



# Dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer

**Ole Martin Totland**

Undervannsteknologi

Innlevert: juni 2014

Hovedveileder: Olav Egeland, IPK

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for produksjons- og kvalitetsteknikk



## MASTEROPPGAVE

Våren 2014

for stud. techn. Ole Martin Totland

### Dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer

I denne oppgaven skal dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer studeres ved modellering, analyse og simulering. Av spesiell interesse er en vurdering av hvilke konsekvenser våtgass har for kompressorens dynamikk og stabilitet.

1. Gi en oversikt over undervanns kompresjonssystemer.
2. Presenter dynamisk modeller for surgedynamikk i en sentrifugalkompressor med og uten rotorakslings dynamikk. Diskuter konsekvenser av våtgass og hvilke konsekvenser dette eventuelt har for kompressorens dynamikk og stabilitet.
3. Valider modellen med enkle simuleringer som viser surgefænomenet.
4. Vis hvordan surge kan unngås ved bruk av resirkulering av massestrøm og hvis det er tid, aktiv styring av rotorakslingen, og demonstrer dette i simuleringer.

Oppgaveløsningen skal basere seg på eventuelle standarder og praktiske retningslinjer som foreligger og anbefales. Dette skal skje i nært samarbeid med veiledere og fagansvarlig. For øvrig skal det være et aktivt samspill med veiledere.

Innen tre uker etter at oppgaveteksten er utlevert, skal det leveres en forstudierapport som skal inneholde følgende:

- En analyse av oppgavens problemstillinger.
- En beskrivelse av de arbeidsoppgaver som skal gjennomføres for løsning av oppgaven. Denne beskrivelsen skal kunne ut i en klar definisjon av arbeidsoppgavenes innhold og omfang.
- En tidsplan for fremdriften av prosjektet. Planen skal utformes som et Gantt-skjema med angivelse av de enkelte arbeidsoppgavenes terminer, samt med angivelse av milepæler i arbeidet.

Forstudierapporten er en del av oppgavebesvarelsen og skal innarbeides i denne. Det samme skal senere fremdrifts- og avviksrappporter. Ved bedømmelsen av arbeidet legges det vekt på at gjennomføringen er godt dokumentert.

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 diskuteres utførlig.

Materiell som er utviklet i forbindelse med oppgaven, så som programvare eller fysisk utstyr er en del av besvarelsen. Dokumentasjon for korrekt bruk av dette skal så langt som mulig også vedlegges besvarelsen.

Eventuelle reiseutgifter, kopierings- og telefonutgifter må bære av studenten selv med mindre andre avtaler foreligger.

Hvis kandidaten under arbeidet med oppgaven støter på vanskeligheter, som ikke var forutsett ved oppgavens utforming og som eventuelt vil kunne kreve endringer i eller utelatelse av enkelte spørsmål fra oppgaven, skal dette straks tas opp med instituttet.

**Opgaveteksten skal vedlegges besvarelsen og plasseres umiddelbart etter tittelsiden.**

Innleveringsfrist: 10. juni 2014.

Besvarelsen skal innleveres i 1 elektronisk eksemplar (pdf-format) og 2 eksemplar (innbundet), ref. rutinebeskrivelse i DAIM. Det vises til <http://www.ntnu.no/ivt/master-siv-ing> for ytterligere informasjon om DAIM, uttak, kontrakt, gjennomføring og innlevering.

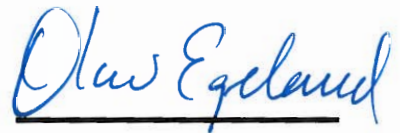
Ansvarlig faglærer / hovedveileder:

Professor Olav Egeland  
E-post: olav.egeland@ntnu.no  
Telefon: 73597112

**INSTITUTT FOR PRODUKSJONS-  
OG KVALITETSTEKNIKK**



Per Schjøberg  
førstemanuensis/instituttleder



Olav Egeland  
Ansvarlig faglærer



# Forord

Denne rapporten utgjør det avsluttende arbeidet på mastergraden min i Undervannsteknologi ved NTNU, våren 2014. Formålet med rapporten er å gi leseren innsikt i hvordan den aerodynamiske ustabiliteten surge påvirker en sentrifugal-kompressor, med tørr- og våtgasstrømning, og hvordan surge kan unngås med regulering. Temaet har vært interessant og lærerikt å jobbe med, og vil være nyttig kunnskap i videre arbeidsliv.

Jeg ønsker å benytte anledningen til å takke professor Olav Egeland for god veiledning og verdifulle innspill underveis i prosjektet. I tillegg vil jeg også takke mine medstudenter for et godt og trivelig arbeidsmiljø.

Trondheim, 10.06.2014

Ole Martin Totland

---



# Sammendrag

Hensikten med denne rapporten er å undersøke dynamikk og stabilitet i forbindelse med surge i en undervanns sentrifugalkompressor. Gjennom simuleringer undersøkes surge både med tørr- og våtgassstrømning, og reguleringsmetoder for å forhindre surge prøves ut.

Ved lavt produksjonstrykk fra et gassreservoar, er en metode for å øke trykket, å installere et undervanns kompresjonssystem. Et grunnleggende undervanns kompresjonssystem består i hovedsak av enten en ren våtgasskompressor, eller en marinisert sentrifugalkompressor i kombinasjon med scrubber og kondensatpumpe. Et viktig aspekt i et kompresjonssystem er et kontrollsystem for å forhindre at surge inntre. Surge er definert som en endimensjonal aerodynamisk ustabilitet som kan oppstå dersom strømmingen gjennom kompressoren er mindre enn ved toppunktet til kompressorkarakteristikken. For å stabilisere surge i en kompressor kan enten strømmingen gjennom kompressoren økes, eller trykket over den senkes.

I denne rapporten baserer modellering av surge seg på Moore-Greitzer modellen fra 1986. Gjennom simulering er det vist at surge inntre ved en strømning like under toppunktet til kompressorkarakteristikken. Væske i strømmingen resulterer i økt trykkøkning over kompressoren grunnet høyere tetthet i fluidet som kompressoren prosesserer, og har en stabiliserende effekt på kompressorer. Som reguleringsmetode brukes resirkuleringsventil og CCV (Close Coupled Valve). Begge metodene stabiliserer kompressoren på en tilfredsstillende måte, men systemresponsen er ulik. Resirkulering fører til at kompressoren produserer trykk ut fra kompressorkarakteristikken, uavhengig av strømmingen gjennom pådragsventilen. Ved mindre strømning gjennom pådragsventilen enn trykket over kompressoren skulle tilsi, vil resirkuleringsventilen føre differansestrømmingen. Gjennom simulering er det vist at surgemarginen må økes ved våtgassstrømning. Dette skyldes at toppunktet til våtgass kompressorkarakteristikken er gitt ved en større strømning. Regulering med CCV resulterer i lavere trykkøkning

---

over kompresjonssystemet enn kompressorkarakteristikken angir for en gitt strømning. Dette skyldes at det må skapes et trykkfall over ventilen for å oppnå stabilitet i systemet. For våtgasstrømning må trykkfallet over ventilen være større for å oppnå stabilitet. Forsterkningen til regulatoren må også økes, grunnet større maksimalt stigningstall for våtgass kompressorkarakteristikken. Begge reguleringsmetodene medfører redusert virkningsgrad for kompresjonssystemet ved stabilisering av systemet i et operasjonspunkt til venstre for surgelinjen.

