3 er Webertallet en viktig parameter for dråpenes stabilitet.

Ved forstøvning forårsaket av skjærspenningen vil relativhastigheten mellom væske og gass være så stor at kreftene fra overflatespenning og viskositet overgår. Webertallet illustrerer dette forholdet.

4.2.1. Overflatespenning

Overflatespenning skyldes krefter som virker mellom molekylene i en væske. Hvert molekyl blir påvirket av krefter fra alle omliggende molekyler. Denne dragingen i alle retninger resulterer i en resultantkraft lik null og molekylet er stillestående. På væskeoverflaten vil molekylene ”dras” innover i væsken og denne kraften stabiliseres av væskens motstand mot kompresjon. Væsken vil derfor presses sammen til minst mulig lokal overflate. Overflatespenningen avtar med temperaturøkning.

Varga m.fl.[16] utførte forsøk med forstøvning av en liten væskestråle i en høyhastighets gasstrøm. De observerte at redusert overflatespenning ga redusert dråpestørrelse og at økt gasshastighet ga redusert dråpestørrelse.

4.2.2. Skjærspenning

Skjærspenningen på en vegg er definert ved hastighetsgradienten og viskositetskoeffisienten μ som vist i ligning (4.1). Skjærspenningen har benevnning [kg/ms].

Skjærspenning:
$$\tau_w = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.1)$$

I tofasestrømning vil skjærspenning i interfasen oppstå på grunn av relativhastighet mellom væske og gass.

4.2.3. Viskositet

Viskositet betegner væskens evne til å motstå deformasjon under skjærspenning eller væskens motstand til å strømme. Viskositet defineres ved dynamisk viskositet μ , [kg/ms] og kinematisk viskositet ν , [m²/s]. Sammenhengen mellom disse vises i ligning (4.2).

Kinematisk viskositet:
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.2)$$

I en væske vil viskositeten reduseres ved temperaturøkning. Høyviskøse væsker blir vanligvis varmet opp for å forenkle forstøvningsprosessen.

Gassens viskositet øker med temperaturen og har innvirkning på de aerodynamiske kreftene mellom væske og gass. Fore og Duckler [17] påviste at gjennomsnittlig dråpestørrelse og øker for økende væskeviskositet og væskerate, men reduseres med økende gasshastighet. Sistnevnte observasjon samsvarer med observasjonene gjort av Varga m.fl. nevnt i kapittel (4.2.1).

4.2.4. Turbulent strømning

Turbulent strømning er en strømningstype som følge av inndeling ved hjelp av Reynoldstallet. Høye Reynoldstall kategoriserer strømningen som turbulent, mens lave Reynoldstall gir laminær strømning.

Reynoldstall strømning:
$$\text{Re} = \frac{u \cdot D_h}{\nu} \quad (4.3)$$

Turbulent strømning karakteriseres som vekslende og ustabil. Lokal hastighet og strømningsretning kan være helt motsatt av hovedstrømmen. Konvektiv varmeovergang er bedre i turbulent strømning enn i laminær strømning.[18]

Reynoldstall dråpe:
$$\text{Re}_d = \frac{\rho_g \cdot d_d |u_g - u_d|}{\mu_g} \quad (4.4)$$

Reynoldstallet for en dråpe avhenger i likhet med Webertallet av relativhastigheten mellom dråpe og gass. Reynoldstallet beskriver forholdet mellom treghetskrefter og viskøse krefter. En økning i Reynoldstall fører til en mindre kritisk dråpediameter og en mer ustabil dråpe. (Se kapittel 2.3.3 for definisjon av Webertall).

4.3. Forstøvning av væskefilm

Oppstyking av et væskesjikt skjer som følge av to typer hendelser.

- a) Bølgedannelse på væskeoverflaten fører til oppstyking av væskefilmen. (Bølgedannelse skjer på grunn av aerodynamiske krefter mellom væsken og gassen.)
- b) Perforering av væskesjiktet fører til oppstyking og dråpedannelse.

Perforeringer vil alltid finnes i et naturlig væskesjikt. Væsken som opprinnelig var samlet i perforeringen vil ligge rundt den. Om diameteren på perforeringen er større enn væskesjiktets tykkelse vil et tap av overflateareal oppstå slik at perforeringen vokser

spontant. Flere perforeringer koaleserer med hverandre og ett nettverk av ligamenter oppstår.

I en kjegleformet spray øker spesifikt overflateareal (overflate delt på væskevolum) ved økende avstand fra dyseutløpet. Tykkelsen på væskesjiktet avtar, sjiktet blir mer og mer ustabil og dråpedannelsen skjer lettere.

Gjennomsnittlig dråpestørrelse har vist seg å være større ved perforering av væskesjikt enn ved bølgedannelse.[19] Ved stor gasstetthet er bølgedannelse dominerende mekanisme i forhold til perforering og motsatt. Dette kommer av at de aerodynamiske kreftene som forårsaker bølgedannelse er proporsjonale med gasstettheten [20]. Gassens tetthet avhenger av trykket og har betydning for dråpens størrelse og stabilitet. I litteraturen er det ikke enighet om det er forholdet mellom gass- og væsketettheten eller gasstettheten som har størst innvirkning på dråpestørrelsen. [20]

4.4. Dråpestørrelse

Overflatespenningen vil gjøre dråpens overflate minst mulig for et gitt volum. Dermed vil dråpen innta en sfærisk form, gitt at den er under en viss størrelse. En sfærisk dråpe kan representeres av diameter d . I en spray vil det vanligvis eksistere dråper med ulik størrelse. Fordampning, kondensasjon, koalisering og spaltning fører til tidsmessig variasjon i dråpestørrelsen. For å beskrive en spray er det vanlig å bruke en fordelingsfunksjon for dråpediameteren. Fordelingsfunksjonen oppgir andel dråper med en viss størrelse. Ofte brukes en form for gjennomsnittlig dråpediameter for å representere en spray.

4.4.1. Fordeling av dråpestørrelse

Ulike fordelingsfunksjoner kan brukes til å beskrive størrelsesfordeling av dråper i en spray. I denne oppgaven er fordelingen gitt av hvor stor volumandel av dråpene som har en diameter mindre enn en oppgitt verdi. $D_v(90)$ angir at 90 % av totalt dråpevolum består av dråper mindre enn angitt diameter. Denne fordelingen er valgt ettersom den ansees som en god metode for valideringen av vanntåkegeneratoren. Mulig bruksområde for vanntåkegeneratoren er vannvask av gassturbiner og dermed små dråper ønskelig. Størrelsen på majoriteten av dråpene vektlegges framfor å definere minste dråpediameter som kan oppnås i en liten andel av sprayen.

4.4.2. Definisjon av dråpestørrelse

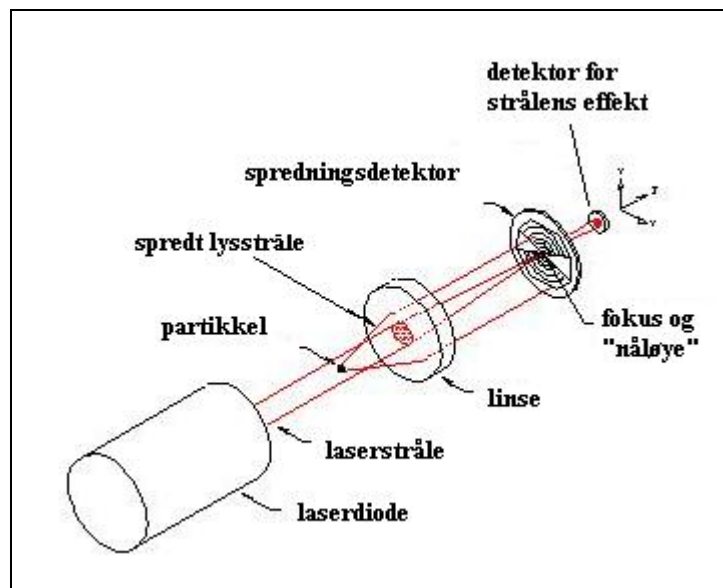
En mye brukt definisjon i litteraturen er Sauter Mean Diameter (SMD). Denne angir en dråpe med samme forhold mellom volum og overflate, som forholdet mellom totalvolumet til alle dråpene og totaloverflaten til alle dråpene i sprayen. Ligning (4.5) viser definisjonen av SMD.

Sauter mean diameter:

$$D_{32} = \frac{\int_0^{D_{\max}} D^3 f_n(D) dD}{\int_0^{D_{\max}} D^2 f_n(D) dD} \quad (4.5)$$

4.4.3. Måling av dråpestørrelse

Laserdiffraksjon er en kommersiell målemetode for partikkelstørrelser. Denne metoden brukes av laseren i laboratoriedelen i denne oppgaven. En lavenergi-laserstråle belyser strømmingen der dråpene skal måles. På motsatt side av måleobjektet (dråpen) mottar en Fourieromformerlinse de splittede laserstrålene. Dette fraksjonsmønsteret blir fokusert av en rekke fotodetektorer som produserer et analogt signal proporsjonalt med lysintensiteten. Beregninger av dråpestørrelsen blir gjort på grunnlag av lysspredningsteori utviklet av Mie basert på Maxwells ligninger for elektromagnetiske felt. Metoden kan brukes på dråpestørrelser ned i under 0,1 μm .



Figur 4-2: Laserdiffraksjon [21]

5. Kompressibel strømning

5.1. Introduksjon

Dette kapitlet tar for seg teorigrunnlag for kompressibel strømning og beskrivelse av lavalaldysen som brukes i laboratorietestene.

5.2. Machtall og strømningsregimer

Machtallet angir i hvilken grad strømningen er kompressibel. Definisjonen er forholdet mellom lokal strømningshastighet og lydhastighet.

$$\text{Machtall:} \quad M = \frac{u}{a} \quad (5.1)$$

Lydhastigheten defineres som i ligning (5.2) der gasskonstanten inngår. Dermed påvirkes lydhastigheten av molar masse (MW) som det fremgår av ligning (5.3).

$$\text{Ideell lydhastighet:} \quad a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (5.2)$$

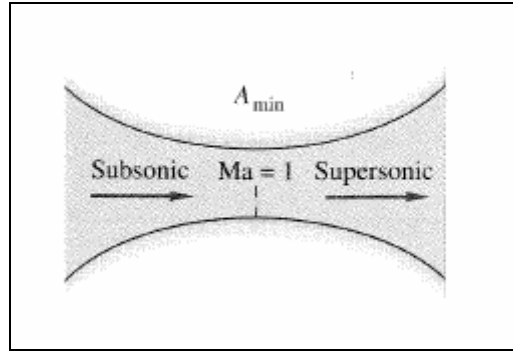
$$\text{Gasskonstant:} \quad R = \frac{R_0}{MW} \quad (5.3)$$

Strømning med Machtall under 0,3 betegnes inkompressibel og tilsvarende betegnes strømning med Machtall over 0,3 kompressibel. I kompressibel strømning må det tas hensyn til tetthetsforandringer i fluidet.

Strømningen er supersonisk for ($M > 1$). Et fluid vil endre egenskaper som følge av hvilket strømningsområde det befinner seg i. For strømning i dyser må dysegeometrien utformes som følge av om strømningen er subsonisk eller supersonisk. En dyse har som formål å øke hastigheten på fluidet som strømmer gjennom den.

Det punktet der Machtallet er lik 1 kalles kritisk punkt. Det vil si at massestrømmen er på sitt maksimum og økning kan kun oppnås ved å øke tverrsnittsarealet. Dette kalles choket strømning og en reduksjon av tverrsnittsareal medfører reduksjon av massestrøm.

For å øke hastigheten fra subsonisk og godt inn i subsonisk strømningsområde kan en lavaldyse brukes. Den er utformet slik at første del akselererer strømningen til Mach lik 1 og andre del akselererer strømningen til Mach større enn 1.



Figur 5-1: Lavaldyse [22]

Figur 5-1 viser prinsippet for en lavaldyse. For å oppnå sonisk strømning ved A_{\min} og dermed \dot{m}_{\max} må trykket ved A_{\min} være p^* , det kritiske trykket for denne strømmingen.

Machtallet i utløpet av lavaldysen beregnes ved iterasjon av ligning (5.4).

$$\frac{A_{\text{utløp}}}{A^*} = \frac{1}{M_{\text{utløp}}} \left[\frac{1 + \frac{1}{2}(\kappa - 1)M_{\text{utløp}}^2}{\frac{1}{2}(\kappa + 1)} \right]^{\frac{1}{2}(\kappa + 1)(\kappa - 1)} \quad (5.4)$$

Hastighet ut fra lavaldysen beregnes av ligning (5.1), (5.2) og (5.3) sammen med forholdet $\frac{T_0}{T_{\text{utløp}}}$ og verdien for stagnasjonstemperaturen T_0 . Utløpstemperaturen for lavaldysen finnes ved hjelp av ligning (5.5).

Utløpstemperatur lavaldyse:

$$\frac{T_{\text{utløp}}}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{(\kappa - 1)}{2} \cdot M_{\text{utløp}}^2} \quad (5.5)$$

5.3. Machtallseffekter

Supersonisk strømning vil oppføre seg annerledes enn subsonisk strømning. Fluidets egenskaper har en annen utvikling ved trykk- og temperaturendringer enn i subsonisk strømning. Supersonisk strømning medfører strømningsmekanismer som støt og sjokkbølger. Støt kan for eksempel skje som følge av at strømmingen går inn i en sone/møter en strømning med høyere trykk. Støt forårsaker endring i fluidegenskapene.

5.3.1. Støt

Normalstøt

Et støt kan oppstå i supersonisk strømming som en overgang til subsonisk strømming og fører til økning i trykk. (For reelle gasser kan reduksjon i trykk oppstå under bisarre termodynamiske forhold, men er meget uvanlig siden det fører til reduksjon av entropi) Støt fører til økning i entropi og dermed også reduksjon av stagnasjonstrykk i strømmingen. En reduksjon i effektivt sonisk tverrsnittsareal vil også oppstå som følge av støtet. Svake sjokkbølger vil være nærmest isentropiske.

Skjeve støt

Skjeve støt er vinklet skjevt i forhold til den innkommende supersoniske strømmingen. Skjeve støt oppstår vanligvis som følge av strømmingens behov for å endre retning på grunn av fysiske hindringer. Strømmingen nedstrøms for det skjeve støtet kan være supersonisk, sonisk eller subsonisk. Sterke støt ender alltid i subsonisk strømming, mens svake støt kan ende i alle tre områdene selv om supersonisk er det vanligste utfallet. Dess større ombøyningsvinkelen er dess sterkere er vanligvis støtet. Svake støt oppstår hyppigst, men sterke støt kan oppstå når for eksempel høytrykksforhold eller blokkering finnes nedstrøms for støtet.

Fordampningsstøt

Fordampningsstøt forekommer i forbindelse med plutselige adiabatisk faseoverganger som kan inntreffe i overhete eller metastabile væsker. Fordampningen resulterer i høyhastighets tofasestrømming med lavere trykk. Fordampningsfronten beveger seg framover og kan sees på som en slags sjokkbølge. Fordampningsstøtet forårsaker et sprang i strømmingsegenskapene. Fenomenet kan forekomme i ethvert system det en overhete væske ekspanderer. [23]

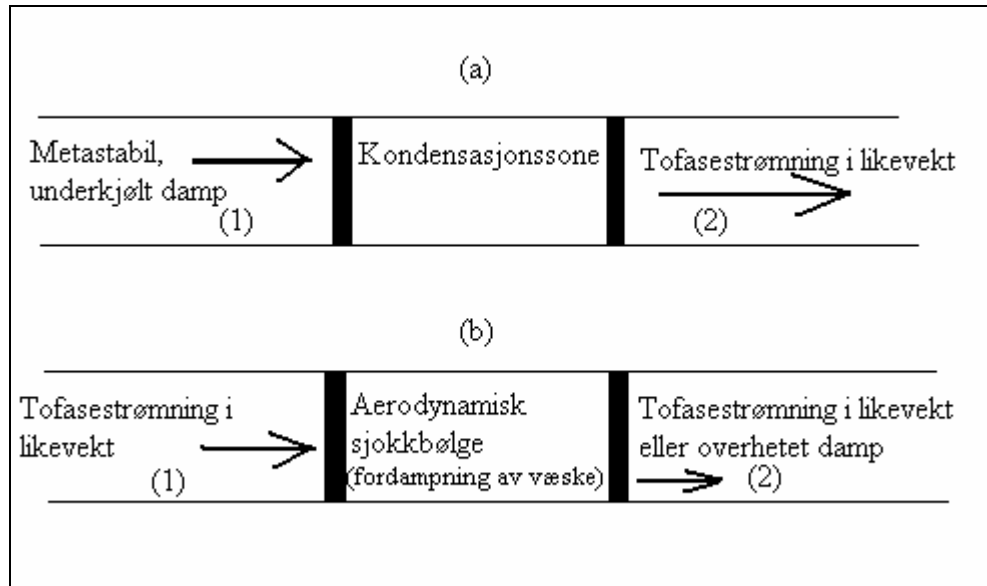
5.3.2. Støt i tofasestrømming

Støt kan skje på samme måte i tofasestrømming som i en ideell gass. Analysen blir mer komplisert på grunn av lokale forskjeller i lydshastighet som ikke er et problem i en ideell gass. I tillegg er utvekslingen av masse, bevegelsesmengde og energi mellom fasene ikke i likevekt.

Kondenserende sjokk (støt)

Overhete damp som ekspanderer hurtig kan unngå å kondensere umiddelbart ved metningstrykket. Dampen går ut av termodynamisk likevekt og underkjøles betraktelig før dråpekimer oppstår. Når underkjølingen er tilstrekkelig vil dråpekimene dannes og oppnå en tilstrekkelig overflate slik at kondensasjon plutselig starter. Den latente kondensasjonsvarmen vil varme opp blandingen og temperaturen øker hurtig. Dette fører til at underkjølingen reduseres raskt, tilnærmet eksponentielt. Kondensasjonssjokket er definert som perioden mellom punkt for maksimal underkjøling og det punktet der termodynamisk likevekt inntreffer.

Guha [24] beskriver aerodynamiske støt og kondensasjonssjokk i tofasestrømning som på Figur 5-2. Her forekommer kondensasjonssjokk i metastabil, underkjølt damp og ender i likevekt. Aerodynamiske sjokk oppstår for tofasestrømning i likevekt og ender i likevekt eller overhettet damp.



Figur 5-2: (a) kondensasjonssjokk, (b) aerodynamisk sjokkbølge

Kondensasjonssjokket tilfører strømmingen varme, mens det aerodynamiske sjokket fjerner varme fra strømmingen. Oppvarming av en supersonisk strømning fører til trykkøkning, mens kjøling av en supersonisk strømning fører til trykkreduksjon [25]. I tofasestrømning vil væskens tilstedeværelse føre til fordampning og kondensasjon som må sees i sammenheng med trykkendringen. Et kondensasjonssjokk resulterer i gradvis trykkøkning, men Mach-tallet holder seg vanligvis over 1 på slutten av kondensasjonssonen.

6. Beregningsmetoder

6.1. Introduksjon

Det finnes ingen etablert metode for analyse av våtgasskompresjon. Under utviklingen av våtgasskompressorer er det viktig å kartlegge fluidets oppførsel gjennom maskinen. Ved hjelp av simuleringer kan det detekteres hvor og hvordan faseoverganger oppstår. I dette kapitlet presenteres direkte integrasjon som analysemetode for våtgasskompresjon.