# Summery

The purpose of this report is to examine dynamics and stability related to surge in a subsea centrifugal compressor. Through simulations surge is studied with both dry and wet gas flow, and control methods for preventing surge is tested.

In cases where the production pressure from a gas reservoir is too low, the pressure can be boosted by installing a subsea compression system. A basic subsea compression system consists of either a pure wet gas compressor or a mariniised centrifugal compressor in combination with a scrubber and a condensate pump. An important aspect related to compression systems, is a control system for preventing surge from occurring. Surge is defined as a one-dimensional aerodynamic instability, which can occur if the flow through the compressor is less than the flow given by peak of the compressor characteristic. To stabilize the system during surge, the flow through the compressor can be raised, or the pressure rise across the compressor lowered.

Modeling of surge in this report is based on the Moore-Greitzer model from 1986. Through simulations it's showed that surge occurs at a flow just below the peak of the compressor characteristic. Liquid presence in the flow results in an increase in the pressure rise across the compressor, as a result of the increased density of the fluid processed by the compressor, and has a stabilizing effect on the compressor. To stabilize the compressor when surging, both a recycle valve and a CCV (Close Coupled Valve) are tested as control methods. Both methods exhibits satisfactory stabilizing properties on the system, but they result in different system response. Recycling results in a pressure rise across the compressor in accordance with the compressor characteristic, independent of the flow through the throttle valve. With greater pressure rise across the compressor than the flow through the throttle valve indicates, the differential flows through the recycle valve. Simulations preformed shows that the surge margin must be raised in order to obtain a stable system, when the flow consists of wet gas. This is as a result of the peak of the wet gas compressor characteristic being

---

given by a greater flow. Stabilizing by a CCV results in a decreased pressure rise across the compression system compared to the pressure rise indicated by the compressor characteristic for a given flow. This is natural, since the valve needs to create a pressure drop in the system in order to obtain stability. The pressure drop across the valve needs to be bigger when the flow consists of wet gas. As a result, the regulator gain must be raised since the wet gas compressor characteristic has a steeper maximum slope. Both these control methods leads to a reduced efficiency of the compression system, when stabilizing the system with an operation point to the left of the surge line.

# Innhold

Forord . . . . .	i
Sammendrag . . . . .	iii
Summery . . . . .	v
Nomenklatur . . . . .	xi
<b>1 Innledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn . . . . .	1
1.2 Rapportmål . . . . .	2
1.3 Prosjektgjennomføring . . . . .	2
1.4 Struktur . . . . .	3
<b>2 Teori</b>	<b>5</b>
2.1 Undervanns kompresjonssystem . . . . .	5
2.2 Aerodynamiske ustabiliteter . . . . .	11
2.3 Våtgass . . . . .	16
<b>3 Reguleringsmetoder</b>	<b>17</b>
3.1 Surgemargin . . . . .	17
3.2 Resirkuleringsventil . . . . .	18
3.3 Close Coupled Valve . . . . .	20
<b>4 Modeller</b>	<b>23</b>
4.1 Moore-Greitzer modell . . . . .	23
4.2 Kompressorkarakteristikker . . . . .	26
4.3 Moore-Greitzer våtgass surgemodell . . . . .	28
4.4 Regulering av Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil	29
4.5 Regulering av Moore-Greitzer surgemodell med CCV . . . . .	31
4.6 Regulering av Moore-Greitzer våtgass surgemodell med CCV . .	35
4.7 Antagelser for modellene . . . . .	37
<b>5 Simulering/Resultat</b>	<b>39</b>

5.1	Gjennomføring av simulering . . . . .	39
5.2	Moore-Greitzer surgemodell uten regulering . . . . .	41
5.3	Moore-Greitzer våtgass surgemodell uten regulering . . . . .	43
5.4	Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil . . . . .	46
5.5	Moore-Greitzer våtgass surgemodell med resirkuleringsventil . . . . .	49
5.6	Moore-Greitzer surgemodell med regulering med CCV . . . . .	53
5.7	Moore-Greitzer våtgass surgemodell med regulering med CCV . . . . .	56
<b>6</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>59</b>
<b>7</b>	<b>Konklusjon og videre arbeid</b>	<b>63</b>
	<b>Referanser</b>	<b>65</b>
<b>A</b>	<b>Moore-Greitzer modell</b>	<b>69</b>
<b>B</b>	<b>Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil</b>	<b>71</b>
<b>C</b>	<b>Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med CCV</b>	<b>75</b>
<b>D</b>	<b>Forstudierapport</b>	<b>79</b>

# Figurer

2.1	Skisse av undervanns kompresjonssystem . . . . .	5
2.2	Skisse av sentrifugalkompressor . . . . .	7
2.3	Skisse av våtgasskompressor . . . . .	9
2.4	Forslag til utførelse undervanns kompresjonssystem . . . . .	11
2.5	Dyp surgesyklus . . . . .	12
2.6	Kompressorkarakteristikk for gitt turtall . . . . .	13
2.7	Rotating stall prinsipp . . . . .	15
3.1	Surgemarginlinje . . . . .	17
3.2	Skisse av resirkuleringsprinsipp . . . . .	18
3.3	Kompressor- og pådragskarakteristikk . . . . .	19
3.4	Skisse av CCV-prinsipp . . . . .	20
3.5	Kompressor- og ventilkarakteristikker . . . . .	21
4.1	Grunnleggende kompresjonssystem . . . . .	23
4.2	Kompressorkarakteristikker som funksjon av strømning og turtall	26
4.3	Kubisk kompressorkarakteristikk . . . . .	27
4.4	Tørr- og våtgass kompressorkarakteristikker . . . . .	29
4.5	Variabelskifteprinsipp-skisse . . . . .	32
5.1	Grenseverdi for stabilt system med $\gamma_T = 0,615$ . . . . .	41
5.2	Grenseverdi for ustabil system med $\gamma_T = 0,603$ . . . . .	42
5.3	Surgesyklus med $\gamma_T = 0,603$ . . . . .	42
5.4	Stabilisering som følge av væskebestanddel ved $t=3200$ med $\gamma_T =$ $0,603$ . . . . .	43
5.5	Surgeforløp med tørr- og våtgass og $\gamma_T = 0,603$ . . . . .	44
5.6	Grenseverdi for ustabil system med våtgasstrømning med $\gamma_T =$ $0,580$ . . . . .	45
5.7	Surgeforløp med tørr- og våtgasstrømning med $\gamma_T = 0,580$ . . .	45
5.8	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=3200$ og $\gamma_T = 0,603$	46

5.9	Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved $t=3200$ og $\gamma_T = 0,603$ . . . . .	47
5.10	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=3200$ og $\gamma_T = 0,507$ . . . . .	48
5.11	Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved $t=3200$ og $\gamma_T = 0,507$ . . . . .	48
5.12	Systemrespons med for lavt referansepunkt for regulatoren, med $\gamma_T = 0,580$ . . . . .	49
5.13	Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med for lavt referansepunkt for regulatoren, med $\gamma_T = 0,580$ . . . . .	50
5.14	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=2800$ og $\gamma_T = 0,580$ . . . . .	50
5.15	Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved $t=2800$ og $\gamma_T = 0,580$ . . . . .	51
5.16	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=2800$ og $\gamma_T = 0,507$ . . . . .	52
5.17	Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved $t=2800$ og $\gamma_T = 0,507$ . . . . .	52
5.18	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=1470$ og $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	53
5.19	Strømning gjennom pådragsventil, og trykk over CCV med $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	54
5.20	Plotting av systemrespons med $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	55
5.21	Systemrespons med regulering aktivert ved $t=1900$ og $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	56
5.22	Strømning gjennom pådragsventil, og trykk over CCV med regulering aktivert ved $t=1900$ og $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	57
5.23	Plotting av systemrespons med $\gamma_T = 0,427$ . . . . .	58
B.1	Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil . . . . .	71
C.1	Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med CCV . . . . .	75



# Nomenklatur

Symbol	Forklaring
$\Psi$	Trykkoeffisient
$\Psi_c(\Phi)$	Kompressorkarakteristikk
$\hat{\Psi}'_c(\hat{\phi})$	Avviks kompressorkarakteristikk
$\Psi_e(\Phi)$	Ekvivalent-kompressorkarakteristikk
$\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$	Avviks ekvivalent-kompressorkarakteristikk
$\Psi_v(\Phi)$	CCV karakteristikk
$\hat{\Psi}_v(\hat{\phi})$	Avviks CCV karakteristikk
$\psi_0$	Trykkkoeffisient i likevektspunkt
$\psi_{c0}$	Nullpunktstrykk
$\hat{\psi}_{c0}$	Avviks nullpunktstrykk
$\hat{\psi}$	Avvik fra likevektstrykk
$\Phi$	Strømningskoeffisient
$\Phi_a$	Gasstrømningskoeffisient
$\Phi_c$	Kompressor gjennomstrømningskoeffisient
$\Phi_w$	Væskestrømningskoeffisient
$\Phi_T(\Psi)$	Pådragsventilkarakteristikk
$\hat{\Phi}_T(\hat{\psi})$	Avviks pådragsventilkarakteristikk
$\Phi_R$	Resirkulert strømningskoeffisient
$\Phi_{Ref}$	Referansepunkt for resirkulering
$\phi_0$	Strømningskoeffisient i likevektspunkt
$\phi_{a0}$	Gasstrømningskoeffisient i likevektspunkt
$\hat{\phi}$	Avvik fra likevektsstrømning
$\hat{\phi}_a$	Avvik fra likevekts gasstrømning
$\hat{\phi}_w$	Avvik fra likevekts væskestrømning
$\xi$	Dimensjonsløs tid
$H$	Semihøyde for kompressorkarakteristikk
$W$	Semibredde for kompressorkarakteristikk

<b>Symbol</b>	<b>Forklaring</b>
$k_1, k_2, k_3$	Kompressorkarakteristikk-koeffisienter
$r_w$	Forhold mellom gass og væske i strømning
$C_1$	Trykkøkningkoeffisient
$\gamma_T$	Forsterkning pådragsventil
$\gamma_v$	Forsterkning CCV
$g$	Gravitasjonskraft
$p$	Trykk
$H_c$	Head
$v$	Strømningshastighet
$\rho$	Tetthet
$\rho_g$	Gasstetthet
$\rho_l$	Væsketetthet
$\omega$	Rotasjons hastighet
$r$	Radius
$B$	Greitzers $B$ -parameter
$U$	Tangentiell hastighet ytterst på kompressorhjul
$\omega_H$	Helmholtz resonansfrekvens
$a_s$	Lydens hastighet
$A_c$	Kompressor-gjennomstrømningsareal
$V_p$	Plenumsvolum
$L_c$	Lengde av kompressor
$l_c$	Dimensjonsløs lengde av strømningsbane gjennom kompressor
$L_I$	Lengde av kompressorinnløp
$l_i$	Dimensjonsløs lengde av kompressorinnløp
$L_E$	Lengde av kompressorutløp
$l_e$	Dimensjonsløs lengde av kompressorutløp
$a$	Tidsforsinkelse for bladpassasje i kompressor
$u$	Kontrollvariabel
$k_p$	Forsterkning resirkuleringsventil-regulator
$c_2$	Forsterkning CCV-regulator
$a_m$	Maksimalt stigningstall for kompressorkarakteristikk
$GMF$	Gassmassefraksjon
$GVF$	Gassvolumfraksjon
$\delta$	Tetthetsforhold

# Kapittel 1

## Innledning

Over levetiden til et gassreservoar vil trykket i reservoaret avta etterhvert som hydrokarboner produseres. Dette kan medføre at det ikke er nok trykk i reservoaret til å transportere brønnstrømmen frem til mottaksterminalen. I slike tilfeller er en mulighet å installere et undervanns kompresjonssystem for å øke trykket. Undervanns kompresjon er en teknologi under utvikling. Per dags dato fins det ingen idriftsatte undervanns kompresjonssystemer, men etter planen skal den første undervanns gasskompressoren settes i drift på Åsgard-feltet i 2015.

### 1.1 Bakgrunn

Kontrollsystemer for kompressorer byr på spesielle utfordringer knyttet til ulineære fenomener som gir ustabilitet i strømmingen ved lave strømningsrater. Fenomenene er definert som aerodynamiske ustabiliteter, og de viktigste kalles “surge” og “rotating stall”. Av disse fenomenene er surge den mest alvorlige, da fenomenet kan ha en svært ødeleggende effekt på en kompressor. Å forhindre at surge oppstår i en kompressor er dermed av stor betydning. Dette gjør seg spesielt gjeldende i forbindelse med undervanns kompresjon. Store kostnader er forbundet med havari, grunnet vanskelig tilkomst og lang nedetid. Kunnskap om surgefenomenet og dynamikken forbundet med det er av stor betydning for å kunne forutse kompresjonssystemets respons på ulike driftsmoduser. Det er også av stor betydning ved utforming av reguleringsystem for kompresjonssystem.

### 1.2 Rapportmål

Hensikten med denne rapporten er å undersøke dynamikk og stabilitet i forbindelse med surge i en sentrifugalkompressor. Surgefenomenet skal også undersøkes i forbindelse med våtgasstrømning, da strømmingen i et undervanns kompresjonssystem kan inneholde væske (kondensat). Det skal utarbeides en dynamisk modell for en sentrifugalkompressor, som baserer seg på formuleringene til Moore-Greitzer. Modellen skal utarbeides for både tørr- og våtgasstrømning. Videre skal ulike metoder for stabiliserende regulering av surge inkluderes i modellene. Modellene skal implementeres i Simulink, der modellenes ytelser skal prøves ut. Resultater fra simuleringene skal drøftes og vurderes i forhold til havbunnskompresjon.

### 1.3 Prosjektgjennomføring

I starten av prosjektfasen ble det gjennomført et forstudie for prosjektet, der aktiviteter ble kartlagt og planlagt. Forstudierapporten er vist i vedlegg D, der det også er utarbeidet et Gantt skjema for prosjektets aktiviteter. Prosjektet er stort sett gjennomført i tråd med Gantt skjemaet.

Som angitt i oppgaveteksten skulle rapporten i utgangspunktet inneholde surgemodell med rotorakslingens dynamikk. I samråd med veileder er det besluttet å ikke inkludere rotordynamikk i modellene, og heller rette større grad av rapportens fokus mot implementering av våtgasstrømning.