6.2. Direkte integrasjon

Analysemetoden direkte integrasjon tar utgangspunkt i en polytropisk kompresjonsbane. Der det i Schultz' prosedyre brukes middelveidier vil det under direkte integrasjon brukes reelle verdier langs kompresjonsbanen. Direkte integrasjon av en polytropisk prosess innebærer en oppdeling av kompresjonsbanen i et stort antall intervaller (i) slik at kompresjonsforholdet for hvert steg blir likt. Grunnleggende for direkte integrasjon er at polytropisk virkningsgrad, definert i ligning (6.1), er konstant langs hele kompresjonsbanen.

$$\eta_p = \frac{\delta h_i}{\delta h} \quad (6.1)$$

Ligning (6.2) angir løftehøyde ved direkte integrasjon.

$$h_p = \sum_{i=1}^{\infty} \delta h_s \Big|_{\eta_p = \text{konst}} \quad (6.2)$$

Entropi og entalpi for innløpet blir beregnet av en tilstandsligning. Deretter finnes de isentropiske verdiene for entropi og entalpi for første trinn. Reell entalpiøkning finnes ved å bruke polytropisk virkningsgrad (η_p). Ved hjelp av trykk og entalpi beregnes temperatur og entropi for første steg. Prosedyren repeteres til utløpstrykket oppnås.[26]

6.3. Fordeler og begrensninger med direkte integrasjon

Bruk av metoden for direkte integrasjon er fordelaktig for våtgasskompresjon på grunn av at alle termodynamiske verdier og fluiddata blir oppdatert langs kompresjonsbanen. Dette muliggjør full kontroll av volumstrømmen selv om fordampning og kondensasjon skjer underveis.

Ulempen med metoden er at den optimalt sett skal ha uendelig mange trinn og at den krever nøyaktig fluidsammensetning.

6.4. Tidligere resultater

Beregninger med direkte integrasjon er utført i flere prosjekt- og masteroppgaver ved NTNU. Selsås [27] tok for seg direkte integrasjon i simuleringsprogrammet PROII, i tillegg til noen verifiseringer i programmet Hysys. Hun sammenlignet direkte integrasjon med polytropisk analyse. Selsås konkluderer med at PROII ikke utfører korrekte beregninger i henhold til teorien PROII baseres på. Væskens tilstedeværelse skaper problemer for polytropisk og isentropisk eksponent. Programmene PROII og Hysys er ikke laget for våtgasskompresjon og gir advarsler straks man fører væske inn i en kompressor. Ettersom programvare for våtgass ikke er utviklet ennå, velges Hysys som simuleringsverktøy i denne oppgaven på grunnlag av Selsås' konklusjoner.

6.5. Tilstandsligning

En tilstandsligning er en matematisk relasjon mellom volum, trykk, temperatur og komposisjon. Ved bruk av ulike tilstandsligninger vil variasjoner i beregnede verdier oppstå. For eksempel kan beregninger med gass som inneholder vann og beregninger for gass uten vann korrespondere med ulike tilstandsligninger. For å finne den mest optimale tilstandsligningen til et spesielt forhold må beregnede data sammenlignes med reelle verdier. Bruk av riktig tilstandsligning er viktig for å oppnå mest mulig korrekte beregninger.

Soave Redlich Kwong (SRK) er valgt som tilstandsligning i denne oppgaven fordi denne anses som mest egnet ved våtgasskompresjon [27]. Noen sammenligninger med tilstandsligningen Lee-Kesler-Plocker (LPK) er gjennomført for å se på eventuelle avvik.

GERG er en ny tilstandsligning som er under utvikling i Tyskland. Denne er aktuell for våtgasskompresjon, men har ulempen at den bruker lang tid på beregningene. Det er derfor aktuelt å se på antall trinn i en direkte integrasjonsprosess med tanke på tidsbegrensninger.

7. Simuleringer

7.1. Introduksjon

Dette kapitlet tar for seg direkte integrasjon ved hjelp av Hysys. Det skal analyseres i hvilken grad antall trinn i integrasjonsprosessen påvirker stabiliteten på analysen. Det skal vurderes om fluidsammensetning og trykkforhold påvirker analyseresultatene. I tillegg skal innvirkningen av innløpsstrykk, trykkfordeling og tilstandsligning påvises.

7.2. Hysys

Hysys er et prosessanalyseprogram levert av Aspentech. Programmet simulerer kompresjonsprosessen ved hjelp av teori fra ASME-standardene.

For en sentrifugalkompressor vil isentropisk virkningsgrad, definert i ligning (7.1), være gitt som forholdet mellom isentropisk (ideell) effekt og virkelig arbeid som kreves.

Isentropisk virkningsgrad:
$$\eta_{is} = \frac{P_i}{P} \quad (7.1)$$

Hysys beregner kompresjonsbanen ved å følge en isentropisk linje fra innløp- til utløpsstrykk. Ved å bruke entalpien i utløpspunktet sammen med spesifisert virkningsgrad finnes virkelig entalpi. Utløpsentalpien og utløpsstrykket gir deretter utløpstemperaturen [28].

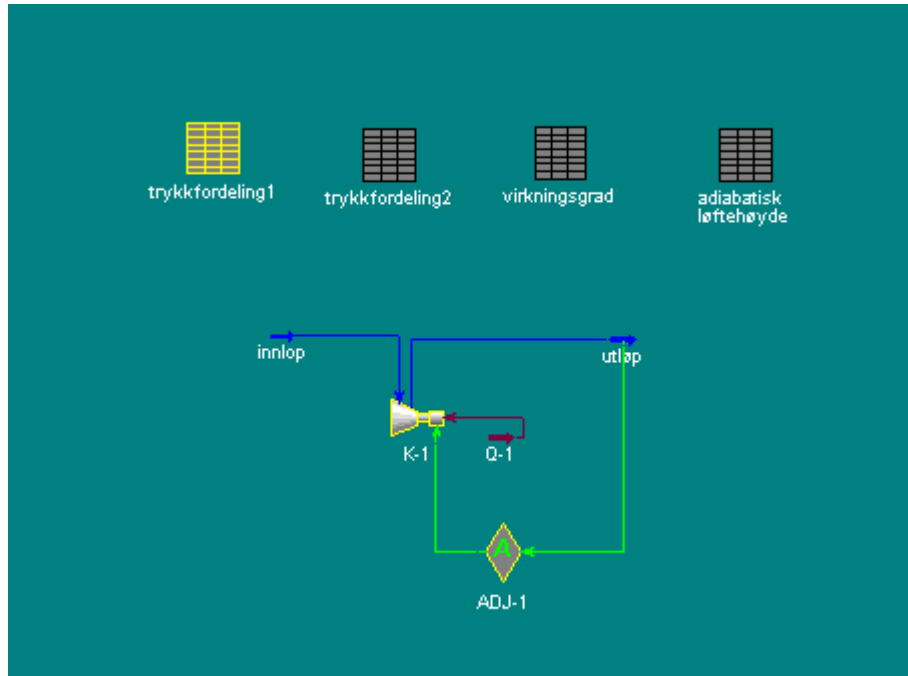
Isentropisk løftehøyde beregnes etter at kompressorberegningene er utført og defineres av ligning (7.2).

Isentropisk løftehøyde:
$$H_{is} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{z \cdot R \cdot T_1}{g} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (7.2)$$

7.3. Modell for direkte integrasjon

En modell for direkte integrasjon er laget i Hysys. Opp til 100 kompressorer ble lagt inn for å kunne analysere hvor mye antall isentropiske delkompresjoner innvirker på resultatene. Modellen itererer fram en verdi for virkningsgraden for en gitt utløpstemperatur. Innløpsbetingelser er temperatur, trykk, fluid, komposisjon og massestrøm. Utløpsbetingelser er temperatur og trykk. Et regneark beregner trykk ut av hver kompressor. Dette gjøres på to forskjellige måter som beskrives i kapittel (7.4.3) Den aktuelle trykkfordelingen gjøres gjeldende ved å deaktivere regnearket for den andre

trykkfordelingen. Neste regneark setter alle virkningsgrader lik virkningsgraden i kompressor 1. Et tredje regneark beregner total løftehøyde for alle kompressorene i modellen. Basismodellen med en kompressor vises i Figur 7-1. Fullstendig modell finnes i vedlegg 11.



Figur 7-1: Hysysmodell for direkte integrasjon

Antall trinn i modellen er 1-6, 10, 15, 20, 30, 50 og 100 og resulterer i 12 delmodeller. Det antas at de største variasjonene skjer for et lavt antall delkompresjoner og disse tas derfor trinn for trinn. For hver simulering blir verdi for løftehøyde tatt ut. Prosentvis avvik fra 100 delkompresjoner blir beregnet i Excel. Det er valgt et maksantall på 100 delkompresjoner. Avviket øker med ca. 0,1 % fra 50 til 100 trinn i alle simuleringene. Dette tilsier at å øke antall trinn ytterligere enn 100 trinn vil gi små utslag.

Løftehøyde er brukt som parameter i denne oppgaven ettersom det er sett på forskjeller innad i en isentropisk kompresjonsprosess. Det er ikke utviklet noen standarder for testing av våtgasskompresjon ennå. API 617 tillater opp til 4 % avvik på polytropisk løftehøyde for tørrgass [29]. Noen kompressorer har strengere krav til avvik, på gassanlegget til Snøhvitfeltet må kompressorene ha mindre enn 2 % avvik på polytropisk løftehøyde [30]. Avviket i denne oppgaven omfatter ingen andre faktorer utenom avviket i modellen. Andre avvik må legges til for å oppnå det totale avviket som kan sammenlignes med kravet fra API. Det går ikke nærmere inn på andre avvik i denne oppgaven og maks avvik settes til 0,25 %.

7.4. Simuleringer utført

Modellen ble prøvd ut for ulike GVF, trykkforhold, innløpstrykk og tilstandsligning. Innløpsbetingelser, trykkforhold og virkningsgrad er holdt mest mulig konstant for sammenligning, men må selvfølgelig endres noe for hvert enkelt case. Tabell for alle simuleringsbetingelser finnes i vedlegg C. To ulike komposisjoner for våtgass ble prøvd ut.

Tabell 1: Komposisjon (1) for våtgass

Metan	0,639
Propan	0,101
Butan	0,260
GVF	0,97

7.4.1. Case 1: Variasjon i fluidsammensetning

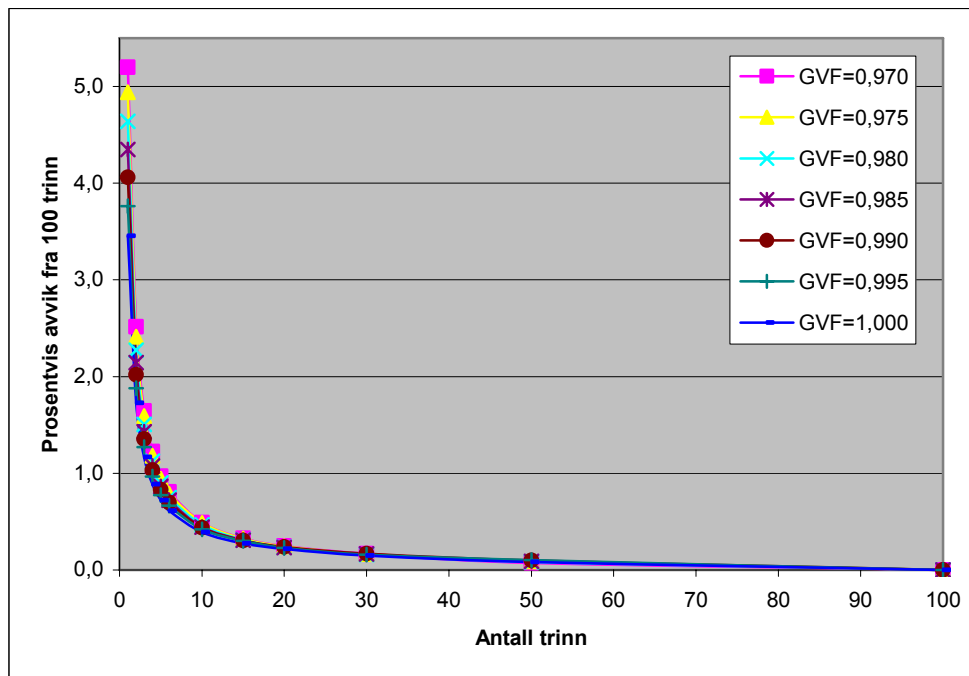
Gassvolumfraksjonen betegner volumandelen til gass i forhold til væske i blandingen. Et intervall fra 0,97 til 1,0 er valgt som våtgass. GVF kan endres ved å endre komposisjon, trykk eller temperatur. Ved å endre komposisjonen endres fluidets egenskaper. Innløpstrykket er ønskelig å holde konstant for sammenligning av kompresjonsprosesser. Derfor brukes temperaturen for å endre GVF i denne oppgaven. Tabell 2 viser GVF som funksjon av gasstemperaturen.

Tabell 2: GVF som funksjon av innløpstemperatur

GVF [-]	Innløpstemperatur [°C]
0,970	25,00
0,975	25,25
0,980	25,52
0,985	25,785
0,990	26,05
0,995	26,31
1,000	26,57

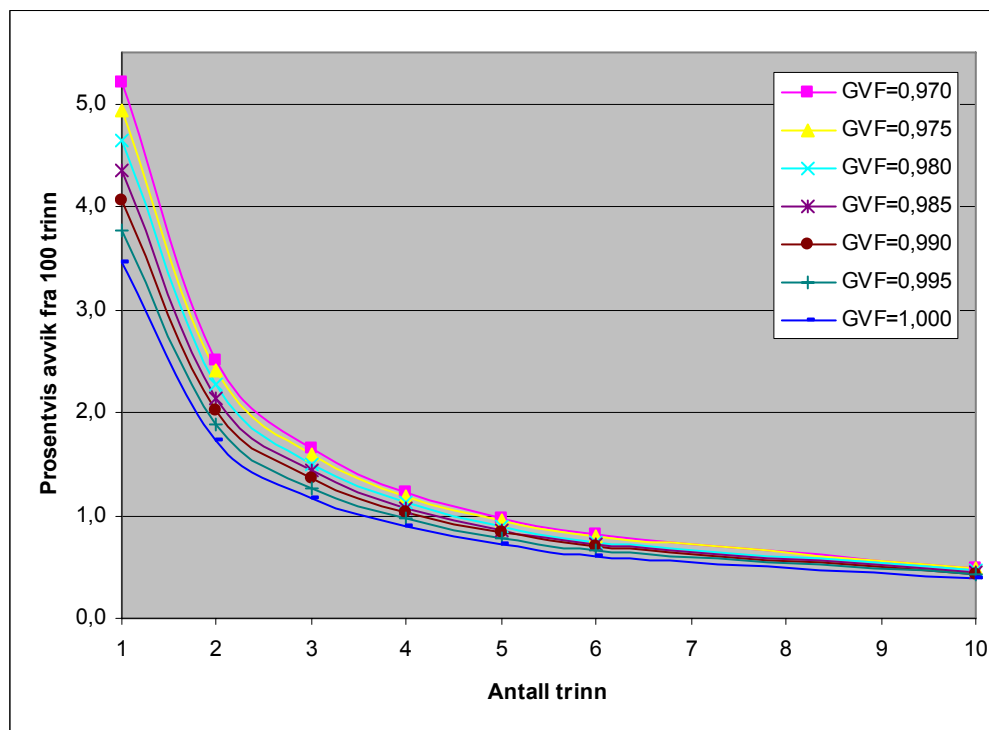
Tabell 2 viser at små temperaturendringer gir store utslag på GVF. Dette stiller krav til nøyaktige temperaturmålinger i forhold til kompresjonsprosessen for våtgass.

Grafen i Figur 7-2 og Figur 7-3 viser prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 delkompresjoner for ulike GVF. Figur 7-2 viser avviket opp til 100 trinn mens Figur 7-3 viser avviket opp til 10 trinn. Figur 7-2 viser at økende antall trinn reduserer avviket. Dette følger grunnlaget for modellen som deler prosessen opp i uendelig antall trinn. For et maksimumsavvik på 0,25 % vil minst 20 trinn være nødvendig i prosessen.



Figur 7-2: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike GVF

Figur 7-3 viser at økende væskemengde øker avviket, men at kurvene følger hverandre tett. Økes GVF fra 0,97 til 1 i modellen med en kompressor vil avviket reduseres fra 5,2 til 3,4 %.



Figur 7-3: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike GVF

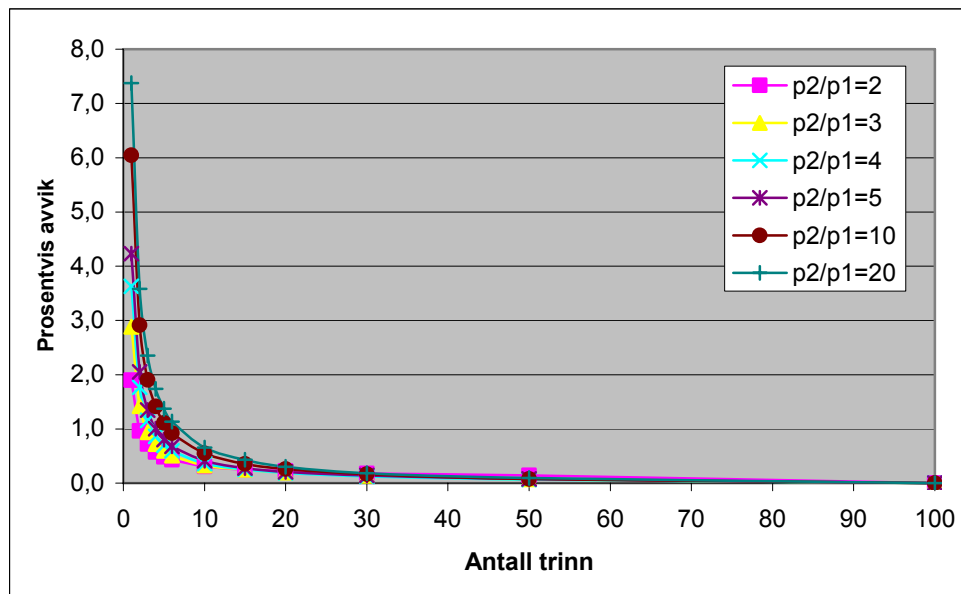
7.4.2. Case 2: Variasjon av trykkforhold

Ulike trykkforhold vil påvirke en kompresjonsprosess. I case 2 varieres det totale trykkforholdet over hele prosessen. Utløpstemperatur er justert slik at prosessen har ca. samme virkningsgrad selv om trykkforholdet varierer.