Innhenting av litteratur har i hovedsak basert seg på søk i databaser og faglitteratur i bøker. Databasesøk er gjort gjennom NTNUs bibliotekjeneste, der det hovedsakelig er Compendex, SCOPUS og IEEE Explore som er brukt. Primært har det blitt søkt etter vitenskapelige artikler, der søkene hovedsakelig har inneholdt søkeordene “surge”, “surge control”, “aerodynamic instability”, “wet gas” og “compressor”. Faglitteratur er også lånt gjennom ulike NTNU-bibliotek.

Litteratur om rapportens tema er hovedsaklig skrevet på engelsk. For enkelte engelske faguttrykk eksisterer det ikke en tilfredsstillende norsk oversettelse, eller de engelske uttrykkene er veletablert også i det norske språk. For disse tilfellene er de engelske betegnelse brukt i rapporten. Dette gjelder ord som “surge”, “rotating stall” osv.

### 1.4 Struktur

Rapportens videre innhold har følgende oppbygning:

- **Kapittel to** omhandler oppbygningen til et undervanns kompresjonssystem, i tillegg til teori om aerodynamiske ustabiliteter og våtgass.
- **Kapittel tre** beskriver reguleringsmetoder for surgekontroll som brukes i rapporten.
- **Kapittel fire** presenterer surgemodellene som brukes til simulering, og den matematiske oppbyggingen til reguleringsmetodene blir presentert.
- **Kapittel fem** beskriver utførte simuleringer og resultater fra disse presenteres.
- **Kapittel seks** drøfter resultater fra simuleringer og relevante problemstillinger.
- **Kapittel syv** konkluderer rapportens resultater og vurderer tema for videre arbeid.



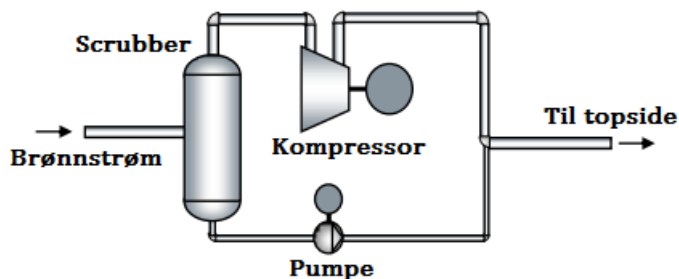
## Kapittel 2

### Teori

I dette kapitlet vil et grunnleggende undervanns kompresjonssystem bli beskrevet. I tillegg vil teori om aerodynamiske ustabiliteter i en kompressor bli presentert, og en kort definisjon av våtgass vil bli gitt.

#### 2.1 Undervanns kompresjonssystem

Per i dag er det primært to måter å realisere undervanns kompresjonssystemer på. Et alternativ er å benytte en marinisert sentrifugalkompressor i kombinasjon med scrubber og kondensatpumpe. Det andre alternativet er å benytte en ren våtgasskompressor, som i realiteten har nær tilknytning til en flerfasepumpe. Valg av systemløsning avhenger i stor grad av væskeandel i brønnstrømmen og strømningsraten. Våtgasskompressoren brukes for mindre strømningsrater, mens kompressor med scrubber og kondensatpumpe brukes for større strømningsrater der en stor installasjon kan forsvares økonomisk.



Figur 2.1: Skisse av undervanns kompresjonssystem [1]

### Scrubber/separator

I forbindelse med separasjon av gass og væske, er det hovedsaklig separatorer og scrubbere som benyttes. Separatorer er vanligvis horisontalt orientert, og brukes ved størst andel væske. Scrubbere er vertikalt orienterte, og brukes ved størst andel gass. I forbindelse med undervanns kompresjon vil det være størst andel gass i strømmingen, og det naturlig valget er å benytte en scrubber. Hensikten med separator/scrubber er å separere gass og væske fra hverandre slik at fasene kan gis en trykkøkning hver for seg over henholdsvis kompressor og kondensatpumpe. Undervanns scrubbere baseres på syklonteknologi, for å redusere vekt og størrelse. For scrubbere som plasseres på havbunnen er det vanskeligere å oppnå samme virkningsgrad som for topside scrubbere. Dette resulterer i at undervanns kompressorer må tolerere små andeler væske, og kondensatpumper som er gass og sandtolerante [2].

### Sentrifugalkompressor

Innholdet i dette delkapittelet er hovedsakelig basert på [3].

Sentrifugalkompressoren brukes i stor grad i petroleumsindustrien, grunnet dens store toleranse for produksjonssvingninger, og gode driftssikkerhet i forhold til andre typer kompressorer. Sentrifugalkompressorens virkemåte er at den akselererer strømmingen, for deretter å omgjøre den økte kinetiske energien til potensiell energi. Trykkoppbyggingen i sentrifugalkompressoren er et resultat av både økt hastighet til strømmingen i kompressorhjulet, og retardasjon av strømmingen i diffusoren. Differensialtrykket over kompressoren for en isentropisk strømming er gitt ved

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{\omega^2 r^2}{2} \right) - \frac{d}{dt} \left( \frac{v^2}{2} \right) \quad (2.1)$$

der  $p$  er trykk,  $\rho$  er tetthet,  $\omega$  er rotasjonshastighet,  $r$  er radius og  $v$  er strømningshastighet. Ligningen viser at sentrifugalkompressoren er i stand til å øke trykket uten å retardere strømmingen, i motsetning til aksialkompressoren, som kun skaper trykk ved retardasjon. Prinsippet for omgjøring fra kinetisk til potensiell energi kan vises ut fra den forenklede Bernoullis ligning

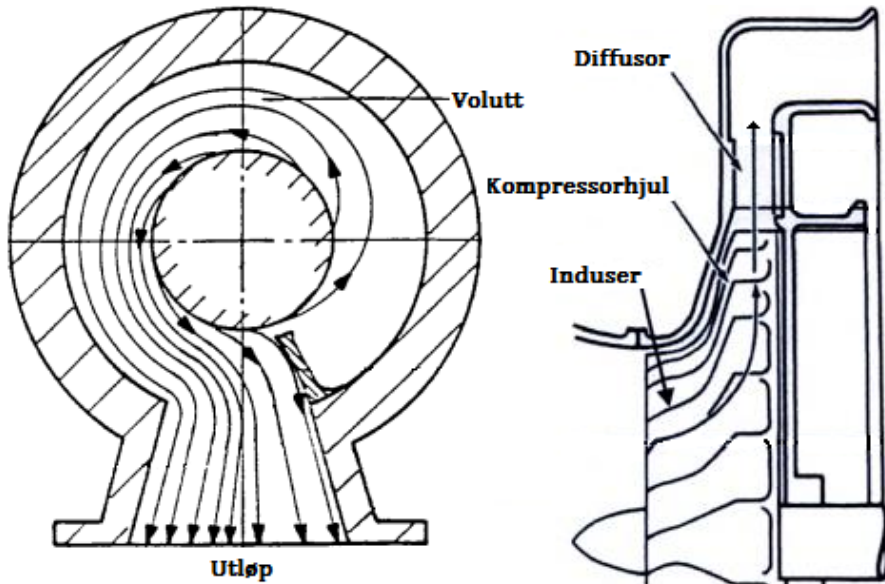
$$p_1 + \frac{1}{2} v_1^2 \rho = p_2 + \frac{1}{2} v_2^2 \rho \quad (2.2)$$

der indeksene 1 og 2 viser til henholdsvis oppstrøms og nedstrøms kompressoren.



Ut fra ligningen fremgår det at dersom  $p_2$  skal være større enn  $p_1$  må  $v_2$  være mindre enn  $v_1$ .

En skisse av en sentrifugalkompressor er vist i figur 2.2. Den består i hovedsak av kompressorhjul med induser, diffusor og volutt.



Figur 2.2: Skisse av sentrifugalkompressor [3] [4]

Kompressorhjulet består i prinsippet av en plate med blader, og dens hovedoppgave er å akselerere strømmingen. Strømmingen blir slynget radielt utover i kompressorhjulet, der hastigheten til strømmingen øker i takt med radiusen, og trykkoppbyggingen er gitt av første ledd i ligning (2.1). Innerst på kompressorhjulet er induseren. Dens oppgave er å deflektere strømmingen fra aksiell til radiell retning i forhold til rotoren. Induseren er designet slik at strømmingen blir ledet i en bue til kompressorhjulet, for å unngå separasjon av strømmingen.

Diffusorens oppgave er å retardere strømmingen, dvs. å omgjøre energien fra kinetisk til potensielle energi. Det betyr at trykkoppbyggingen i diffusoren er gitt av ligning (2.2). Diffusoren består av flere divergerende kanaler, som reduserer hastigheten til strømmingen.

Volutten samler strømmingen fra diffusoren, og leder den til kompressorens utløp.

## Kondensatpumpe

Som kondensatpumpe er det vanlig å benytte en sentrifugalpumpe, som også kan håndtere visse andeler gass. Pumpen må tolerere en viss andel gass pga. at undervanns scrubbere ikke separerer fasene 100%. Pumpene må også tolerere sand, da det ofte ikke er system for å separere ut sand. Kondensatet gis en trykkøkning over pumpen, og føres topside i samme rør som den komprimerte gassen [5].

## Våtgasskompressor

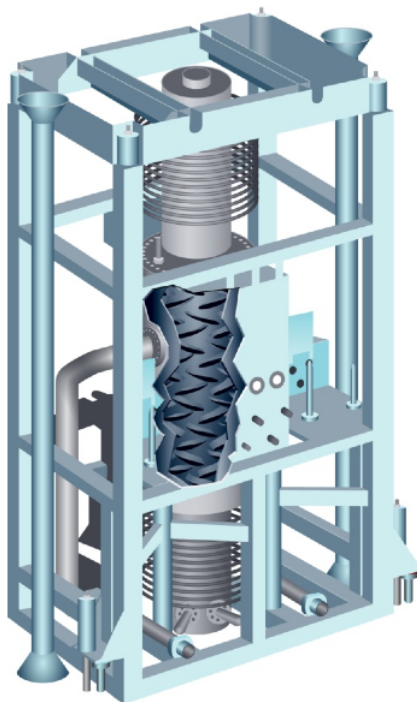
Innholdet i dette delkapittelet er hovedsakelig basert på [6].

Våtgasskompressoren, eller flerfase-kompressoren som den også kalles, er designet for trykkøkning av uoprosessert brønnstrøm, og tolererer en GVF (beskrevet i kapittel 2.3) fra 90-100%. Kompressoren er basert på sentrifugalprinsippet, men med et spesialdesignet kompressorhjul med lav angrepsvinkel og bladbelastning for å unngå fase- og grenseskiktseparasjon. Resultatet av designet er at surgefenomenet ikke kan oppstå i kompressoren. Dermed trenger ikke denne kompressoren et surge-kontrollsystem. Kompressoren består av en øvre og en nedre motor som er kontraroterende, med en flertrinns kompresjonsdel i midten. Annethvert steg i kompressoren drives av henholdsvis øvre og nedre motor. Kompressoren har ikke diffusor, noe som eliminerer flerfase “recovery-tap” som ellers ville vært i den statiske delen. En skisse av en våtgasskompressor er vist i figur 2.3. Head ( $H_c$ ) fra pumpen er gitt av ligning (2.3), der det fremgår at head er direkte avhengig av rotasjonshastigheten  $\omega$  til kompressoren.  $\Phi$  i ligningen er strømning.

$$\Delta H_c = \Phi \omega^2 \quad (2.3)$$

Trykkøkningen over kompressoren er gitt av ligning (2.4), der  $\rho_g$  og  $\rho_l$  er tettheten til henholdsvis gass og væske, og  $g$  er gravitasjonskraft. Fra ligningen fremgår det at trykkøkningen over kompressoren øker ved synkende GVF i strømmingen.

$$\Delta p = g \Delta H_c [\rho_g + (\rho_l - \rho_g)(1 - GVF)] \quad (2.4)$$



Figur 2.3: Skisse av våtgasskompressor [7]

Per i dag fins det ingen idriftsatt våtgass kompresjonssystem , men etter planen skal et slikt system installeres på Gullfaks C i 2015 [7].

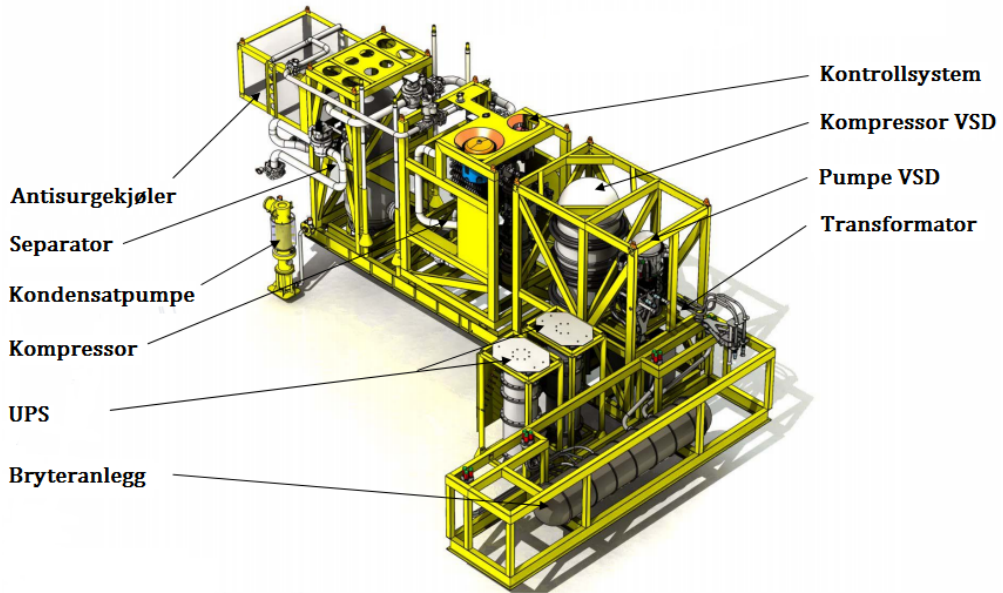
### **Annet utstyr**

Ytterligere utstyr som vil være naturlig å installere i et undervanns kompresjonssystem er [5]:

- Antisurgekjøler: Strømningen gjennom kompressoren får en betydelig temperaturøkning over kompressoren. For å unngå overoppheting av kompressoren som følge av resirkulering av strømning, er det essensielt at den resirkulerte strømningen kjøles ned mellom hver sirkulering.
- Prosesskjøler: Desto kaldere strømningen oppstrøms kompressoren er, desto mindre energi må tilføres kompressoren for å oppnå ønsket trykkøkning. Dermed kan det være aktuelt å kjøle strømningen før den føres gjennom kompressoren. Som nevnt over får strømningen også en betydelig temperaturøkning over kompressoren. Av prosesshensyn kan det være nødvendig

å kjøle strømmingen også etter kompressoren.