Tabell 3: Utløpstemperatur og virkningsgrad for case 2

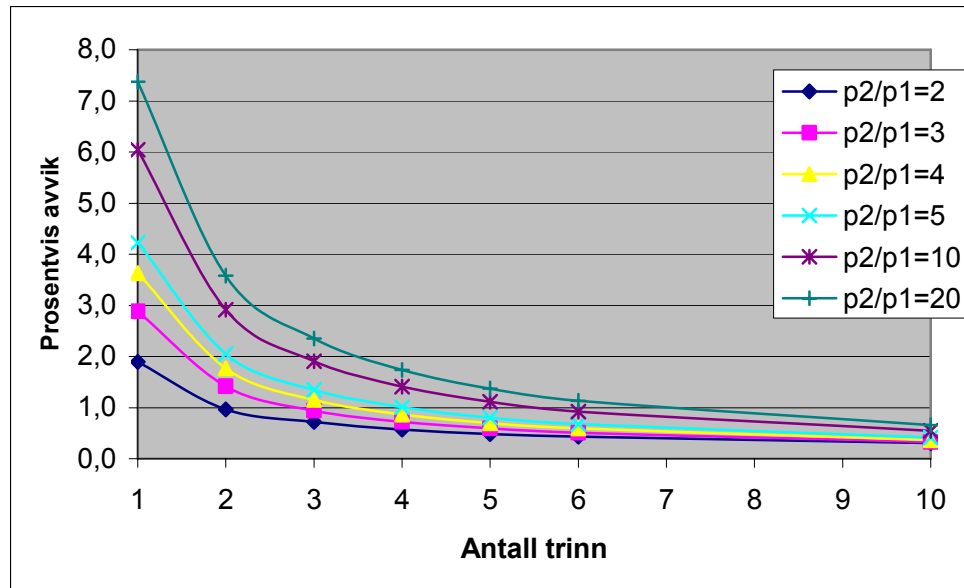
Trykkforhold	Utløpstemperatur	Isentropisk virkningsgrad 50 trinn
2	62	75,5
3	89	75,8
4	109	75,8
5	125	75,7
10	177	75,5
20	230	75,8

Figur 7-4 og Figur 7-5 viser prosentvis avvik i løftehøyde for økende trykkforhold. Figur 7-4 viser avviket opp til 100 trinn mens Figur 7-5 viser avviket opp til 10 trinn. Økning i antall trinn reduserer avviket betraktelig. For et krav på maksimum 0,25 % avvik vil minst 30 trinn være nødvendig for prosessen.



Figur 7-4: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike trykkforhold

Figur 7-5 viser at avviket øker med trykkforholdet. Økes trykkforholdet fra 2 til 20 i modellen med en kompressor vil avviket øke fra 1,9 % til 7,4 %.



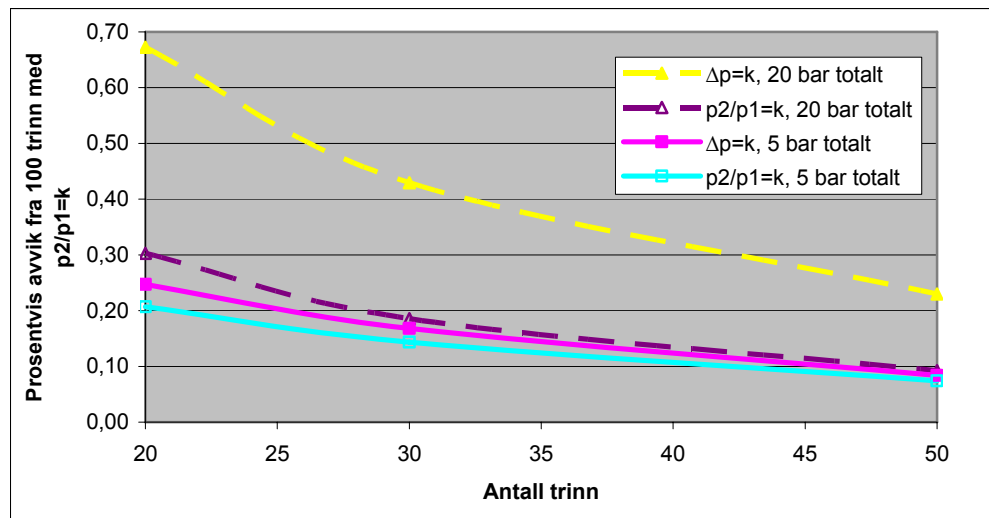
Figur 7-5: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike trykkforhold

7.4.3. Case 3: Ulike metoder for beregning av trykkøkning per trinn

Fordeling av trykkøkning i modellen for direkte integrasjon kan gjøres på ulike måter. For eksempel kan trykkøkningen per trinn (Δp) eller trykkforhold per trinn (p_2/p_1) holdes konstant. Konstant trykkøkning per trinn gir et lavt trykkforhold på siste kompressor i modellen. Konstant trykkforhold vil være mest realistisk, men gir veldig lave trykk tidlig i modellen. Av ligning (7.2) går det fram at trykkforholdet innvirker direkte på løftehøydeberegninger. Ulikt trykkforhold vil gi veldig ulik løftehøyde og dermed ulik effektilførsel. I tillegg vil trykkfordelingen påvirke antall trinn med faseovergang ettersom denne prosessen er trykkavhengig.

I denne oppgaven er det valgt å holde trykkforholdet konstant, men det er laget et case for å se på hvilke variasjoner de to metodene vil gi. Case 3 tar for seg en prosess med konstant trykkforhold pr. trinn og en prosess med konstant trykkøkning per trinn. Referanseverdi er løftehøyde ved 100 trinn i prosessen med konstant trykkforhold.

Grafen i Figur 7-6 viser at i en prosess med totalt trykkforhold på 5 vil de to metodene gi omtrent samme avvik. For et trykkforhold på 20, avviker prosessen med konstant trykkøkning noe mer fra referanseprosessen. For 20 trinn er dette avviket 0,7 % i forhold til referanseprosessen avvik på 0,3 %.



Figur 7-6: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn med konstant trykkforhold: konstant trykkforhold og konstant trykkøkning pr.trinn, totalt trykkforhold 5 og 20

Som beskrevet i kapittel (2.5) vil faseoverganger avhenge av fluidkomposisjon, temperatur og trykk. Volumstrømmen gjennom kompressoren påvirkes på grunn av væskens høye tetthet i forhold til gassen. Det er derfor viktig å vite hvor faseovergangen skjer for å kunne designe kompressoren til høyest mulige virkningsgrad. Tabell 4 viser at trykkfordelingsmetodene gir ulikt antall trinn med faseovergang. Konstant trykkøkning per trinn gjør at faseovergangen skjer i løpet av færre trinn enn ved konstant trykkforhold per trinn. Dette kommer av at ved konstant trykkøkning vil trykket øke raskere i starten av prosessen og dermed skjer faseovergangen raskere.

Tabell 4: Antall trinn med faseovergang for ulike trykkfordeling

$p_2/p_1=5$	Trykkforhold	Trykkøkning
Antall trinn m/væske av 20 trinn	4	2
Antall trinn m/væske av 30 trinn	5	3
Antall trinn m/væske av 50 trinn	8	4

$p_2/p_1=20$	Trykkforhold	Trykkøkning
Antall trinn m/væske av 20 trinn	2	1
Antall trinn m/væske av 30 trinn	3	1
Antall trinn m/væske av 50 trinn	5	1

7.4.4. Case 4: Variasjon av innløpstrykk

Innløpstrykket påvirker avviket i en prosess med direkte integrasjon. I case 4 simuleres ulike innløpstrykk ved et trykkforhold på 5 og 20. Når innløpstrykket justeres må også innløpstemperaturen justeres slik at riktig GVF opprettholdes og verdiene kan

sammenlignes. For å holde omtrent samme virkningsgrad justeres også utløpstemperaturen. Disse betingelsene går fram av Tabell 5 og Tabell 6.

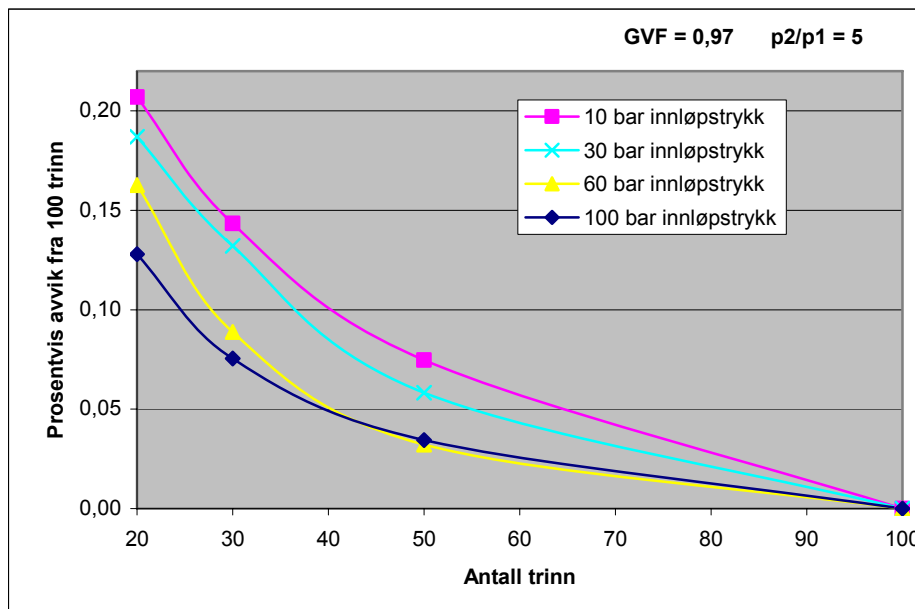
Tabell 5: Simuleringsbetingelser for GVF=0,97, p2/p1=5

Innløpstrykk [bar]	Innløpstemperatur [°C]	Utløpstemperatur [°C]	Adiabatisk virkningsgrad
10	25	125	75,7
30	59	172	75,3
60	78	191	75,9
100	78,53	179	75,5

Tabell 6: Simuleringsbetingelser for GVF=0,97, p2/p1=20

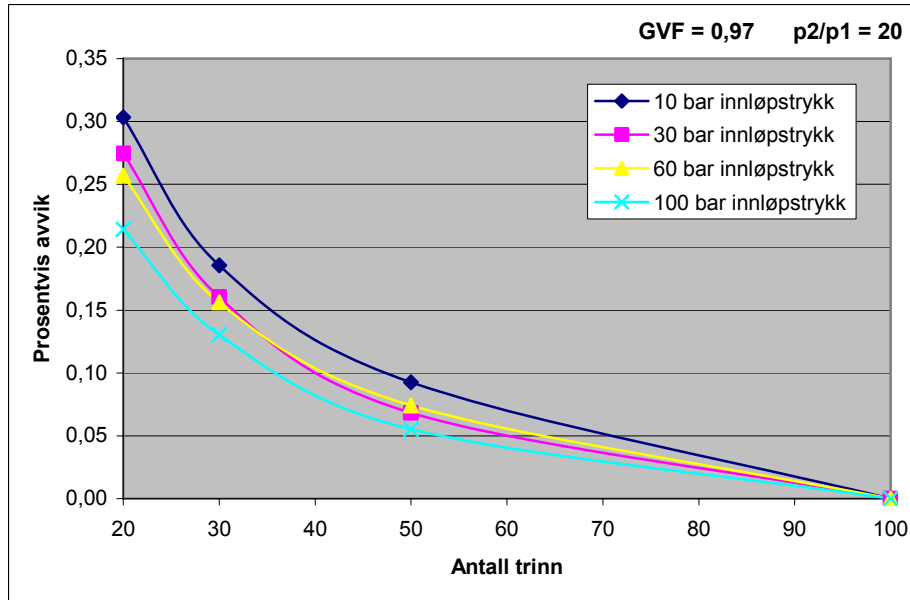
Innløpstrykk [bar]	Innløpstemperatur [°C]	Utløpstemperatur [°C]	Adiabatisk virkningsgrad
10	25	230	75,8
30	59	275	76
60	78	295	75,6
100	78,55	286	75,6

I



Figur 7-7: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn, p₂/p₁=5

Figur 7-7 viser prosentvis avvik fra 100 trinns løftehøyde for et trykkforhold på 5 og ulike innløpstrykk. Trenden viser at økende innløpstrykk reduserer avvikene.



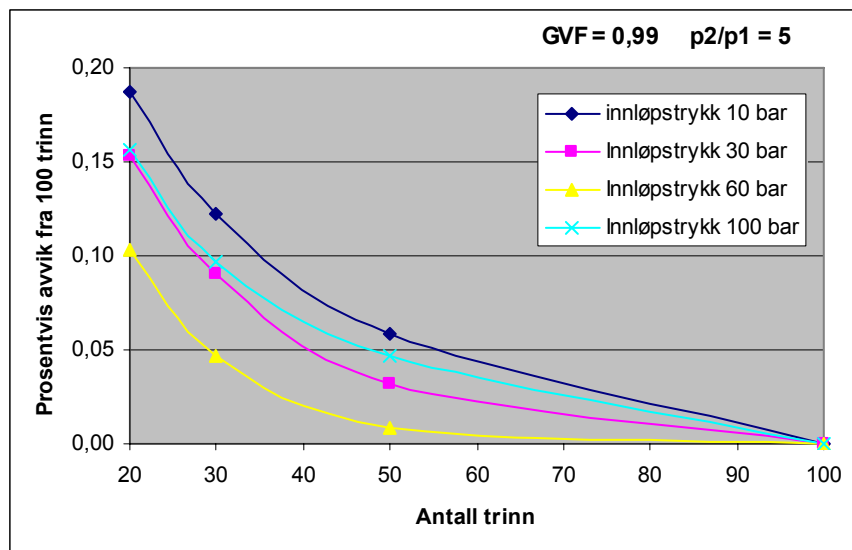
Figur 7-8: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn, $p_2/p_1=20$

Figur 7-8 viser prosentvis avvik fra 100 trinns løftehøyde for et trykkforhold på 20 og ulike innløpstrykk. Trenden er den samme som i Figur 7-7 selv om trykkforholdet økes.

En annen komposisjon ble prøvd ut for å validere resultatene i forrige simulering. Case 4, komposisjon 2: GVF er nå 0,99 og trykkforholdet er fortsatt 5.

Tabell 7: Case 4, komposisjon 2

Innløpstrykk [bar]	Innløpstemperatur [°C]	Utløpstemperatur [°C]	Adiabatisk virkningsgrad
10	40,2	146	75,8
30	72,2	189	75,5
60	88,61	205	75,9
100	85,66	188,5	75,6

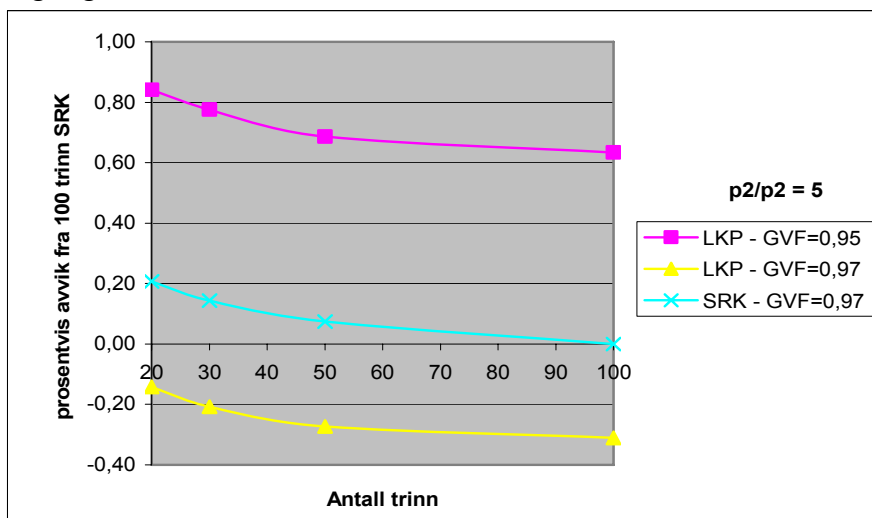


Figur 7-9: Prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn for ulike innløpstrykk

Figur 7-9 viser at for denne sammensetningen er trenden med redusert avvik fra 100 trinn minkende for økende innløpstrykk med unntak av 100 bar innløpstrykk. Grunnen til at kurven med 100 bar innløpstrykk avviker fra trenden er ikke funnet.

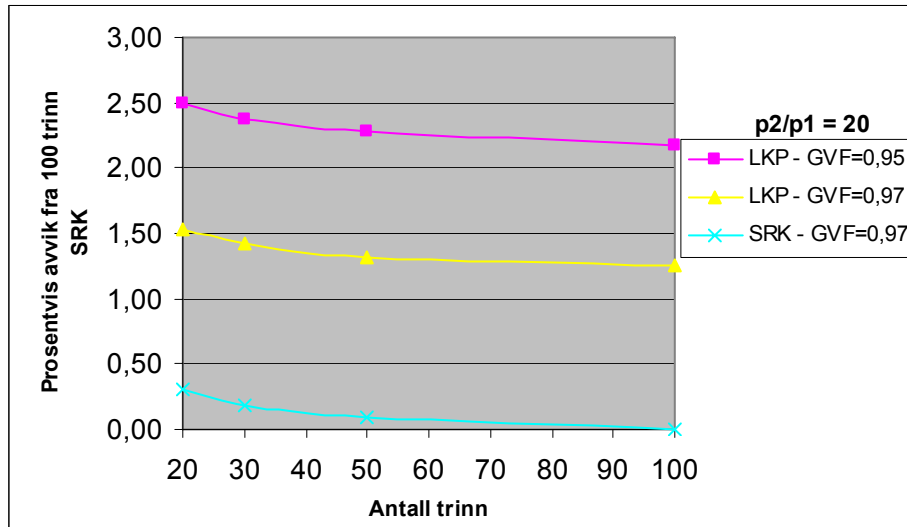
7.4.5. Case 5: Bruk av ulike tilstandsligninger

For å verifisere analysene utføres simuleringer med tilstandsligningen Lee-Kesler-Plocker i tillegg til Soave-Redlich-Kwong. Samme forhold som i tidligere simuleringer med SRK opprettholdes for å kunne sammenligne resultatene. Dette viste seg å være noe komplisert da GVF endres til 0,95 ved bruk av LKP i den tidligere SRK-simuleringen slik at sammenligningen blir ukorrekt. Alternativt kan temperaturen endres for å justere GVF til 0,97 som er den opprinnelige verdien. Endring i innløpstemperatur fører også til at sammenligningen blir ukorrekt. Begge løsningene vises for to ulike trykkforhold i Figur 7-10 og Figur 7-11.



Figur 7-10: Prosentvis avvik fra 100 trinn SRK for LKP og SRK, p2/p1=5

Figur 7-10 viser prosentvis avvik for løftehøyde fra 100 trinn i den opprinnelige SRK-simuleringen. Her avviker simuleringen (GVF=0,95 med LKP) mest. Dette tilsier at å korrigere GVF med temperaturen er mer riktig enn å simulere med samme forhold og dermed ulik GVF når SRK-simuleringen er referanse. Alle avvikene er under 1 % i Figur 7-10 og (GVF=0,97 med LKP) avviker bare 0,31 %.



Figur 7-11: Prosentvis avvik fra 100 trinn SRK for LKP og SRK, p2/p1=20

Figur 7-11 viser tilsvarende som forrige figur med et høyere trykkforhold i prosessen. Her er trenden den samme, selv om avvikene er en del større; (GVF=0,95 med LKP) avviker mest. Om LKP hadde vært brukt i stedet for SRK i simuleringene ville avviket vært opp til 1,5 % når vi korrigerer GVF med temperaturen.