- **Kontrollsystem:** Per i dag er det hovedsaklig hydrauliske kontrollsystem som brukes. Kontrollmodulen som installeres på havbunnen, består i realiteten av magnetventiler, PLS, og hydrauliske akkumulatorer. Modulen tilføres et hydraulisk pilottrykk fra topside, som ved hjelp av styringssignal til magnetventiler, brukes til å betjene blant annet ventiler i kompresjonssystemet. Helelektriske kontrollsystemer er under utvikling, der også aktuatorene er elektriske.
- **Transformator:** Ved større avstander fra topside strømforsyning til der kompresjonsanlegget er plassert, transformeres spenningen opp topside. På havbunnen transformeres spenningen ned igjen med en stepdown transformator, til det spenningsnivået som elektromotorene til kompressor og kondensatpumpe benytter.
- **Bryteranlegg:** I system der det er felles strømforsyning til utstyret på havbunnen, må det installeres bryteranlegg bestående av et utvalg effektbrytere på havbunnen. Dersom det oppstår feil på en kompressor/pumpe vil kun denne kobles ut, og resterende utstyr kan operere upåvirket.
- **Variable Speed Drives(VSD)/frekvensomformere:** I de tilfeller der det benyttes felles strømforsyning til utstyret på havbunnen, eller der det er lang avstand fra topside strømforsyning, må det også installeres VSD/frekvensomformere på havbunnen. Det installeres en VSD/frekvensomformer per roterende utstyr, og disse brukes til å regulere hastigheten til det roterende utstyret.
- **UPS (Uninterruptible Power Supply):** For å ivareta en sikker nedstengning av kompresjonsanlegget ved feil på strømforsyningen, må det installeres et UPS anlegg på havbunnen. Anlegget består av batteripakker som kan drifte kritiske systemer i en angitt tid etter strømforsyningens bortfall.



Figur 2.4: Forslag til utførelse av undervanns kompresjonssystem [8]

## 2.2 Aerodynamiske ustabiliteter

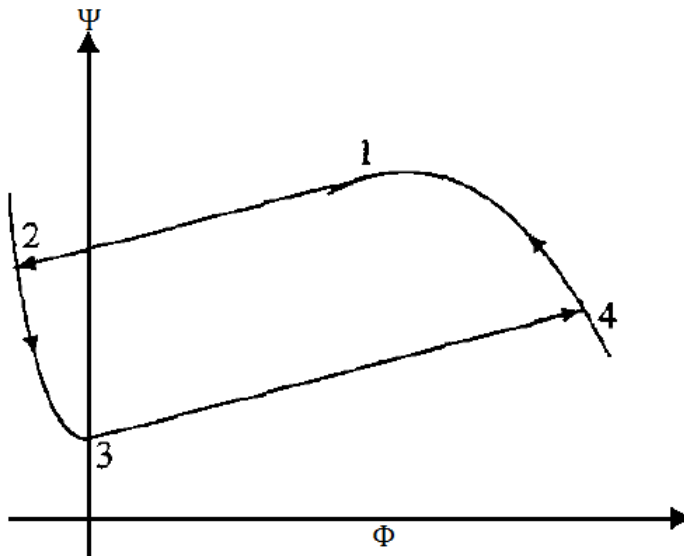
### Surge

Surge blir karakterisert som svingninger i strømning og trykk. Det er en ustabilitet i strømningen gjennom en kompressor som kan føre til undertrykk i kompressorhuset, som igjen kan resultere i tilbakeslag av strømningen. Det er et globalt fenomen som påvirker hele systemet, og ikke bare kompressoren. Surge er en endimensjonal aksesymmetrisk systemustabilitet, det betyr at svingningene i strømningen er symmetrisk i hele ringrommet. Surge oppstår ved lav strømning gjennom kompressoren, men kan kun oppstå i systemer med kompressibel strømning. Det eksisterer hovedsakelig fire forskjellige typer surge [9];

- Mild surge: Fenomen med små trykksvingninger og frekvens i størrelsesorden av Helmholtz resonansfrekvens. For dette tilfellet oppstår ikke tilbakeslag av strømning.
- Klassisk surge: Fenomen med større svingninger, men generelt lavere frekvens enn det som oppstår ved mild surge. Tilbakeslag av strømning oppstår ikke.

- Modifisert surge: Fenomen der hele strømmingen svinger i akseretningen, og rotating stall overlages (kombinasjon av surge og rotating stall). Strømmingen er ikke aksesymmetrisk, dermed er fenomenet en blanding av rotating stall og klassisk surge.
- Dyp surge: Kraftigere utgave av klassisk surge, der tilbakeslag av strømmingen kan oppstå. Strømmingen er ustabil, men aksesymmetrisk.

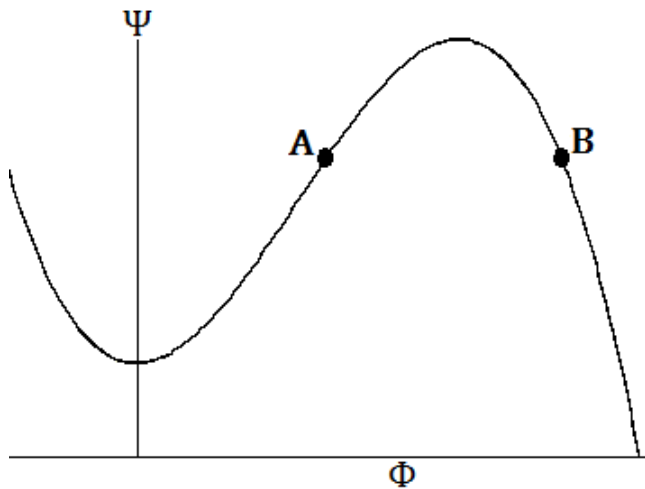
Av disse fenomenene er dyp surge den mest alvorlige typen, der kraftige tilbakeslag kan føre til at kompressoren tar skade. Figur 2.5 viser et eksempel på en dyp surgesyklus. Syklusen starter i punkt (1) der kurven for kompressorkarakteristikken går fra negativt stigningstall (der den er stabil) til positivt stigningstall (der den er ustabil). Syklusen “hopper” deretter til (2) og krysser nullpunktet for strømmingen, dermed reverseres strømmingen gjennom kompressoren. Fra punkt (2) til (3) følger syklusen kurven for kompressorkarakteristikken inntil strømmingen er omtrent null. Deretter “hopper” syklusen til punkt (4) og følger karakteristikken til punkt (1) igjen. Dersom det ikke gjøres endringer i driftsmodusen til kompressoren, vil syklusene være stående [9].



Figur 2.5: Dyp surgesyklus [9]

Som en generell regel kan det sies at surge oppstår ved det lokale maksimum av kompressorkarakteristikken, dvs. der den deriverte til karakteristikken er lik null, eller der karakteristikken har en viss positiv stigning [10].