7.5. Oppsummering

1. Fordelen med direkte integrasjon er at alle termodynamiske verdier og fluiddata blir oppdatert langs kompresjonsbanen. Ulempen er at metoden krever nøyaktig fluiddensetning.
2. Simuleringene viste at nødvendig antall trinn i en direkte integrasjonsprosess med et maksavvik på 0,25 % fra 100 trinn var:
 - 20 trinn for ulik GVF
 - 30 trinn for ulike trykkforhold
3. Trykkfordelingen med konstant Δp per trinn hadde et avvik på opp til 0,47 % for 30 trinn og 0,67 % for 20 trinn fra prosessen med konstant p_2/p_1 per trinn.
4. Økende innløpstrykk ga reduserte avvik.
5. Tilstandsligningen LKP avviker opp til 1,5 % fra SRK i utførte simuleringer.

8. Laborrietester med vanntåkegenerator

8.1. Introduksjon

Laborrietester utførtes for å validere en vanntåkegenerator(VTG) utviklet av Statoil. Eksperimentene ble utført i laboratorium for termisk energi ved NTNU. Formålet med VTG er bruk i forbindelse med vannvask av gassturbiner. I denne sammenheng er det ønskelig med minst mulig dråpestørrelse for å sikre fullstendig fordampning gjennom kompressordelen.

VTG er laget med et innløp for vann og et for damp. Under valideringen optimaliseres bruk av vann/damp i forhold til dråpestørrelse. Dette begrunnes med at damp er dyrere enn vann og oppvarming av vann er dyrere enn direkte bruk av kaldt vann.

8.2. Vanntåkegenerator



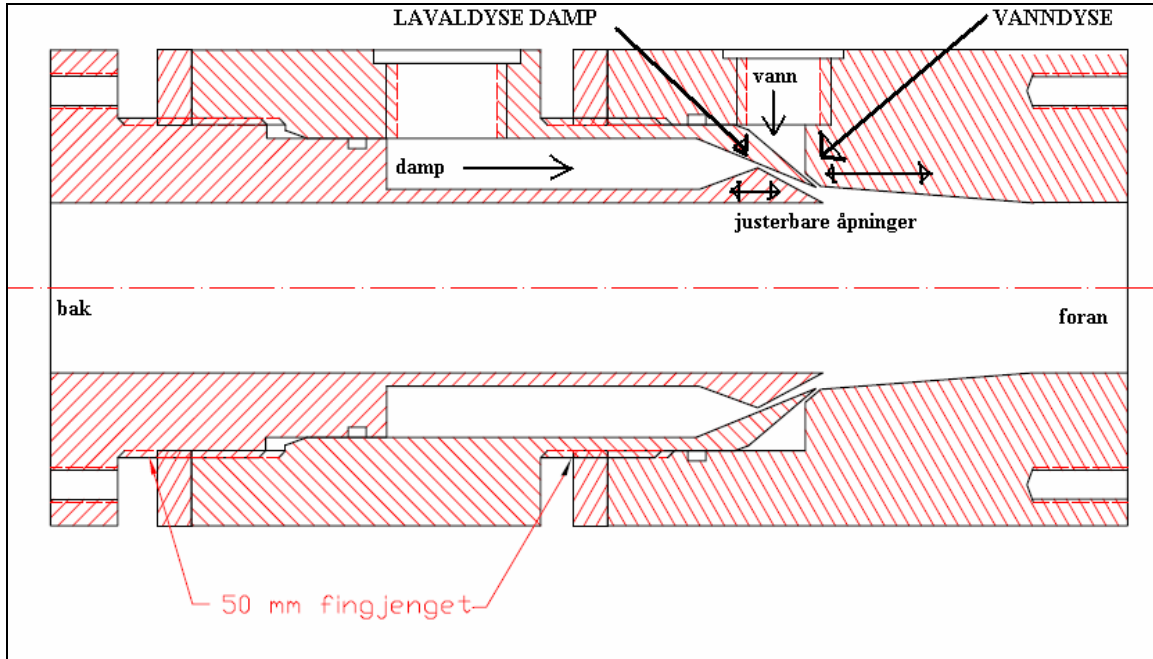
Figur 8-1: Vanntåkegenerator

Følgende parameter kan justeres på VTG.

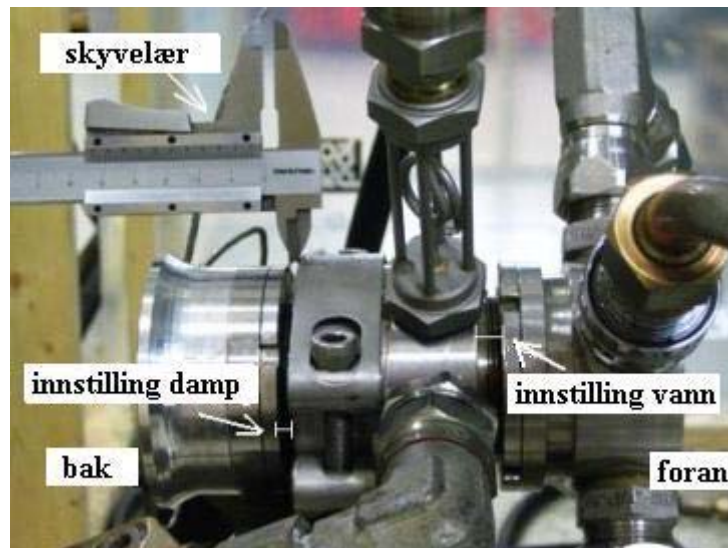
- Damptrykk
- Damptemperatur
- Innløpsareal damp
- Vanntemperatur
- Innløpsareal vann
- Massestrøm vann
- Tetning av åpning på bakside av VTG

VTG består av en lavalldyse som sprayer damp på en vannfilm fra en vanddyse. Åpning for damp og vann kan justeres slik at massestrøm og trykk endres. Dette gjøres ved å

justere på de to delene med 50mm fingjenget mellomrom på Figur 8-2 og Figur 8-3. Luft dras inn i VTG fra bakre åpning. Et forstykke og et bakstykke er montert på VTG. Disse er utformet som ekspanderende åpninger og vises ikke på Figur 8-2, men bakstykket er vist på Figur 8-3.



Figur 8-2: Snitt VTG



Figur 8-3: Måling av innstillinger på vanntåkegenerator

Måling av åpning for vann og damp gjøres med manuelt skyvelær som vist i Figur 8-3. Ut fra disse innstillingene beregnes strømningsperiferi for vann og strømningsareal for damp med ligninger gitt i vedlegg D og E. Avlesningen på skyvelæret kan være noe unøyaktig og gi målefeil. Verdiene fra skyvelæret påvirker beregninger for kritisk areal i

lavalaldysen og dermed også verdier for massestrøm damp. I tillegg påvirkes strømningsperiferien i vanddysen.

Det antas at dampstrømningen i lavalaldysen er choket på grunnlag av lite gjennomstrømningsareal og stort trykkfall. I tillegg beregnes ekspansjonsfaktoren for lavalaldysen i ligning (8.1). Her er x ratio for trykkfall, F_K ratio for isentropeksponenten κ og x_T ratio for kritisk trykkfall.

Ekspansjonsfaktor:
$$Y = 1 - \frac{x}{3F_K x_T} = 0,640 \quad (8.1)$$

$Y < 0,667$ og strømningen er choket for det laveste trykkfallet som skal testes ut. Massestrøm damp kan beregnes som kritisk massestrøm ved choking.

For å beregne massestrøm damp måles damptrykk, damptemperatur og åpning for dampen. Ved hjelp av dampåpningen beregnes kritisk areal. Trykk og temperatur brukes i damptabeller for å finne isentropeksponent κ , varmekapasitet C_p og kompressibilitetsfaktor z . Disse verdiene brukes til å beregne kritisk massestrøm som følge av antagelse om choket strømning. Ligninger finnes i vedlegg D.

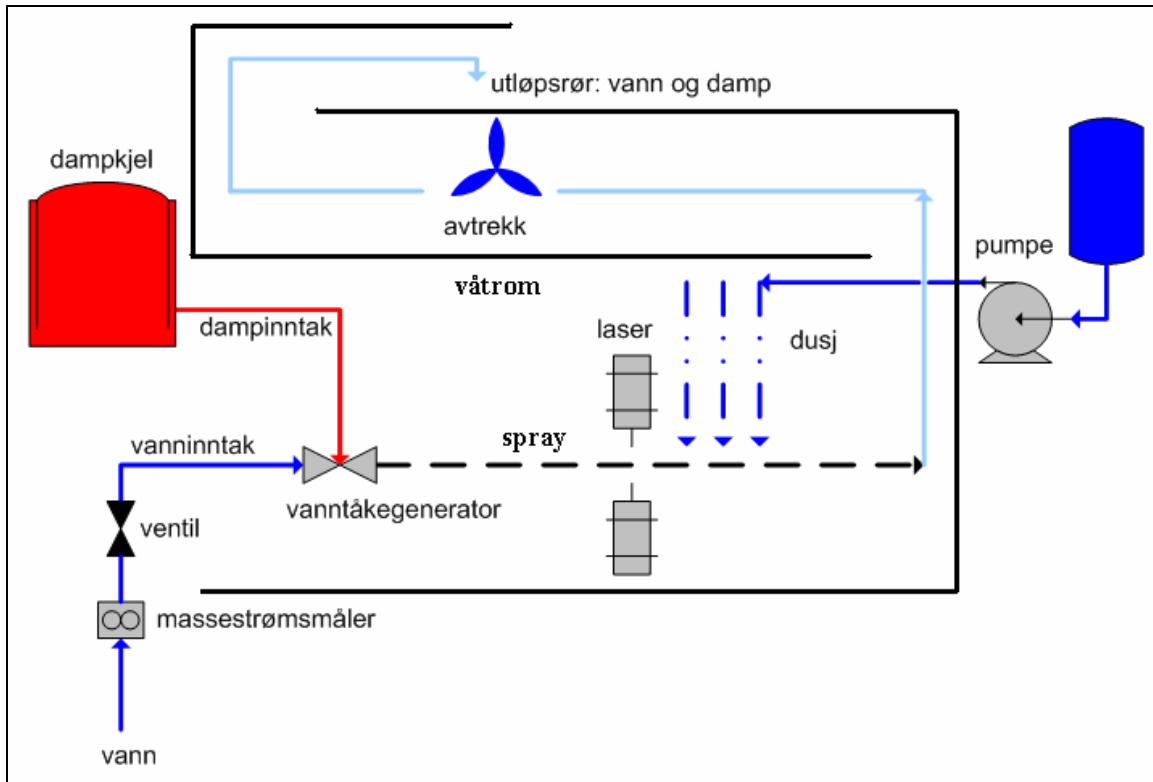
8.3. Eksperimentoppsett

Eksperimentoppsettet består hovedsakelig av følgende elementer:

Tabell 8: Utstyrskomponenter

Dampkjel (1200 kg/h)
Vanntåkegenerator
Laser
Vifte
Vanntank (6 m ³)
Pumpe (200 m ³ /h)

Vann og damp føres inn på VTG som generer en spray. Dampen transporteres fra dampkjelen via rør til testtriggen og til VTG via slange. Vannet reguleres med en ventil like etter en massestrømsmåler. En laser som består av to deler der en del sender ut laserstrålen og den andre delen mottar laserstrålen måler dråpestørrelsen. VTG står inne i et våtrom med vandusj bak laseren for å kondensere dampen. Et avtrekk fjerner eventuelle dampansamlinger som ikke kondenseres. Pumpa og vanntanken er plassert på baksiden av våtrommet og vannet går via slange til dusjanlegget.



Figur 8-4: Eksperimentoppsett

8.4. Laser

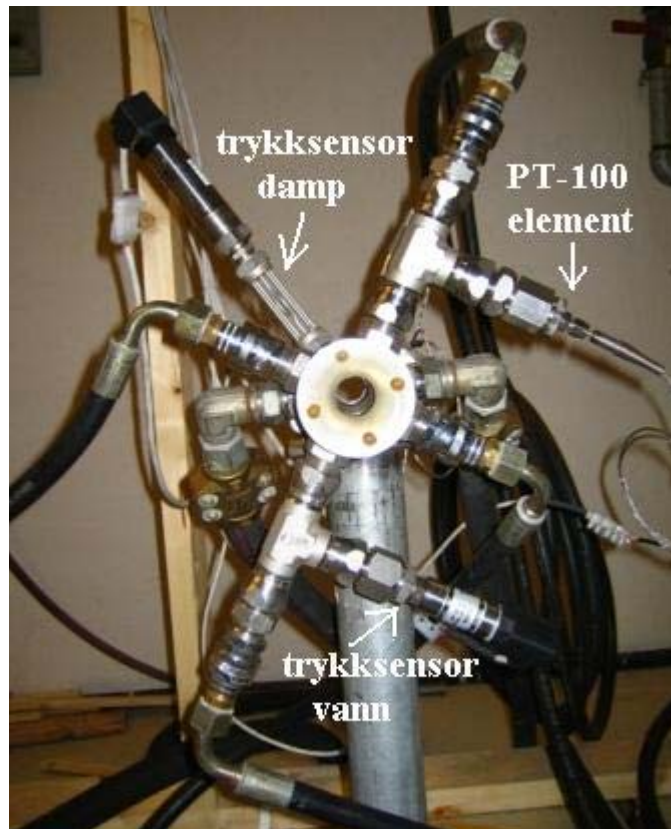
Måling av dråpestørrelse utføres ved hjelp av laseren Insitec X fra Malvern. Insitec X logger online og bruker laserdiffraksjon til å måle dråpestørrelser mellom $0,5\text{-}1000\mu\text{m}$. Programmet RT-Sizer oppgir en graf med fordelingen av dråpestørrelsen. Som nevnt i kapittel (4.4.1) er $Dv(90)$ er valgt som referanse i denne oppgaven. For hver måling hentes gjennomsnittsverdien av $Dv(90)$ ut av bruker ved hjelp av en funksjon i RT-Sizer. Om grafen oscillerer mye utelates dette området fra grunnlaget for gjennomsnittsverdien av $Dv(90)$. Oscillasjoner oppstår for eksempel når vannansamlinger på kanten av utløpet til VTG eller på kanten av laserrøret rives av og forstyrrer den egentlige fordelingen.



Figur 8-5: Laser: Insitec X

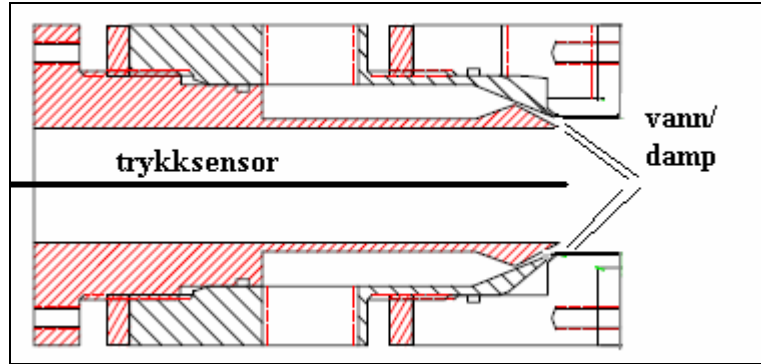
8.5. Annet måleutstyr

Temperatur- og trykktransmittere er plassert i vanninntaket og dampkammeret på VTG. Plasseringen illustreres av Figur 8-6. Vanntemperaturen ble målt med PT-100 element. De målte verdiene viste seg å være veldig varierende til at vanntemperaturen var konstant fra vannutløpet. Kalibreringen beskrives i vedlegg F og var pålitelig. Det antas at plasseringen av PT-100 elementet ikke er optimal og vanntemperaturer målt direkte fra utløpet med termoelement brukes i stedet. Damptemperaturen ble også målt med et PT-100 element. Kalibreringskurven finnes i vedlegg F der et avvik på 10 °C registrert. Dette må tas hensyn til om målingene skal sammenlignes med temperaturer målt ved andre eksperimentoppsett.



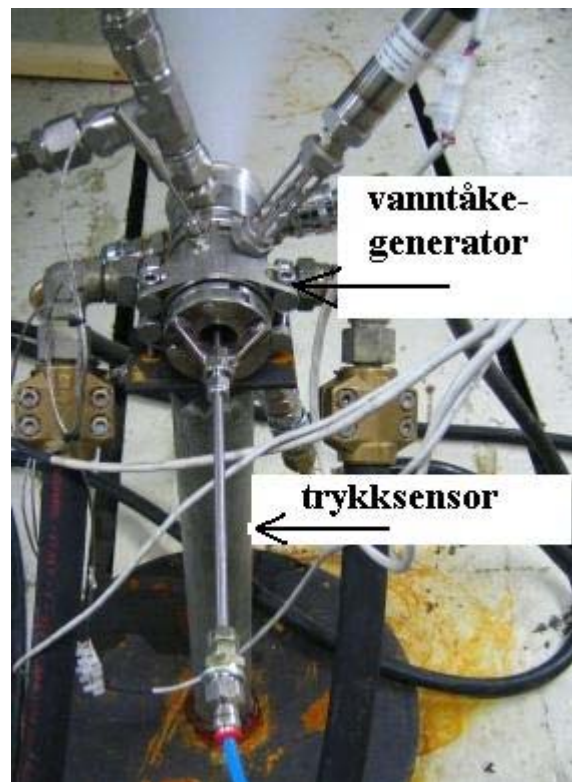
Figur 8-6: Vanntåkegenerator sett forfra

En massestrømsmåler er plassert i koblingen for vannslangen 6 m oppstrøms for VTG. Manuelt skyvelær brukes til å måle innstillinger av vanninntak og dampinntak på VTG. Kjeltrykket avleses på dampkjelen.



Figur 8-7: Snitt av VTG med trykksensor

Statisk trykk ble målt i blandekammeret. Trykkmåleren ble skrudd fast i VTG fra baksiden. Trykket ble målt i sentrum av ringrommet i VTG. Målepinnen ble plassert slik at trykket ble målt like bak treffpunktet til vann- og dampstrålen. Figur 8-7 og Figur 8-8 viser plassering av trykksensoren.



Figur 8-8: Plassering av trykksensor på VTG

8.6. Regulering og overvåkning

Programmet LabView logger trykk, temperatur og massestrømsmålinger og verdiene lagres i en Excel-fil. Lasermålingene logges i programmet RT-Sizer fra laserleverandøren Malvern. Dampkjelen krever sertifisert personell under kjøring. Damp- og vanntilførsel

styres manuelt. Pumpen og avtrekksviften reguleres manuelt etter behov. VTG lager så mye støy at hørselsvern er nødvendig.

8.7. Eksperimentelle fluider

Tabell 9: Vann

Temperatur [°C]	10	60
Kinematisk viskositet, ν [(m ² /s)*10 ⁻⁶]	1,307	0,475
Overflatespenning [N/m]	0,0742	0,0662
ρ [kg/m ³]	1000	983

Tabell 10: Damp

Trykk [bara]	8	12	15
Metningstemperatur [°C]	170,4	188	198,3

8.8. Eksperimentelle serier

Ingen restriksjoner og føringer er gitt for testingen av VTG. Innstillinger og testintervall må derfor lages ut fra maks og minimumsverdier for innstillinger på VTG, trykk og massestrøm. For å validere VTG endres alle parameterne og innvirkningen på dråpestørrelsen diskuteres.

Innstillinger og plassering av VTG

I starten av eksperimentene ble ulike innstillinger brukt for damp og vannåpning. Etter hvert ble optimalisering av disse prøvd ut. Lave innstillinger på vannåpningen ble brukt til å oppnå trykk på vannet. Tabell 11 viser periferi for vannåpning og kritisk areal i lavalvdyse for innstillinger på VTG.

Tabell 11: Innstilling for vanntåkegenerator og tilhørende dyseperiferi og kritisk areal

Innstilling vannåpning [mm]	P_{vann} [m]	Innstilling dampåpning [mm]	A^*_{damp} [10^{-5} m ²]
5,0 (lås)	-	2,8 (lås)	-
5,5	0,18768	3,3	2,0917
5,6	0,18799	3,6	3,35633
5,7	0,18831	3,7	3,77948
5,8	0,18862	4,5	7,19351
6,0	0,18924		
6,3	0,19016		
7,0	0,19233		
9,0	0,19852		

Tabell 12: Avstand fra laser og høyde for vanntåkegenerator

høyde VTG [cm]	56,5
høyde laser [cm]	49,5
1.avstand VTG – laser [cm]	475
2.avstand VTG – laser [cm]	865

Damptrykk

Dampkjelens maksstrykk er 16 barg og et trykkintervall på [8,12,15] bara ble prøvd ut på VTG.

Temperatur

Vanntemperaturen ble variert ved å veksle mellom inntak for varmt vann (60 °C) eller kaldt vann (10 °C). Overheting av dampen ble forsøkt, men uten målbar temperaturøkning.

Massestrøm vann

Et intervall for massestrøm vann ble prøvd ut. [3, 5, 10] kg pr. min.

9. Resultater og diskusjon av laboratorietester

9.1. Introduksjon

Dette kapitlet tar for seg resultatene fra laboratorietestene ved validering av vanntåkegeneratoren. Sammenligningen av verdier utføres med graf der det er mulig og tabeller der det er nødvendig. I samråd med veileder ble det ikke ansett som nødvendig å ta flere målinger enn de som er utført. Dette på grunn av begrensede forhold i laboratoriet i kombinasjon med at teorien i hovedsak stemte med de resultatene som forelå.

Følsomhet i testene må tas i betraktning. Flere tester under nokså like forhold har vist seg å gi ulike resultater. For en innstilling av VTG på 3,7 mm for damp, 7 mm på vann, et damptrykk på ca 14 bara og en massestrøm vann på 5 kg/min ble tre ulike dråpediametre målt. Vann-dampforholdet og damptrykket var her bare rimelig likt ettersom disse parameterne var vanskelig å justere nøyaktig.

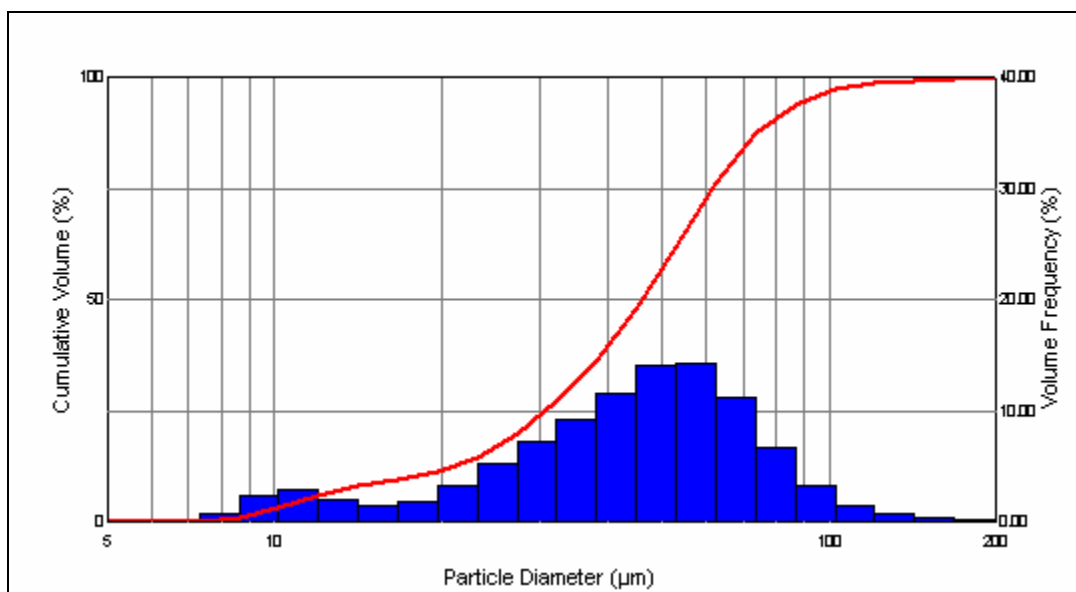
Tabell 13: Tre like innstillinger med ulike dråpediametre

damptrykk [bara]	14	14,3	14,4
dampstemperatur [°C]	182,5	182,1	184,8
$m_{\text{vann}} / m_{\text{damp}}$ [-]	1,01	0,99	0,97
Dv(90) [μm]	113,1	81,5	86,2

Med et slikt spenn i målingene kan diskuteres hvor pålitelig målingene er. I målingene som er utført ble vann-dampforholdet beregnet i etterkant laboratorietestene. For videre målinger bør vann-dampforholdet logges direkte slik at det kan justeres underveis. Programmet som beregner massestrøm damp bruker lang tid, så en direkte logging kan være en utfordring.

9.2. Fordeling av dråpestørrelse

Figur 9-1 viser den kumulative fordelingen av dråpediameteren hentet fra en typisk testkjøring. En del dråper har her en størrelse rundt 10 μm , mens de fleste dråpene ligger på ca 50 til 60 μm i diameter. Dv(90) for denne testen var 81,2 μm . Grunnen til toppen rundt 10 μm er ukjent. Fenomenet gjentok seg i de fleste testene.



Figur 9-1: Kumulativ fordeling av dråpevolum

9.3. Damptrykk/temperatur

Ved økning i damptrykket forventes en reduksjon av dråpestørrelse. Dette skyldes at økt trykk gir høyere metningstemperatur og dermed høyere stagnasjonstemperatur, T_0 på dampen. T_0 er konstant gjennom lavalaldysen og utløpstemperaturen avhenger kun av T_0 og Mach-tallet, dette vises av ligning (5.5).

Med utgangspunkt i målinger på ca. 8, 12 og 15 bara ved fire ulike innstillinger på VTG vises $Dv(90)$ i Tabell 14.

 Tabell 14: $Dv(90)$ for ulike damptrykk/temperaturer

innstilling damp: 3,7mm innstilling vann: 7mm massestrøm vann: 10kg/min			
måling nr:	2	49	6
damptrykk [bara]	8,6	11,5	14,7
temp.damp [°C]	160,4	172,5	184,1
$Dv(90)$ [µm]	564,5	206,5	111,4
$m_{\text{vann}} / m_{\text{damp}}$	3,2	2,5	2,0
innstilling damp: 3,7mm innstilling vann: 9mm massestrøm vann: 10kg/min			
måling nr:	3	50	7
damptrykk [bara]	8,6	11,6	14,7
temp.damp [°C]	163,1	172,6	183,9
$Dv(90)$ [µm]	748,1	177,3	134,5
$m_{\text{vann}} / m_{\text{damp}}$	3,3	2,4	2,0
innstilling damp: 3,7mm innstilling vann: 7mm massestrøm vann: 5 kg/min			
måling nr:	44	9	5
damptrykk [bara]	9,3	11,6	14,4
temp.damp [°C]	162,7	173,1	184,8
$Dv(90)$ [µm]	810,6	101	86,2
$m_{\text{vann}} / m_{\text{damp}}$	1,5	1,2	1,0

Innstilling damp: 4,5mm	Innstilling vann: 9mm	Massestrøm vann: 10kg/min	
Måling nr:	47	12	8
Damptrykk [bara]	8,2	10,6	13,3
Temp.damp [°C]	159,7	172	181
Dv(90) [µm]	250,81	120,1	109,6
$m_{\text{vann}} / m_{\text{damp}}$	1,8	1,5	1,2

Her går det fram at dråpestørrelsen reduseres for økende damptrykk/temperatur. Det observeres at for damptrykk på ca. 8 bar i måling 2, 3 og 44 er dråpestørrelsen betraktelig større enn for målinger ved ca. 11 bar. Dette indikerer et "sprang" eller skille for akseptabelt trykknivå ved kjøring av VTG for å oppnå akseptabel dråpestørrelse. Måling 12 er imidlertid tatt ved 10 bar damptrykk og har ikke nådd dette "spranget". På grunn av ulike forhold under hver test er det vanskelig å si akkurat når dette spranget inntreffer.

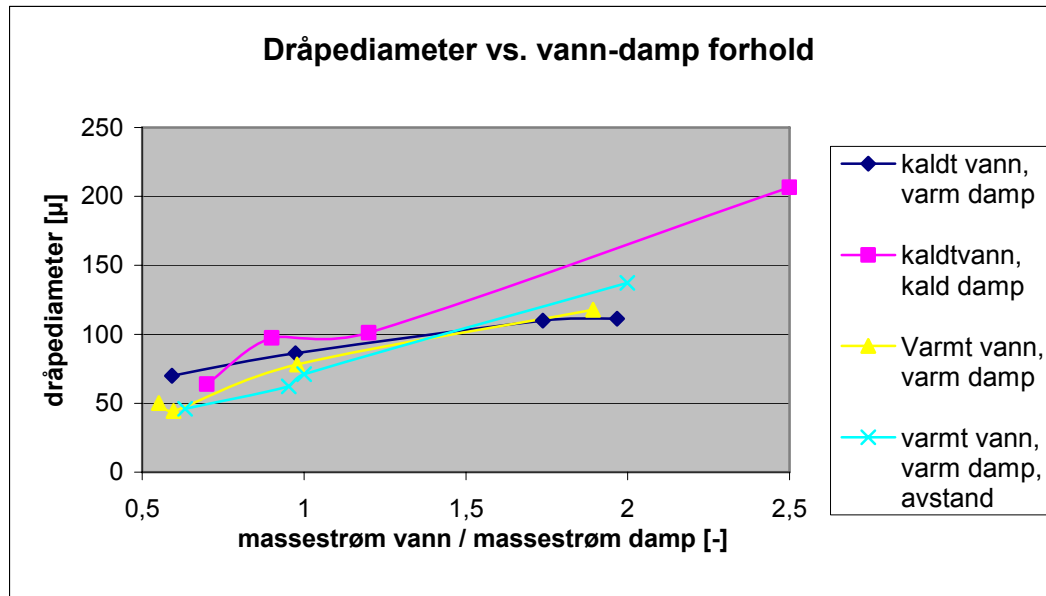
Dråpestørrelsen minker med økende temperatur på grunn av at mer varme overføres fra damp til vann. Mer vann fordampes i tillegg til at vannets viskositet og overflatespenning reduseres. Som forklart i kapittel (4.2) vil disse faktorene fremme forstøvningsprosessen.

Overheting av dampen ble forsøkt, men ingen temperaturøkning ble registrert i innløpet av VTG. Ingen målinger er derfor utført med overhettet damp.

9.4. Forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp

Her er forholdet mellom massestrøm vann og damp valgt å evalueres framfor massestrømmene enkeltvis. Ved evaluering av dette forholdet er dataene delt inn etter vanntemperatur, damptemperatur og avstand mellom VTG og laser. Damptrykk og dyseåpning for damp virker indirekte på massestrøm damp og tas ikke hensyn til. Dyseåpning for vann antas å ha liten innvirkning på massestrøm vann utenom ved veldig lave innstillinger, men holdes konstant her (7mm).

Figur 9-2 viser at økning av vann-dampforholdet gir økt dråpestørrelse. Kaldt vann tilsier $T=10\text{ °C}$, varmtvann tilsier $T=60\text{ °C}$, kald damp: $[165-173]\text{ °C}$, varm damp: $[180-187]\text{ °C}$ og avstand tilsier 8 m mellom laser og VTG mot vanlig avstand på 4 m.



Figur 9-2: Dråpediameter vs. vann-damp forhold,

Første punkt på gul graf for varmt vann og varm damp avviker fra trenden, dette skyldes at massestrøm vann er 5 kg/min mens neste punkt har massestrøm vann på 3 kg/min. Siden disse to punktene ligger så tett vil massestrømmen ha betydning. For alle andre punkter er massestrøm vann økende mot høyre på grafen.

Økt vann-dampforhold tilsier mindre overføring av bevegelsesmengde og varme fra damp til vann. Dermed er det sannsynlig at vannstrålen ikke forstøves like godt og mindre vann fordamper. Vannets temperaturøkning reduseres med økende vann-dampforhold og dette resulterer i større dråper.

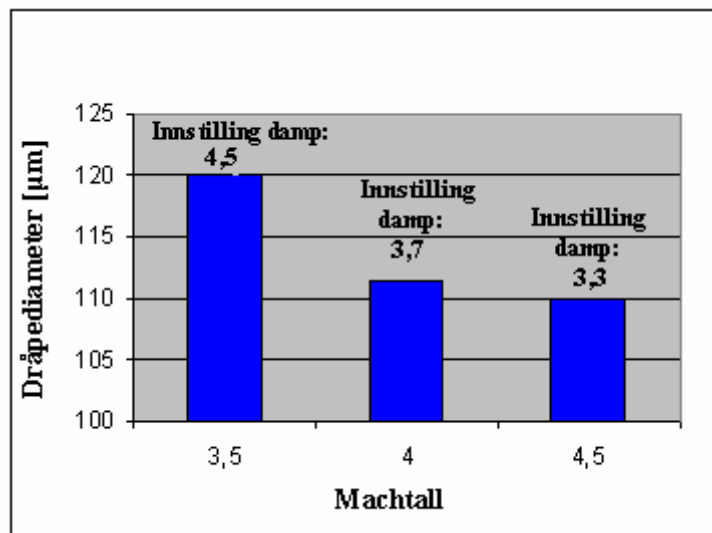
Økende massestrøm vann fører til høyere hastighet på vannet som øker Reynoldstallet. Strømningen nærmer seg eller trer inn i turbulent område. Vedlegg 0 viser tabeller for Reynoldstall.

9.5. Hastighet damp

Hastigheten på dampen ut av lavalldysen bestemmes av kritisk areal som igjen bestemmes av innstilling for damp på VTG. Tabell 15 viser betingelser for Figur 9-3 som viser dråpediameter for økende damphastighet / Mach-tall.

Tabell 15: Betingelser for tester i Figur 9-3

Innstilling damp [mm]:	4,5	3,7	3,3
$m_{\text{vann}}/m_{\text{luft}} [-]$	1,47	1,97	1,74
$T_{\text{damp}} [^{\circ}\text{C}]$	172	184,1	183,2
Mach [-]	3,5	4	4,5
$V_{\text{utløp}} [\text{m/s}]$	1079	1141	1175

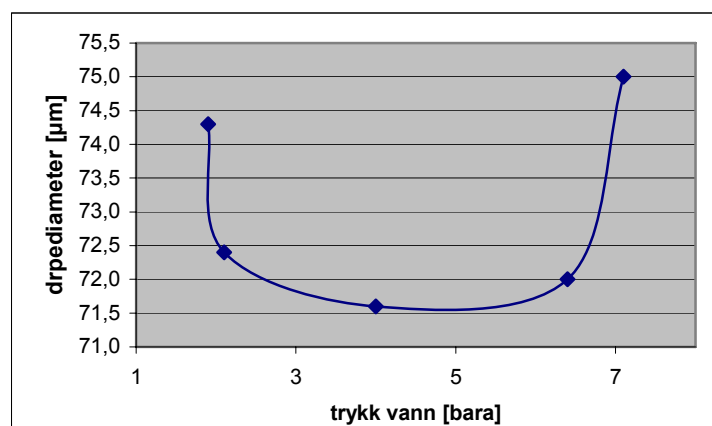


Figur 9-3: Dråpediameter vs. damphastighet

Figur 9-3 viser at dråpediameteren reduseres for økende damphastighet. Økende damphastighet øker relativhastigheten mellom væske og gass slik at skjærkreftene øker.

9.6. Trykk vann

Vanntrykket justeres med innløpsareal for vann i VTG i forhold til massestrøm vann. Innstillingen for vannets innløpsareal nærmet seg null før en trykkøkning ble oppnådd. Dette førte til ustabile forhold i form av lyd og massestrømspulsasjoner. Denne metoden gjorde det vanskelig å oppnå samme trykk to ganger.



Figur 9-4: Dråpediameter vs. innløpstrykk vann

Økt vanntrykk burde gi reduksjon av dråpestørrelse. Økt trykk medfører høyere hastighet på vannstrålen. Figur 9-4 viser fem målinger av dråpediameter i forhold til vanntrykket. Disse samsvarer bare delvis med teorien om redusert dråpestørrelse for økende vanntrykk. Intervallet fra største til minste dråpediameter er bare 3,5 µm mens

trykkintervallet er på 5,2 bar. Et spenn på 3,5 μm er lite med hensyn på spennet i dråpediameter for like innstillinger beskrevet i kapittel (9.1). Vann-dampforholdet er likt for alle fem målingene. En trykktank burde prøves ut for framtidig trykkøkning av vannet slik at innstilling for vann på VTG kan holdes konstant. Dermed kan trykkmålingene sammenlignes med målinger uten trykksatt vann. Dette var ikke mulig her.

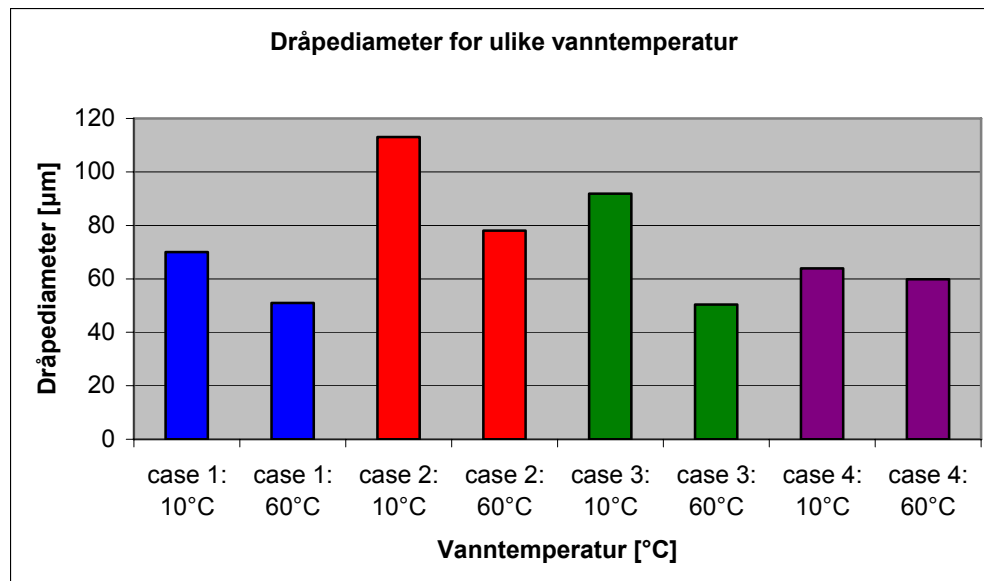
9.7. Temperatur vann

Temperaturen har betydning for tetthet, viskositet og overflatespenning i væska. Økt temperatur gir redusert væsketetthet. Dette kan føre til et redusert tetthetsforhold mellom gass og væske. Tetthetsreduksjonen for vann er bare 1000 kg/m^3 til 983 kg/m^3 fra 10-60 $^{\circ}\text{C}$ og antageligvis ubetydelig her.