Figur 2.6 viser et eksempel på en kurve for en kompressorkarakteristikk ved et gitt turtall. For at surge skal kunne oppstå må kompressoren operere i et område med positiv stigning på kurven. Det vil si at i punkt A vil surge kunne oppstå, men ikke i punkt B. Dette kan forklares med et eksempel, der det tas utgangspunkt i at kompressoren opererer i et system som vist i figur 4.1. Kompressoren driftes med konstant turtall. Initialt er systemet i likevekt i punkt B. En økning i pådraget til systemet, dvs. at pådragsventilen åpnes mer, vil føre til økt strømming gjennom ventilen og kompressoren. Dette vil resultere i redusert trykkøkning over kompressoren (pga. kompressorkarakteristikken), som igjen vil redusere trykket over pådragsventilen. Det resulterer i redusert strømming gjennom ventilen. Systemet vil dermed bevege seg mot likevektspunktet B, altså vil systemet være stabilt. Dersom det tas utgangspunkt i at kompressoren driftes i likevektspunkt A, vil en økning i pådraget til systemet føre til at trykkøkningen over kompressoren stiger. Dette vil igjen føre til at trykket over pådragsventilen øker, som resulterer i at strømmingen øker ytterligere. Dermed vil systemet bevege seg bort fra punkt A, og kan bli ustabil.



Figur 2.6: Kompressorkarakteristikk for gitt turtall

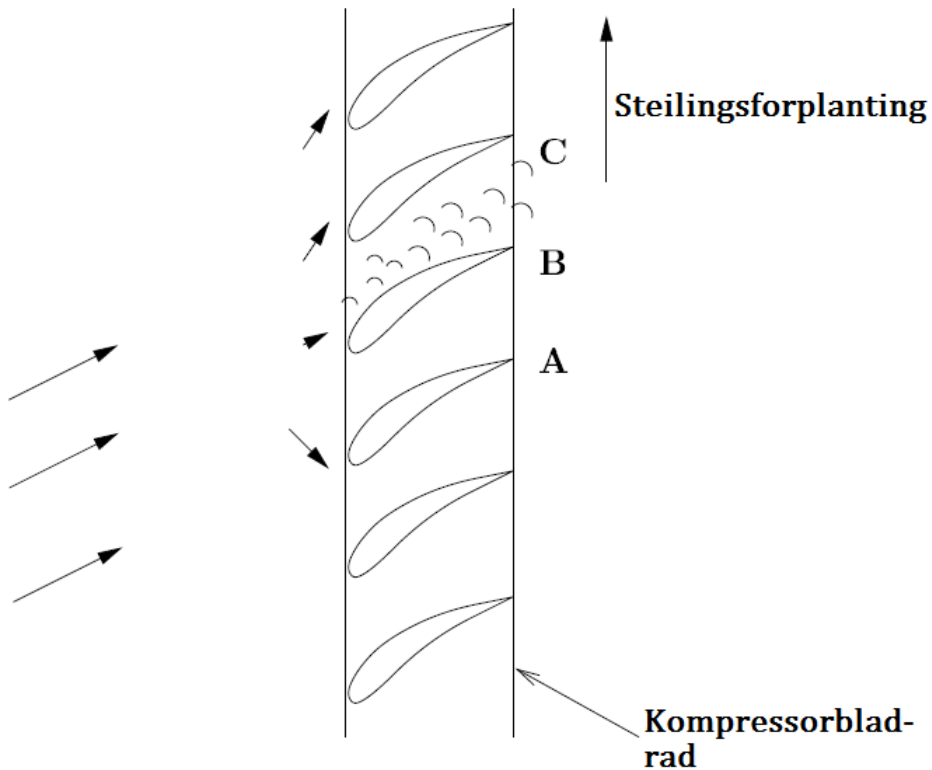
Dersom trykket nedstrøms kompressoren ikke følger kompressorkarakteristikken med tanke på strømming og trykk, kan dette være en indikasjon på at strømmingen er i ferd med å reverseres, altså at surge er i ferd med å inntre.

### Rotating stall

Rotating stall er en annen aerodynamisk ustabilitet som kan oppstå i en kompressor. Selv om ustabiliteten kan oppstå i både aksial- og sentrifugalkompressorer, eksisterer det hovedsaklig teori om rotating stall i aksialkompressorer, og lite om temaet for sentrifugalkompressorer. I følge *de Jager* [9] er det tvil om viktigheten av rotating stall i sentrifugalkompressoren, da rotating stall har liten innvirkning på kompressorens ytelser. Med bakgrunn i dette inkluderes ikke rotating stall i modellene i rapporten. Leseren gis allikevel en kort innføring i fenomenet, da dette er en annen aerodynamisk ustabilitet for kompressorer.

Den grunnleggende forklaringen for rotating stall i en aksialkompressor kan oppsummeres som følger: Det tas utgangspunkt i en rad med kompressorblader som vist i figur 2.7, som initialt opererer med høy angrepsvinkel. Det oppstår en usymmetri i strømmingen gjennom kompressoren, som fører til en høyere angrepsvinkel for kompressorblad  $B$ . Den økte angrepsvinkelen er nok til å steile bladet, som resulterer i at strømmingen separeres fra bladet. Dette fører til blokkering av strømmingen mellom  $B$  og  $C$ , og strømmingen divergeres vekk fra  $B$ , mot  $A$  og  $C$ . Blad  $C$  får nå høyere angrepsvinkel, som fører til at også dette bladet steiler. Dermed forplanter rotating stall seg langs raden av kompressorblader. Rotating stall fører til redusert virkningsgrad i kompressoren, pga. at den ikke klarer å effektivt overføre energi til strømmingen. Det resulterer også i redusert trykkøkning over kompressoren [10].





Figur 2.7: Rotating stall prinsipp [10]

Det eksisterer hovedsaklig to typer rotating stall [9];

- Del- og fullskala: Deler eller hele høyden av ringrommet for en bladpassasje har steilet.
- Småskala: En liten del av strømningsbanen gjennom kompressoren er blokkert.

For aksialkompressoren anses rotating stall som et tegn på begynnende surge, og er dermed viktig å detektere tidlig slik at surge kan unngås.

### 2.3 Våtgass

Innholdet i dette delkapittelet er basert på [11].

Per definisjon er våtgass, gass som inneholder opptil 5% væske, dvs. at opptil 5% av totalvolumet er væske. Definerings av andel væske i gassen gjøres på to ulike måter. Den ene måten kalles gassvolumfraksjon (GVF), der gassvolumet ( $Q_g$ ) defineres i forhold til totalvolumet ( $Q_T$ ). Indeksene  $g$  og  $l$  står for henholdsvis gass og væske (liquid). Gassmassefraksjon (GMF) er den andre måten som brukes, der gassmassen ( $m_g$ ) defineres i forhold til totalmassen ( $m_T$ ). Formlene for GVF og GMF er vist i henholdsvis ligning (2.5) og (2.6).

$$GVF = \alpha = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} = \frac{Q_g}{Q_T} \quad (2.5)$$

$$GMF = \beta = \frac{m_g}{m_g + m_l} = \frac{m_g}{m_T} \quad (2.6)$$

Andelen væske i gassen er dermed henholdsvis  $1 - \alpha$  og  $1 - \beta$ .

Grunnet stor differanse i massetetthet mellom gass og væske, er det stor forskjell mellom å oppgi andelen væske ved GVF og GMF.