Økende temperatur gir redusert viskositet som reduserer dråpestørrelsen. Økt temperatur gir redusert overflatespenning som også gir redusert dråpestørrelse. Dette går fram av ligningen for Webertallet i kapittel (2.3.3).

Viskositeten inngår i ligning for Reynoldstallet i kapittel (4.2.4). Redusert kinematisk viskositet som følge av økt temperatur, fører til et høyere Reynoldstall. Dermed kan strømmingen nærme seg turbulent område eller bli turbulent sett at den var laminær i utgangspunktet. Som nevnt i kapittel (4.2.4) vil konvektiv varmeovergang være bedre i turbulent strømming i forhold til laminær strømming. Dermed kunne en mindre dråpestørrelse forventes som følge av bedre varmeovergang mellom damp og vann. Dette kunne ikke påvises i resultatene. Dette kommer av at Reynoldstallet også avhenger indirekte av massestrømmen. Og økende massestrøm fører til økt dråpestørrelse. Dermed er det mer korrekt å se på innvirkning av massestrøm og temperatur i denne sammenhengen enn å bruke Reynoldstallet.

Målinger med varmtvann ble utført for 12 og 15 bara. Figur 9-5 viser at $Dv(90)$ reduseres når vanntemperaturen økes. Fire sammenligninger med to ulike innstillinger for VTG og to ulike damptrykk. Betingelsene for case 1-4 finnes i Tabell 16.



Figur 9-5: Dråpediameter for ulik vanntemperatur

Tabell 16: Betingelser for case i Figur 9-5

Case	1	2	3	4
Innstilling VTG [mm-mm]:	3,7 - 7	3,7 - 7	4,5 - 7	3,7 - 7
Vann-dampforhold [-]:	0,6	1	0,5	0,75
Damptrykk [bara]:	14,3 / 14,5	14 / 14,6	14,5 / 13,3	11,5 / 11,7
Vanntemperatur [°C]:	10 / 60	10 / 60	10 / 60	10 / 60

9.8. Måling av trykk i blandekammer

Tabell 17 viser resultatene fra målinger av trykk inne i blandekammer på VTG. Et lite undertrykk ble registrert ved måling 2. Denne målverdien avviker bare 4 % fra atmosfæretrykket og kan ikke kategorisere som undertrykk.

Tabell 17: Målt trykk i blandekammer

	Trykk blandingssone [bara]	Lufttrykk [bara]	Dyseinnstilling [mm]
Atmosfæretrykk	1,028	-	-
Lufttrykk 1	1,029	12,8	4,5
Lufttrykk 2	0,989	14,9	3,7
Lufttrykk 3	1,027	16,48	3,1

Atmosfærisk trykk blir målt i blandekammeret og det er ikke uventet. Ved å se på tegningen av VTG på Figur 8-2 ligger målepunktet i sentrum av ringrommet, et stykke fra lavalldysens utløp der et eventuelt undertrykk kan oppstå.

Blokkering av baksiden på VTG ble prøvd ut ved hjelp av gaffatape under fire tester. Tapen ble sugd noe innover. Dette bekrefter et undertrykk i VTG. Blokkeringen hadde ingen innvirkning på dråpestørrelsen.

9.9. Avstandsjustering av VTG i forhold til laser

To avstander mellom VTG og laser ble prøvd ut; 4,8 m og 8,2 m. Avstandsjusteringen ble gjort med varmtvann (60 °C). I de to første sammenligningene i Tabell 18 reduseres dråpestørrelsen når avstanden øker. I den tredje sammenligningen skjer det motsatte. Dette kan skyldes en økning i forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp.

Tabell 18: Avstandsjustering VTG - laser

Måling nr	21	26	22	25	23	31
Damptrykk [bara]	14,5	14,3	14,6	14,5	14,8	14,4
$m_{\text{vann}}/m_{\text{damp}}$ [-]	0,6	0,6	1,0	1,0	1,9	2
Avstand [m]	4,8	8,2	4,8	8,2	4,8	8,2
Dv (90) [μm]	51	46	78,1	71,2	117,8	137,3

Når avstanden mellom VTG og laser økes forventes det at en del av de større dråpene faller ned og gjennomsnittlig dråpestørrelse blir mindre. Her burde noen flere sammenlignbare tester utføres for å verifisere dette.

9.10. Testing av VTG med luft i stedet for damp

Det ble utført tester der dampen ble byttet ut med trykksatt luft (7 bar).

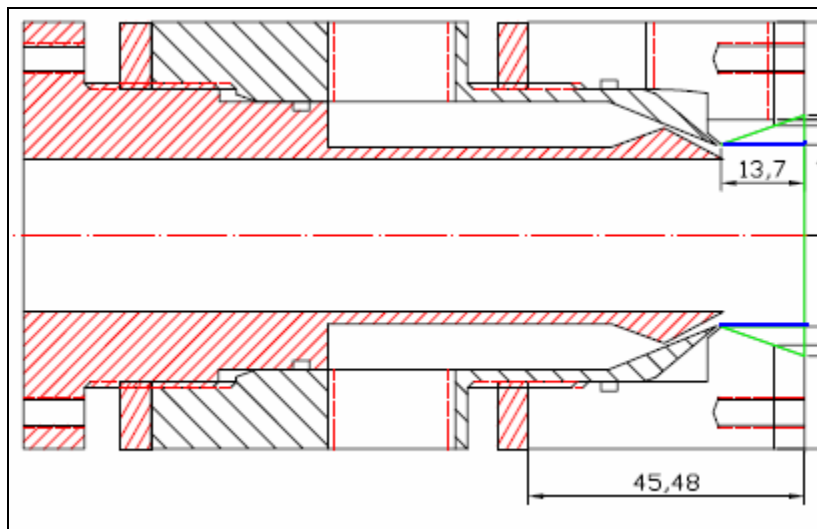
Tabell 19: Testing av VTG med luft

Måling nr.	1	2	3
Trykk luft [bara]	9,2	9,1	9,1
Temperatur luft [°C]	19,1	22,3	20,5
Innstiling VTG: luft / vann [mm]	3,7 / 6,3	3,7 / 6,3	3,7 / 6,3
$m_{\text{vann}}/m_{\text{luft}}$ [-]	0,3	0,4	0,7
Dv (90) [μm]	112,9	62,8	106,6

Tabell 19 viser at luft fungerer til forstøvningsprosessen i VTG. Det bør analyseres om bruk av luft i denne vanntåkegeneratoren er bedre enn dagens lufttrykksdyser.

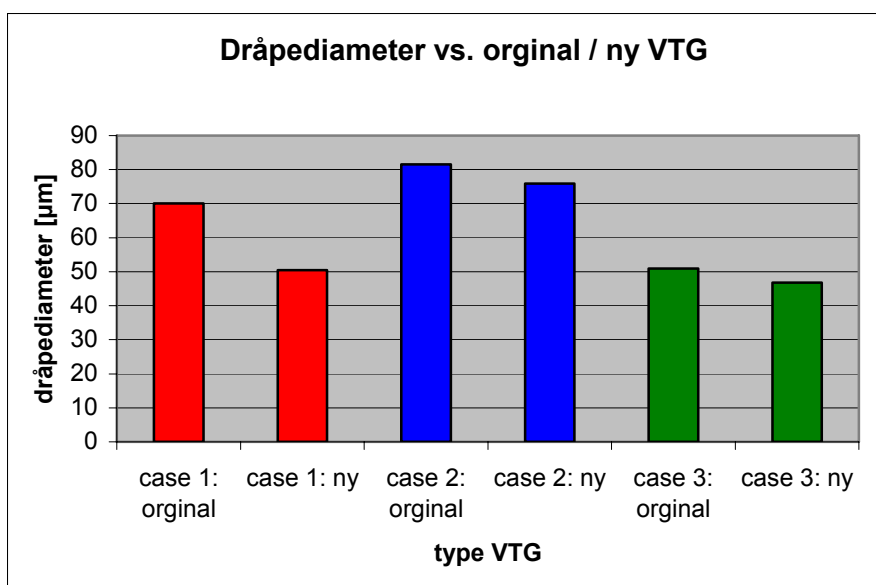
9.11. Utbedret versjon av VTG – nye måledata

VTG ble utbedret i form av en kon i utløpet i tillegg til at VTG ble forkortet. På Figur 9-6 er den blå streken original utforming og den grønne streken ny utforming.



Figur 9-6: Ny utforming av VTG, (blå) original, (grønn) ny

Nye tester ble utført med de beste innstillingene fra tidligere tester med hensyn på dråpediameter. Enkelte av disse testene var meget ustabile. Oscillasjoner på flere hundre mikrometer førte til at noen tester måtte forkastes. Testene som ble godkjent ga imidlertid lavere dråpediameter enn sammenlignbare verdier. Figur 9-7 viser sammenligninger mellom original og utbedret versjon og betingelsene for case 1-3 finnes i Tabell 20.



Figur 9-7: Dråpediameter: original VTG / ny VTG

Tabell 20: Betingelser for case i Figur 9-7

	case 1	case 2	case 3
Damptrykk [bara]	14,3	14,4	14,3
Innstilling VTG: damp / vann [mm]	3,7 - 7	3,7 - 7	3,7 - 5,8
Vann-damp forhold [-]	0,6	0,98	0,59

Figur 9-7 viser at dråpediameteren er redusert for ny utforming av VTG. Det bør utforskes hvorfor denne utformingen til tider er ustabil.

9.12. Diskusjon: Forstøvningsprosess i vanntåkegenerator

Dette kapitlet diskuterer prosessen inni vanntåkegeneratoren. I dette området er det ikke foretatt noen målinger utenom trykkmålingene i kapittel (9.8). Dette fører til at konkrete konklusjoner er vanskelig og antagelser må foretas.

Damp

Gjennom lavalaldysen akselereres dampen opp i hastighet og strømmingen går inn i supersonisk område. Machtall i utløpet er omtrent 3,5 - 4,5. Trykket er lavere enn atmosfæretrykk og hastigheten er stor (1050-1200 m/s). Økende damptrykk medfører ingen økning i massestrøm ettersom strømmingen er choket, men temperaturen øker på grunn av høyere metningstemperatur. Økende kritisk strømningsareal gir økt massestrøm, reduksjon i arealforhold og redusert Machtall.

Under den hurtige ekspansjonen i lavalaldysen kan et eller flere aerodynamisk sjokk inntreffe. Trykk og temperatur øker sammen med en reduksjon av hastigheten. Dampens temperaturøkning er fordelaktig for forstøvningen da den medfører høyere vanntemperatur som gir økende viskositet og redusert overflatespenning. Hastighetsreduksjonen reduserer relativhastigheten mellom damp og vann slik at forstøvning grunnet skjærkrefter reduseres.

Om dampen ikke kondenserer umiddelbart ved metningstrykket ved gitt temperatur, kan et kondensasjonssjokk inntreffe i ekspanderende del av lavalaldysen. Dette sjokket fører til trykkøkning og reduksjon av Machtall som gir redusert hastighet.

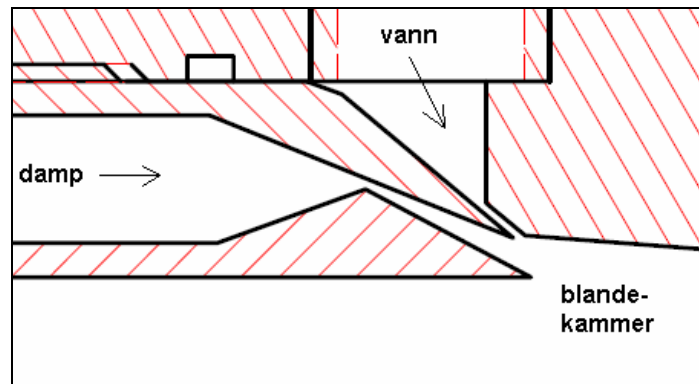
Vann

Vannet føres gjennom vanddysen som produserer en vannfilm. Økende massestrøm gir høyere fart på vannet. Økende gjennomstrømningsareal reduserer vannets hastighet for konstant massestrøm. Redusert vannhastighet fremmer forstøvning på grunn av at skjærkreftene øker med økende relativhastighet mellom damp og vann. Økt vanntemperatur reduserer viskositeten og skjærspenningen. Disse faktorene fremmer forstøvningen og reduserer dråpestørrelsen.

Blandekammer

I blandekammeret møter dampen atmosfærisk trykk like før den treffer vannstrålen. Om dampen ikke er utsatt for støt tidligere oppstår antageligvis et eller flere støt her slik at

damptrykket øker til atmosfærisk trykk. Damptemperaturen øker og hastigheten reduseres.



Figur 9-8: VTG – dampdyse, vanddyse og blandekammer

Idet dampstrålen treffer vannfilmen vil skjærkreftene mellom damp og vann rive løs væskefragmenter fra vannfilmen. Bevegelsesmengde overføres i tillegg til varme slik at vanntemperaturen øker og dampens temperatur reduseres. Dermed oppstår fordampning av vann og kondensasjon av damp. Vannets overflatespenning reduseres slik at Weber-tallet øker. Dette fremmer vannets forstøvningsprosess. Kollisjonsprosessen skaper turbulente virvler og varmeovergangen optimaliseres.

Et undertrykk oppstår på grunn av dampens supersoniske hastighet og lave trykk i utløpet av laval dysen.

Midtpunkt

Punktet i midten av VTG der damp- og vannstrålen møtes fra hele omkretsen. Blandeprosessen av vann og damp optimaliseres i denne kollisjonen. Antagelig reduseres eventuelle temperaturdifferanser i dette punktet.

9.13 Oppsummering

- Dråpestørrelsen minker med:
 - Økende damptrykk/temperatur
 - Redusert forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp (mer overføring av bevegelsesmengde og energi per mengde vann)
 - Økt vanntemperatur (reduert overflatespenning og økt viskositet)

- De minste dråpediameterne ble målt for kombinasjonen: høy vanntemperatur, lav massestrøm vann og lavt massestrømsforhold vann og damp.

- Økende damphastighet reduserer dråpestørrelsen.

- Innvirkning av vanntrykk har ikke blitt dokumentert tilfredsstillende grunnet manglende pålitelige resultater.

- Justering av avstand mellom laser og VTG bør utforskes mer, men en trend mot mindre gjennomsnittlig dråpestørrelse for økende avstand ble observert.

- Luft fungerer som forstøvningsmedium i vanntåkegeneratoren.

- Den nye utformingen med en kon og forkortet VTG fungerte noe bedre ved tidligere optimale innstillinger, men ustabilitet i kurver for dråpestørrelser ble observert.

10. Konklusjon

10.1. Innvirkning av væskefilm og dråper i et løpehjulstrinn

Simuleringer og eksperimentelle resultater viser at trykkforholdet øker og temperaturforholdet synker ved injeksjon av væske i en kompressor. Den totale effekten øker, mens den spesifikke effekten reduseres med økende væskemengde. Polytropisk virkningsgrad reduseres for økende væskemengde.

Enkelte strømningsvinkler endres ved injeksjon av væske. Hastigheten rundt et vingeprofil reduseres og de minste dråpene befinner seg på sugesiden av skovlene ettersom de følger strømmingen best. De minste dråpene vil også fordampe først.

De fleste dråpene vil avsettes i første rotor i en flertrinns kompressor. Mesteparten av væskefilmen vil bevege seg over skovltuppen før den når bakkanten av skovlen.

10.2. Direkte integrasjon

Fordelen med direkte integrasjon er at alle termodynamiske verdier og fluiddata blir oppdatert langs hele kompresjonsbanen. Dette muliggjør full kontroll av volumstrømsendringer grunnet fordampning og kondensasjon gjennom kompressoren. Ulempen er at metoden krever nøyaktig fluidsammensetning.

Simuleringene viste at ved et maksavvik på 0,25 % fra 100 trinn, vil prosessen kreve minimum antall trinn lik 20 for minkende GVF ned til 0,97. For økende trykkforhold opp til $p_2/p_1=20$ vil prosessen trenge 30 trinn for å holde seg under 0,25 % avvik. I tillegg ble det påvist at økende innløpsstrykk ga reduksjon i avvik.

10.3. Validering av vanntåkegenerator

Laborrietester er utført med vanntåkegenerator. Damp er brukt som forstøvningsmedium med gode resultater. Dråpediametre ned i 42 μm er målt. Vanntåkegeneratoren produserer de minste dråpene for en kombinasjon mellom høy vanntemperatur, lav massestrøm vann og lavt massestrømsforhold mellom vann og damp.

Resultater og teori samsvarer om at økende vanntemperatur og økende relativhastighet mellom væske og gass fremmer forstøvningen og reduserer dråpestørrelsen.

Vanntåkegeneratoren fungerte som lufttrykksdyse.

Den nye utformingen av vanntåkegeneratoren fungerte bedre i de tilfellene den ikke var for ustabil.

11. Forslag til videre arbeid

- Implementere regneark for massestrøm damp i Labview slik at forhold mellom massestrøm vann og massestrøm damp logges direkte
- Finne ut hvorfor den nye utformingen av vanntåkegeneratoren gir ustabil dråpestørrelse
- Lage en bedre løsning for å trykksette vannet i laboratorieriggen slik at innstillinger på vanntåkegenerator kan holdes konstant under ulike trykk
- Dokumentere om vanntåkegeneratoren produserer mindre dråper enn dagens lufttrykksdyser når den bruker luft til forstøvningsmedium
- Prøve ut flere avstander mellom vanntåkegenerator og laser for å dokumentere effekten på dråpestørrelsen
- Vurdere muligheten for å måle trykk og temperatur der damp og vann møtes for å dokumentere forstøvningsprosessen bedre

Referanseliste

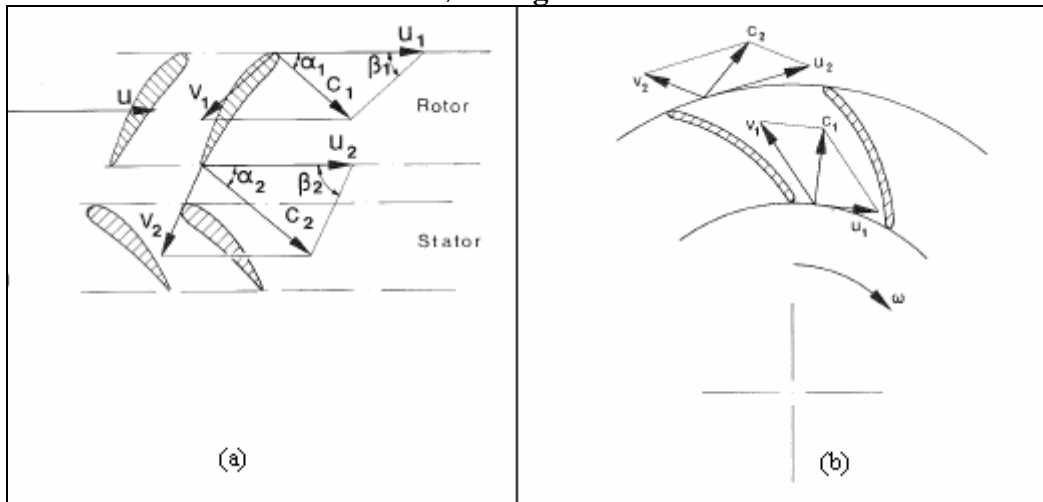
1. Hanssen, A.S., *Våtgasskompressor*, in *Institutt for Energi og Prosess*. 2006, Norges Teknisk Naturvitenskapelige Universitet: Trondheim.
2. Jepson, M.D., B.J. Azzopardi, and P.B. Whalley, *The effect of gas properties on drops in annular flow*. *Int. Journal Multiphase Flow*, 1989. **15**(3).
3. Azzopardi, B.J., *Drops in annular two-phase flow*. *Int. Journal Multiphase Flow*, 1997(23): p. 1-53.
4. Brenne, L., *Våtgass kompressor*. 1997.
5. *Kompendium i Industriell prosess- og energiteknikk*, ed. NTNU. 2006.
6. Ludorf, et al., *Effects of Droplet Evaporation on Compressor Stability*. VDI BERICHTE, 1995. **1186**.
7. Carey, V.P., *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*. 1992.
8. Brenne, et al. *Performance Evaluation of a centrifugal compressor operating under wet gas conditions*. 2006.
9. Williams, J. and J.B. Young, *Movement of deposited water on turbomachinery rotor blade surfaces*. *Journal of turbomachinery*, 2007. **129**: p. 394-403.
10. Zheng, Q., Y. Shao, and Y. Zhang. *Numerical Simulation of Aerodynamic Performances of Wet Compression Compressor Cascade*. in *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*. 2006. Barcelona, Spain.
11. Ulrichs, E. and F. Joos. *Experimental Investigation of the influence of water droplets in compressor cascades*. in *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*. 2006. Barcelona, Spain.
12. Roumeliotis, I. and K. Mathioudakis. *Water injection effects on compressor stage operation*. in *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*. 2006. Barcelona, Spain.
13. Mustafa, et al. *CDF aerodynamic investigation of air-water trajectories on rotor-stator blade of an axial compressor for online washing*. in *ASME Turbo Expo 2006: Power for land sea and air*. 2006. Barcelona, Spain.
14. Abdelwahab, A. *An investigation of the use of wet compression in industrial centrifugal compressors*. in *ASME Turbo Expo 2006: Power for land, sea and air*. 2006. Barcelona, Spain.

15. Lasheras, J.C., E. Villermaux, and E.J. Hopfinger, *Break-up and atomization of a round water jet by a high-speed annular water jet*. Journal of Fluid Mechanic, 1998. **357**: p. 351-379.
16. Varga, C.M., J.C. Lasheras, and E.J. Hopfinger, *Initial breakup of a small-diameter liquid jet by a high-speed gas stream*. Journal of Fluid Mechanic, 2003. **497**.
17. Fore, L.B. and A.E. Dukler, *The distribution of drop size and velocity in gas-liquid annular flow*. International Journal of Multiphase flow, 1995. **21**.
18. Incropera, F.P. and D.P. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*. 5. ed. 2001: John Wiley & Sons.
19. Fraser, R.P., *Liquid Fuel Atomization*. 6. Symposium (International) on Combustion, 1956: p. 687-701.
20. Paloposki, T., *Drop Size Distribution in Liquid Sprays*, in *Laboratory of Energy Engineering and Environmental Protection*. 1994, Helsinki University and Technology.
21. MalvernInstruments. *Insitex X Specifications*. [cited 2007 01.07.2007]; Information page about products delivered by Malvern Instruments].
22. Øverli, J.M., *Strømningsmaskiner*. 2 ed. Vol. 3. 1992: Tapir.
23. Simões-Moreira, J.R., *Oblique evaporation waves*. Springer Berlin / Heidelberg, 2000. **10**(4): p. 229-234.
24. Guha, A., *A unified theory of aerodynamic and condensation shock waves in vapor-droplet flows with or without carrier gas*. Phys. Fluids, 1993. **6**.
25. White, F.M., *Fluid Dynamics*. 5. ed. 2003: McGraw - Hill.
26. Hunseid, Ø. and L.E. Bakken. *Wet Gas Performance Analysis*. in *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air*. 2006. Barcelona, Spain.
27. Selsås, E., *Våtgass kompressor ytelse*. 2005.
28. Aspentech, *Hysys 3,2 Operations Guide*, Aspentech.
29. Institute, A.P., *Data Sheets for API Standard 617, Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services* 2006.
30. Hunseid, Ø., L.E. Bakken, and T. Helde. *A revised compressor polytropic performance analysis*. in *ASME Turbo Expo: Power for land, sea and air*. 2006. Barcelona, Spain.

Vedlegg

A. Definisjoner; strømningsvinkler, løpehjul og skovlgeometri

Strømningsvinkler



Figur A-1: (a) Aksialkompressor, (b) Sentrifugalkompressor

α - absolutt strømningsvinkel

β - relativ strømningsvinkel

c - absolutt hastighet

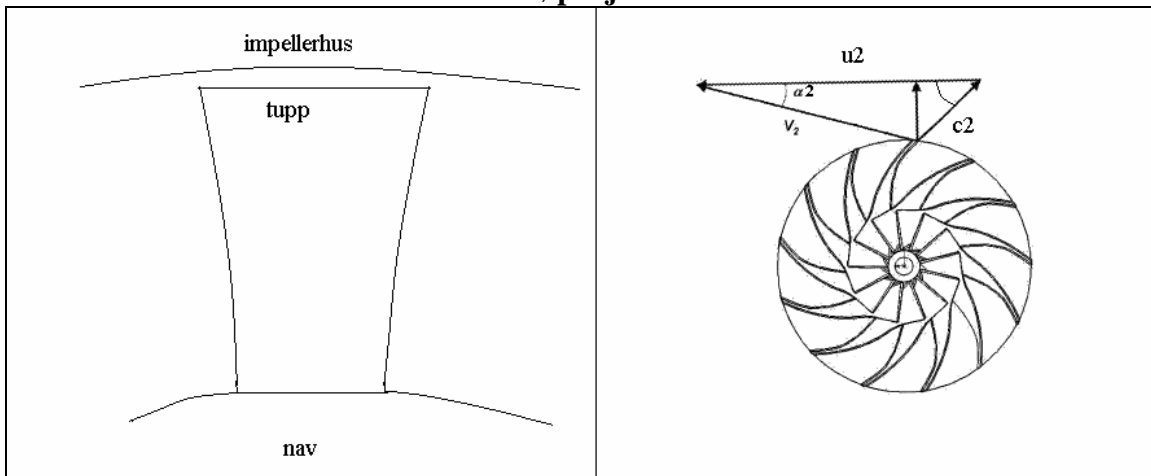
v - relativhastighet

u - omløpshastighet

1 – innløp rotor (løpehjul)

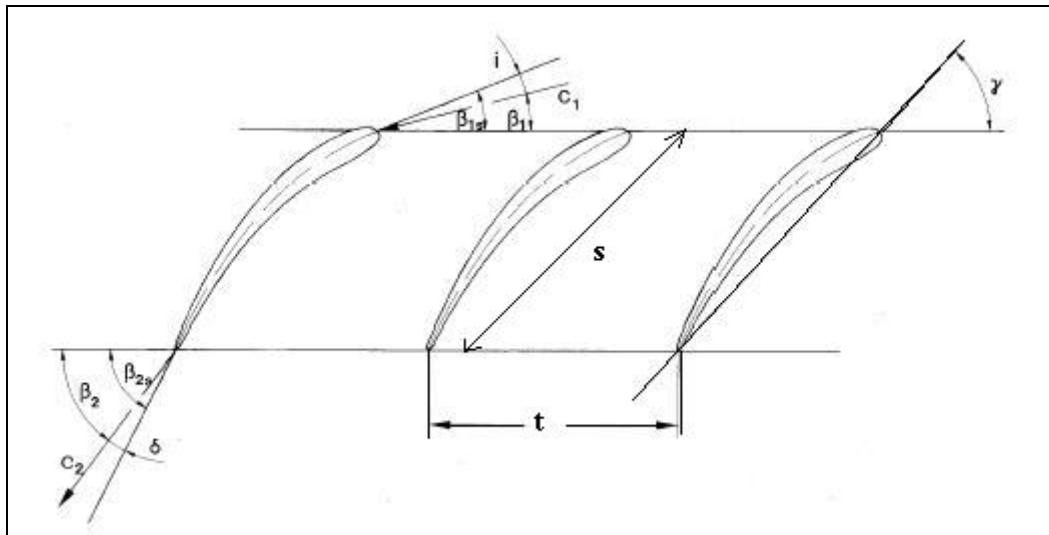
2 – utløp rotor (løpehjul)

Løpehjul



Figur A-2: (a) aksiell skovl, (b) sentrifugalt løpehjul med hastighetstrekant for utløp

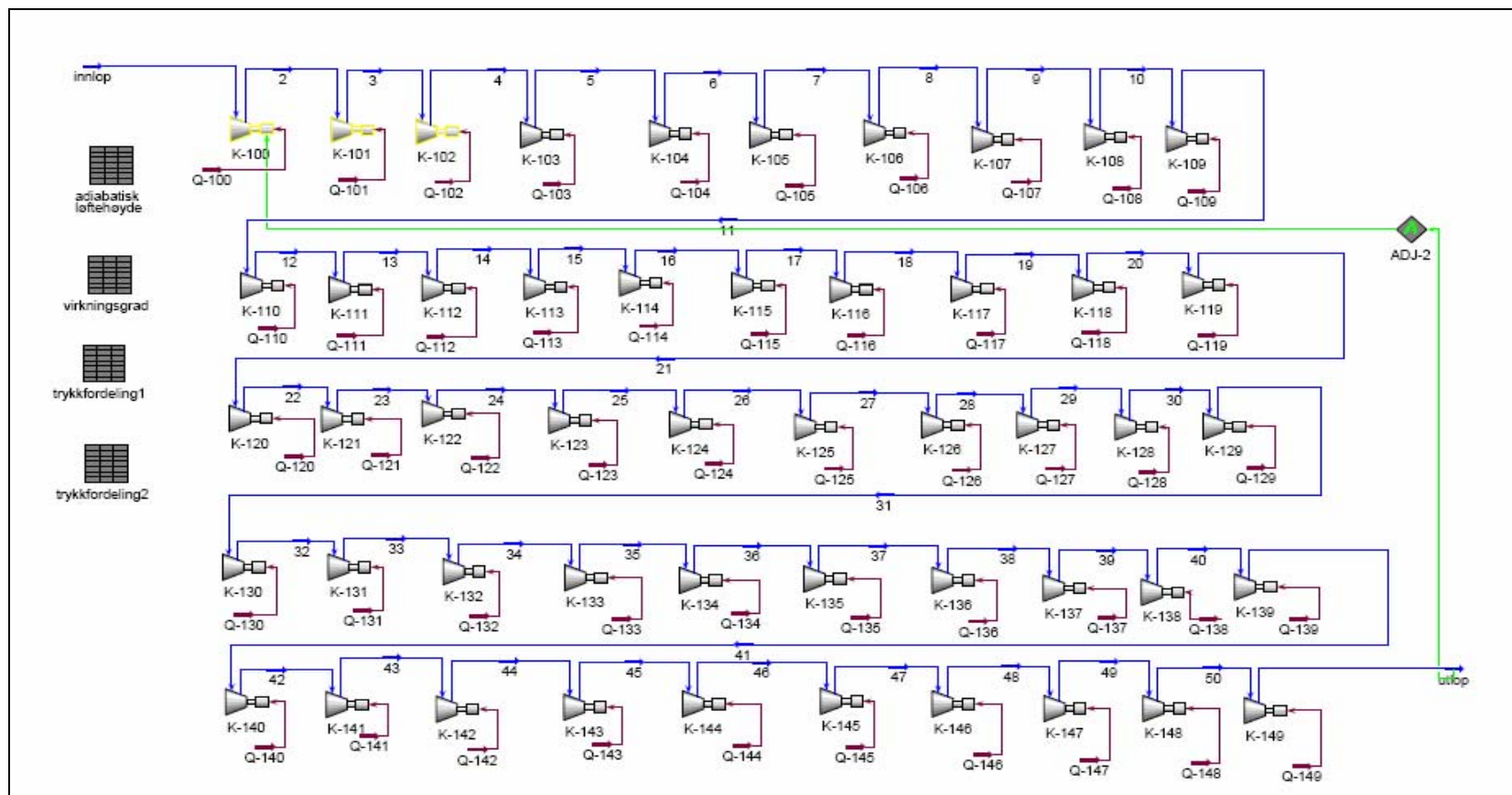
Skovlvinkler



Figur A-3: Definisjon av skovlvinkler

t	skovldeling	$\beta_{1s} - \beta_1$	innfallvinkel (i)
s	kordlengde	$\beta_{2s} - \beta_{1s}$	krumningsvinkel (θ)
β_{1s}	skovlvinkel inn	$\beta_2 - \beta_1$	ombøyningsvinkel (ε)
β_{2s}	skovlvinkel ut	$\beta_{2s} - \beta_2$	avbøyningsvinkel (δ)
β_2	strømvinkel inn	γ	kordevinkel
β_1	strømvinkel ut		

B. Simuleringsoppsett, 50 kompressorer



C. Simuleringsbetingelser

Simuleringsbetingelser case 1: Variasjon av GVF

Metan	0,639
Propan	0,101
Butan	0,26
GVF	Se: Tabell 2 s.28
Temperatur innløp	Se: Tabell 2 s.28
Temperatur utløp	130
Trykk innløp	10
Trykk utløp	50
p2/p1	5
Massestrøm [kg/s]	150

Simuleringsbetingelser case 2: Variasjon av p2/p1

Metan	0,639
Propan	0,101
Butan	0,26
GVF	0,97
Temperatur innløp	25
Temperatur utløp	Se Tabell 4 s. 32
Trykk innløp	10
Trykk utløp	Se Tabell 4 s. 32
p2/p1	Se Tabell 4 s. 32
Massestrøm [kg/s]	150

Simuleringsbetingelser case 3: Ulike metoder for beregning av trykkøkning

Metan	0,639
Propan	0,101
Butan	0,26
GVF	0,97
Temperatur innløp	25
Temperatur utløp	125
Trykk innløp	10
Trykk utløp	50
p2/p1	5
Massestrøm [kg/s]	150

Simuleringsbetingelser case 4: Variasjon av innløpstrykk

Komposisjon 1, trykkforhold: 5

Innløpstrykk [bar]	10	30	60	100
Metan	0,639	0,639	0,639	0,639
Propan	0,101	0,101	0,101	0,101
Butan	0,26	0,26	0,26	0,26
GVF [-]	0,97	0,97	0,97	0,97
Temperatur innløp [°C]	25	59	78	78,53
Temperatur utløp [°C]	125	172	191	179
Trykk innløp [bar]	10	30	60	100
Trykk utløp [bar]	50	150	300	500
p2/p1 [-]	5	5	5	5
Massestrøm [kg/s]	150	150	150	150

Komposisjon 1, trykkforhold: 20

Innløpstrykk [bar]	10	30	60	100
Metan	0,639	0,639	0,639	0,639
Propan	0,101	0,101	0,101	0,101
Butan	0,26	0,26	0,26	0,26
GVF [-]	0,97	0,97	0,97	0,97
Temperatur innløp [°C]	25	59	78	78,55
Temperatur utløp [°C]	230	275	295	286
Trykk innløp [bar]	10	30	60	100
Trykk utløp [bar]	200	600	1200	2000
p2/p1 [-]	20	20	20	20
Massestrøm [kg/s]	150	150	150	150

Komposisjon 2, trykkforhold: 5

Innløpstrykk [bar]	10	30	60	100
Metan	0,55	0,55	0,55	0,55
Etan	0,2	0,2	0,2	0,2
Propan	0,05	0,05	0,05	0,05
Butan	0,1	0,1	0,1	0,1
Pentan	0,1	0,1	0,1	0,1
GVF [-]	0,99	0,99	0,99	0,99
Temperatur innløp [°C]	40,2	72,2	88,61	85,66
Temperatur utløp [°C]	146	189	205	188,5
Trykk innløp [bar]	10	30	60	100
Trykk utløp [bar]	50	150	300	500
p2/p1 [-]	5	5	5	5
Massestrøm [kg/s]	150	150	150	150

Simuleringsbetingelser case 5: Bruk av ulike tilstandsligninger

Trykkforhold: 5

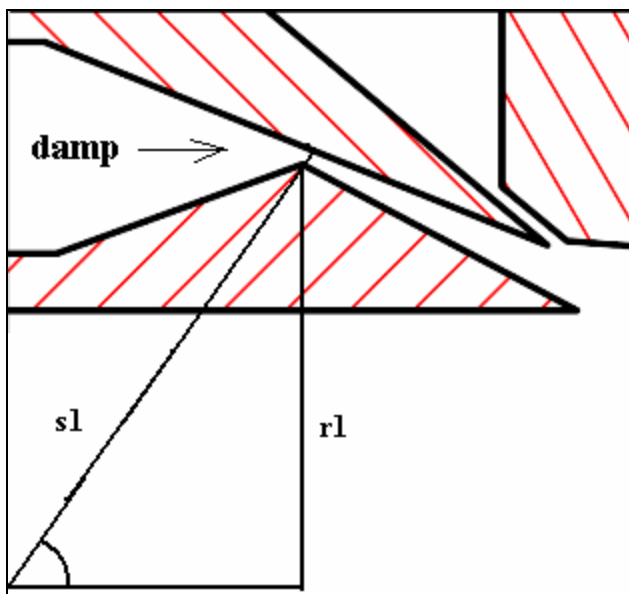
Tilstandsligning	SRK	LKP	LKP
GVF [-]	0,97	0,95	0,97
Metan	0,639	0,639	0,639
Propan	0,101	0,101	0,101
Butan	0,26	0,26	0,26
Temperatur innløp [°C]	25	25	26,05
Temperatur utløp [°C]	125	125	125
Trykk innløp [bar]	10	10	10
Trykk utløp [bar]	50	50	50
p2/p1 [-]	5	5	5
Massestrøm [kg/s]	150	150	150

Trykkforhold: 20

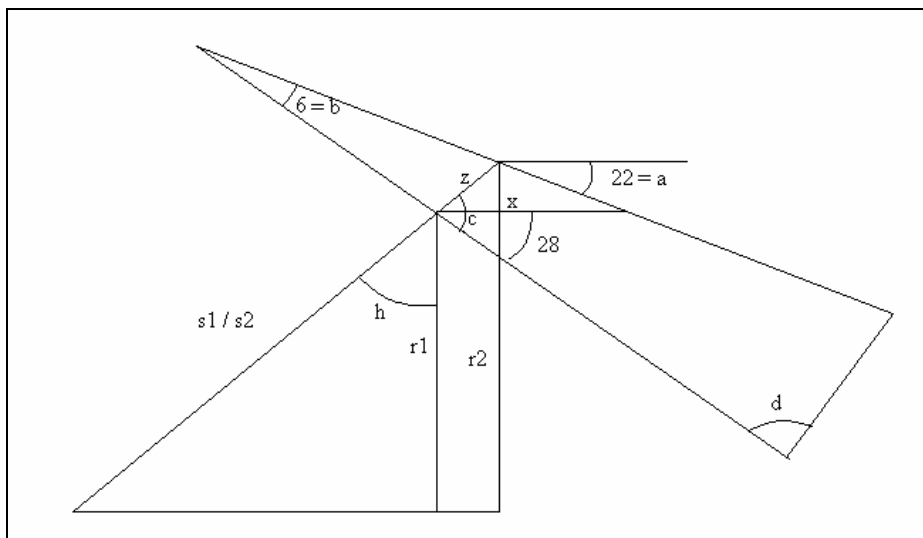
Tilstandsligning	SRK	LKP	LKP
GVF [-]	0,97	0,95	0,97
Metan	0,639	0,639	0,639
Propan	0,101	0,101	0,101
Butan	0,26	0,26	0,26
Temperatur innløp [°C]	25	25	26,05
Temperatur utløp [°C]	230	230	230
Trykk innløp [bar]	10	10	10
Trykk utløp [bar]	200	200	200
p2/p1 [-]	20	20	20
Massestrøm [kg/s]	150	150	150

D. Beregning av kritisk areal og kritisk massestrøm

For å beregne kritisk areal brukes formelen for overflate av en kjegle. Her er r radius i bunnen og s sideveggen på kjeglen. På Figur D-2 er (z) tverrsnittet av kritisk areal.



Figur D-1: Beregning av kritisk areal



Figur D-2: Ekspanderende del av lavalldyse, z er snitt av kritisk areal

Kritisk areal = overflate kjegle 2 – overflate kjegle 1: $A^* = A_2 - A_1$

Overflate kjegle 1: $A_1 = r_1 \cdot s_1 \cdot \pi = r_1 \cdot \left(\frac{r_1}{\cos(h)} \right) \cdot \pi = \frac{r_1^2 \pi}{\cos(h)}$

Overflate kjegle 2: $A_2 = r_2 \cdot s_2 \cdot \pi = r_2 \cdot \left[\frac{r_1 + \frac{\sin(a)}{\sin(c)} \cdot (posisjon - 2,8) \cdot 10^{-3} \cdot \cos(h)}{\cos(h)} \right] \cdot \pi$

Posisjon er den innstillingen som måles for damp på VTG og 2,8 er der lavaldysen på VTG går i lås. $r_1 = 17,7$ mm, $r_2 = 12,5$ mm

Kritisk massestrøm: $\dot{m}_{\max} = \rho^* \cdot A^* \cdot V^* = \kappa^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{2}(\kappa + 1)} A^* \cdot \rho_0 \cdot (RT_0)^{\frac{1}{2}}$

Utløpsareal for dampdyse beregnes på samme måte som kritisk areal.

Tabell 21: Kritisk areal og utløpsareal for lavaldyse i vanntåkegenerator

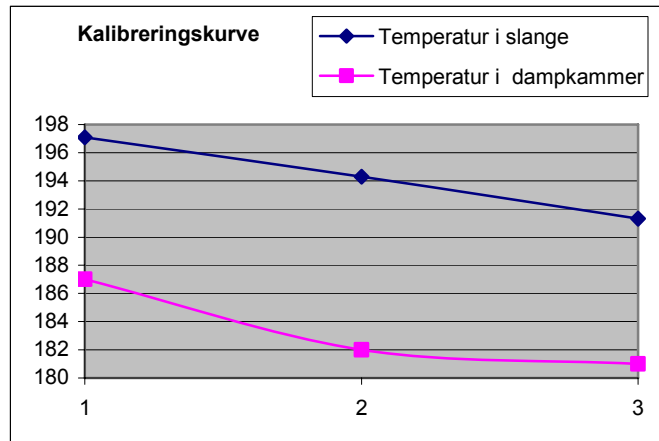
Innstilling damp[mm]	A* [10 ⁻⁵ m ²]	A _{utløp} [10 ⁻⁵ m ²]	A _{utløp} / A*
3,3	2,0917	59,0448	28,228
3,6	3,35633	62,026	18,480
3,7	3,77948	62,956	16,657
4,5	7,19351	69,248	9,626

Ut i fra arealforholdet beregnes Machallet som finnes i tabellene i vedlegg G.

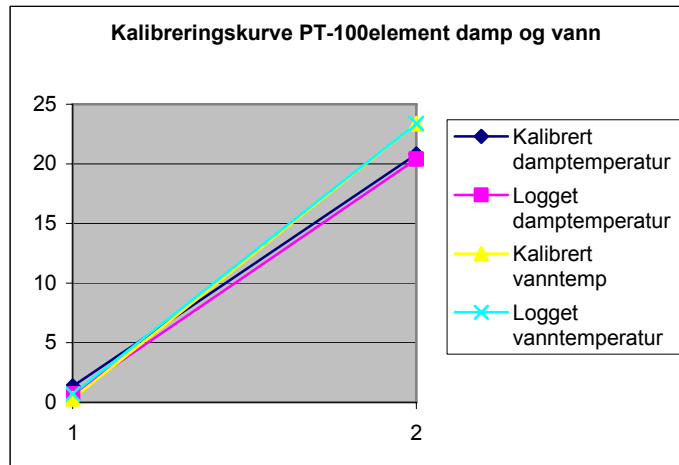
F. Kalibrering

Kalibrering av PT100-element

PT-100 elementene kalibrert mot isvann og romtemperatur. I tillegg damptemperaturen i innløpsslangen målt ca. 1 m oppstrøms for VTG ved hjelp av et termoelement. Figur F-1 viser at temperaturen i slangen er ca. 10 °C høyere enn i dampkammeret. Temperaturen kan falle noe gjennom den 1 m lange delen av slangen, men det er usannsynlig at den faller så mye. Et avvik på PT-100 elementet i underkant av 10 °C må påberegnes.



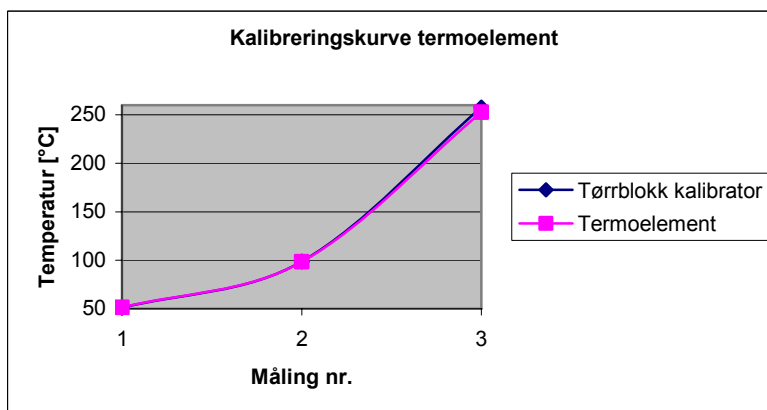
Figur F-1: Damptemperatur målt i slange og i innløp



Figur F-2: Kalibrering av PT-100 element: isvann og romtemperatur

Kalibrering av termoelement

Utført med tørrblokk-kalibrator for tre temperaturer.

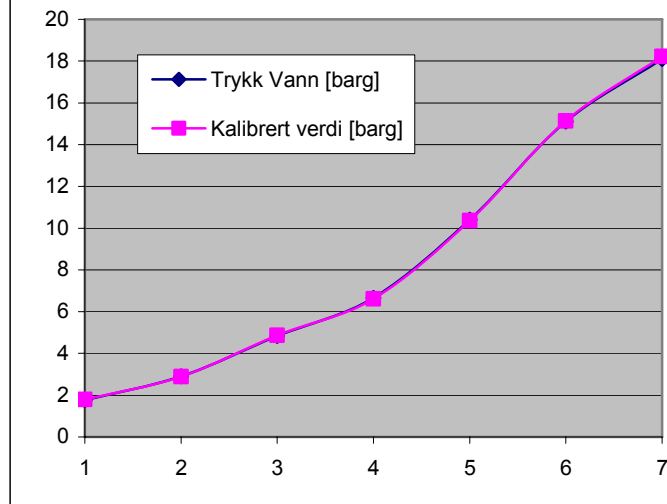


Kalibrering av trykksensorer

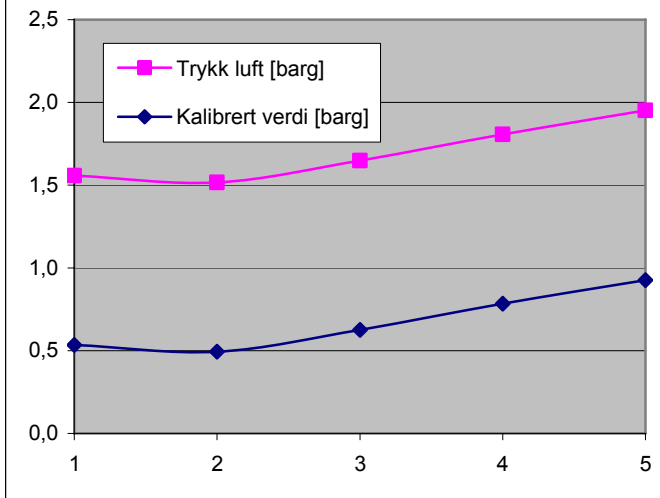
Trykksensorene ble kalibrert ved hjelp av en kalibreringspumpe fra Druck, DPI 610 IS. Denne genererer ulike trykk slik at trykksensorene kan testes mot kjente/kalibrerte verdier.



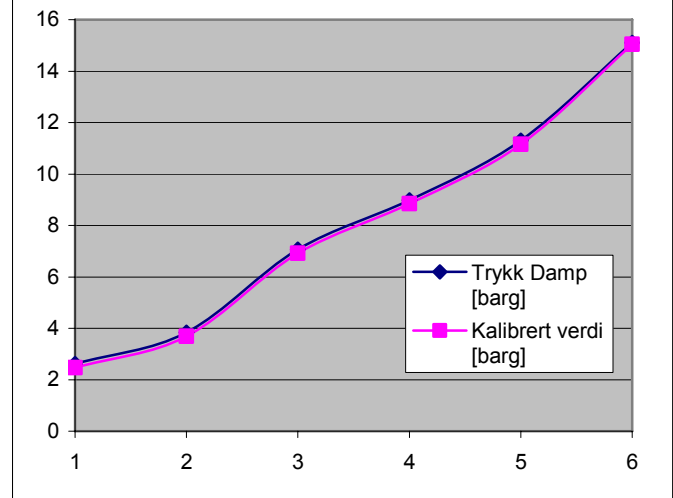
Figur F-3: Kalibreringspumpe



Figur F-4: Kalibreringskurve vanntrykksensor



Figur F-5: Kalibreringskurve lufttrykksensor



Figur F-6: Kalibreringskurve damptrykksensor

Lufttrykksensoren måler ca 1 bar over kalibreringspumpe. Dette blir ikke tatt hensyn til ettersom avviket er konstant. Skal verdiene brukes til sammenligning med verdier tatt med annet utstyr må 1 bar legges til.

G. Laboratorieresultater

Filnavn	(* .psh)	2	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16
Trykk damp	[bara]	8,6	8,6	8,1	14,4	14,7	14,7	13,3	11,6	11,5	10,5	14,3	14	14,6	14,5
Temperatur damp	[°C]	160,4	163,1	154,8	184,8	184,1	183,9	181	173,1	169	172	181,7	182,5	183,2	185,8
dyseinst. damp	[mm]	3,7	3,7	4,5	3,7	3,7	3,7	4,5	3,7	3,7	4,5	3,7	3,7	3,3	4,5
Mach		4,044	4,044	3,554	4,017	4,017	4,017	3,536	4,301	4,301	3,545	4,022	4,022	4,499	3,533
Massestrøm damp	[kg/min]	3,1	3,1	5,6	5,2	5,3	5,3	9,1	4,2	4,2	7,2	5,2	5,1	2,9	10,0
Massestrøm vann	[kg/min]	10,1	10,3	10,2	5,1	10,5	10,7	10,6	5	10,7	10,6	3,1	5,1	5,1	5
Vann/damp forhold	[-]	3,25	3,33	1,82	0,98	1,97	2,01	1,16	1,19	2,57	1,47	0,60	1,01	1,74	0,50
Dyseinst. Vann	[mm]	7	9	9	7	7	9	9	7	9	9	7	7	7	7
Trykk vann	[bar]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatur vann	[°C]	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Reynoldstall		2678,6	2646,5	2620,8	1352,6	1405,6	2749,2	2723,5	1326	2749,2	2723,5	822,1	1352,6	1352,6	1326
Avstand	[m]	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Dv(90)	[µm]	564,5	748,1	784	86,2	111,4	134,5	109,6	101	806,1	120,1	70	113,1	110	91,8
Kommentar		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Hastighet damp	[m/s]	-	-	-	-	1141	-	-	-	-	1079	-	-	1175	1096,8

Filnavn	(* .psh)	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	
Trykk damp	[bar]	14,2	15,3	11,8	11,8	14,5	14,6	14,8	13,3	14,5	14,3	14,3	14,4	14,4	14,5	
Temperatur damp	[°C]	181,6	186,6	174,3	176	183,7	184,2	187,1	180,9	186	183,5	184,1	184,3	183,6	183,6	
dyseinst. damp	[mm]	3,7	3,3	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	4,5	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	
Mach		4,022	4,499	4,301	4,301	4,017	4,017	4,017	3,536	4,017	4,022	4,022	4,017	4,017	4,017	
Massestrøm damp	[kg/min]	5,1	3,1	4,3	4,3	5,2	5,3	5,3	9,1	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	5,2	
Massestrøm vann	[kg/min]	4,9	5	5,2	10	3	5,2	10,1	5	5,2	3,3	4,8	3,1	2,8	9,6	
Vann/damp forhold	[-]	0,95	1,63	1,22	2,35	0,57	0,99	1,89	0,55	0,99	0,64	0,93	0,60	0,54	1,83	
Dyseinst. Vann	[mm]	6	6	7	7	7	7	7	7	7	7	5,8	5,8	5,6	5,6	
Trykk vann	[bar]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Temperatur vann	[°C]	10	10	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	
Reynoldstall		1259	1284,7	4072	7830,8	2349,2	4072	7909,1	3915,4	4072	2584,1	3633,4	2346,6	2126,6	7291,2	
Avstand	[m]	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	8,65	8,65	8,65	8,65	8,2	8,2	
Dv(90)	[µm]	81,2	611,6	74,2	120,2	51	78,1	117,8	50,3	71,2	46	68,6	50,9	41,9	125,4	
Kommentar				varmtvann						varmtvann + avstand						
Hastighet damp	[m/s]		1179,8						32,4							

Filnavn	(* .psh)	31	32	33	34	35	36	37	38	39
Trykk damp	[bar]	14,4	14,9	14,7	11,7	14,5	14,6	14,8	14,7	14,3
Temperatur damp	[°C]	185,6	186	184,9	170,4	185,3	185,7	185,9	185,2	182,1
dyseinst. damp	[mm]	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
Mach		4,017	4,017	4,017	4,301	4,017	4,017	4,017	4,017	4,022
Massestrøm damp	[kg/min]	5,2	5,4	5,3	4,2	5,2	5,3	5,3	5,3	5,2
Massestrøm vann	[kg/min]	10,4	3,2	5,1	3,2	5,3	5,3	5,1	5,1	5,1
Vann/damp forhold	[-]	2,00	0,59	0,96	0,75	1,01	1,01	0,95	0,96	0,99
Dyseinst. Vann	[mm]	7	7	7	7	5,7	5,5	5,5	5,5	7
Trykk vann	[bar]	-	-	-	-	7,1	1,9	4	2,1	-
Temperatur vann	[°C]	60	60	60	60	10	10	10	10	10
Reynoldstall	[-]	7720,5	2375,6	3786	2375,6	1435,6	1440,4	1386,1	1386,1	1352,6
Avstand	[m]	8,2	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Dv(90)	[µm]	137,3	44,3	62,3	59,8	75	74,3	71,6	72,4	81,5
Kommentar		varmtvann + avstand			varmtvann		vanntrykk			
Hastighet damp	[m/s]	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Filnavn	(* .psh)	40-luft	41-luft	42-luft	43	44	47	48	49	50	51
Trykk damp	[bar]	9,2	9,1	9,1	9,1	9,3	8,2	11,5	11,5	11,6	11,8
Temperatur damp	[C]	19,1	22,3	20,5	164,6	162,7	159,7	170,6	172,5	172,6	170,7
dyseinst. damp	[mm]	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	4,5	3,7	3,7	3,7	3,7
Mach		4,644	4,638	4,638	4,044	4,039	3,554	4,301	4,301	4,301	4,301
Massestrøm damp	[kg/min]	5,0	4,9	4,9	3,3	3,4	5,6	4,2	4,2	4,2	4,3
Massestrøm vann	[kg/min]	1,7	1,9	3,2	2,9	5,1	10,248	3,1	10,3	10,2	5,2
Vann/damp forhold	[-]	0,34	0,39	0,65	0,88	1,52	1,82	0,74	2,48	2,43	1,22
Dyseinst. Vann	[mm]	6,3	6,3	6,3	7	7	9	7	7	9	9
Trykk vann	[bar]	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatur vann	[C]	10	60	60	10	10	10	10	10	10	10
Reynoldstall		516,1	1426,6	2402,7	769,1	1352,6	2620,8	822,1	2731,6	2620,8	1336,1
Avstand	[m]	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Dv(90)	[µm]	112,9	62,8	106,6	97,4	810,6	250,81	63,9	206,5	177,3	103,3
Kommentar		luft	luft+varmtvann	luft+varmtvann							
Hastighet damp	[m/s]	-	-	-	-	-	1062,1	-	-	-	-

Filnavn	(* .psh)	53	54	bare damp	bare damp	kon1	kon2b	kon3	kon5
Trykk damp	[bar]	14,4	14,2	8,1	14,7	14,3	14,5	14,2	13,4
Temperatur damp	[C]	185,7	181,1	155,3	185,5	186,0	184,7	183,5	181,6
dyseinst. damp	[mm]	3,6	3,7	4,5	3,7	3,7	3,7	3,7	4,5
Mach		4,111	4,022	3,554	4,017	4,022	4,0	4,022	3,536
Massestrøm damp	[kg/min]	5,19	4,6	5,6	5,3	5,2	5,2	5,1	9,2
Massestrøm vann	[kg/min]	5,4	9,8	-	-	3,0	5,1	3,0	5,0
Vann/damp forhold	[-]	1,04	2,15	-	-	0,59	0,97	0,59	0,55
Dyseinst. Vann	[mm]	5,6	7,0	-	-	7,0	7,0	5,8	7,0
Trykk vann	[bar]	6,4	-	-	-	-	-	0,7	-
Temperatur vann	[C]	10	60	-	-	10	10	10	10
Reynoldstall		1465,2	7275,1	-	-	795,6	1352,6	811,3	1326
Avstand	[m]	4,8	4,8	4,8	8,65	4,8	4,8	4,8	4,8
Dv(90)	[µm]	72	646,4	9,74	9,84	50,5	75,9	46,8	837,6
Kommentar			varmt vann		avstand				