En annen viktig parameter er tetthetsforholdet som vist i ligning (2.7). Tetthetsforholdet indikerer interaksjonen mellom fasene, og evnen væsken har til å strømme sammen med gassen.

$$\delta = \frac{\rho_g}{\rho_l} \quad (2.7)$$

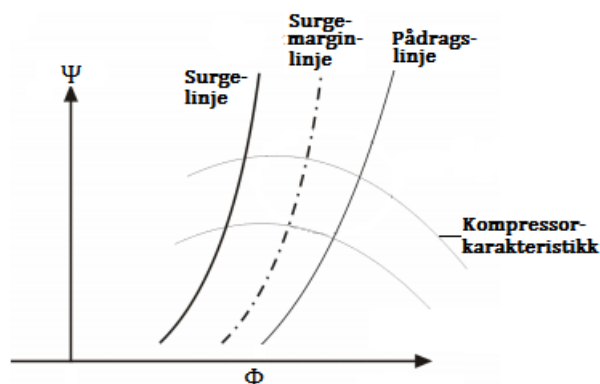
## Kapittel 3

# Reguleringsmetoder

I dette kapitlet vil metoder for surgeregulering som brukes i rapporten bli presentert.

### 3.1 Surgemargin

En vanlig måte å forhindre at surge inntreer, er ved å definere en sikkerhetsmargin for operasjonspunktet til kompressoren i forhold til surgelinjen (grenseverdien der surge inntreer). Dette kalles en surgemarginlinje (surge avoidance line), og er en rimelig enkel form for surgekontroll da nedre operasjonspunkt for kompressoren bare er definert som en viss prosentandel over surgelinjen. Figur 3.1 viser et eksempel på en slik linje. Dersom operasjonspunktet til kompressoren er i nærheten av eller krysser surgemarginlinjen, kan pådraget til kompressoren økes. Dette øker strømmingen gjennom kompressoren, som dermed vil bringes tilbake til et “sikkert” område.

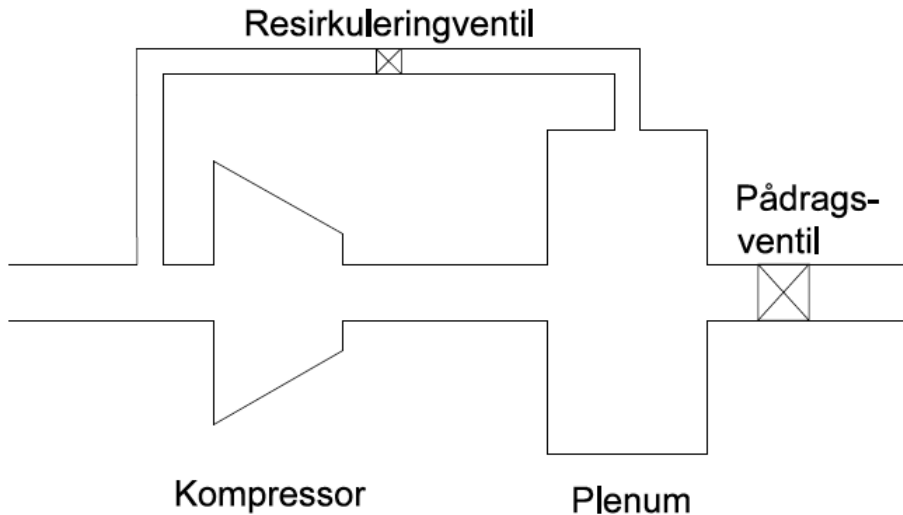


Figur 3.1: Surgemarginlinje

Alternativt kan turtallet til kompressoren reduseres, for å bringe driftspunktet til kompressoren på riktig side av surgemarginlinjen. Dette reduserer imidlertid trykkøkningen over kompressoren. Dermed kan dette kun gjøres dersom reduksjon av trykk ikke får følger for systemet kompressoren forsyner. En tommelfingerregel for sentrifugalkompressoren er at surgemarginlinjen defineres 5-10 % over surgelinjen [10].

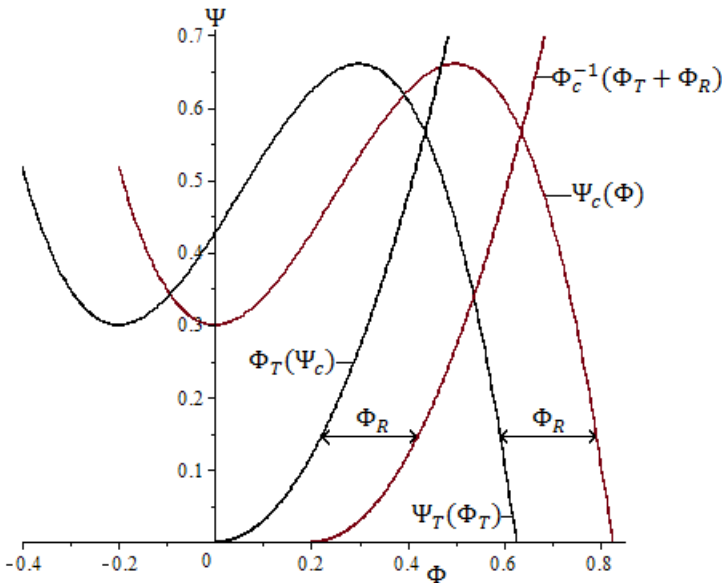
### 3.2 Resirkuleringsventil

I systemer med tidvis liten strømning, er det ikke mulig å stabilisere kompressoren ved å kun øke pådraget. I slike tilfeller kan en resirkuleringsventil implementeres i systemet, som vist i figur 3.2. Prinsippet baserer seg på at dersom kompressoren opererer i et område nær, eller til venstre for surgelinjen, kan deler av strømningen nedstrøms kompressoren føres tilbake til kompressorens innløp. Dette resulterer i at strømningen gjennom kompressoren blir større, noe som bringer kompressorens operasjonspunkt til høyre for surgelinjen. Dermed har det en stabiliserende effekt på kompressoren. Denne reguleringsmetoden er i realiteten basert på surgemargin-regulering. Bakdelen med denne reguleringsmetoden er at virkningsgraden til systemet går ned, siden deler av strømningen føres gjennom kompressoren flere ganger [10].



Figur 3.2: Skisse av resirkuleringsprinsipp

Figur 3.3 illustrerer hvordan pådragskarakteristikken til systemet forskyves i forhold til kompressorkarakteristikken ved resirkulering av strømning. Fra figuren fremgår det at systemet i utgangspunktet er ustabil, da pådragsventilkarakteristikken ( $\Phi_T(\Psi_c)$ ) krysser kompressorkarakteristikken ( $\Psi_c(\Phi)$ ) i et punkt med positivt stigningstall. Ved resirkulering av strømning ( $\Phi_R$ ) blir derimot systemet stabilt, da ventilkarakteristikken ( $\Phi_c^{-1}(\Phi_T + \Phi_R)$ ) krysser kompressorkarakteristikken i et punkt med negativt stigningstall. Resultatet av dette er at systemet kan levere trykk og strømning angitt av krysningspunktet mellom pådragskarakteristikken ( $\Psi_T(\Phi_T)$ ) og  $\Phi_T(\Psi_c)$ . Strømningen gjennom kompressoren er dermed større enn det systemet leverer, altså  $\Phi_c = \Phi_T + \Phi_R$ . I perioder med liten liten strømning kan resirkulering av strømning også brukes dersom kompressoren må produsere større trykkøkning enn det strømmingen "tillater". Modellering av systemer med resirkuleringsventil er nærmere beskrevet i kapittel 4.4.



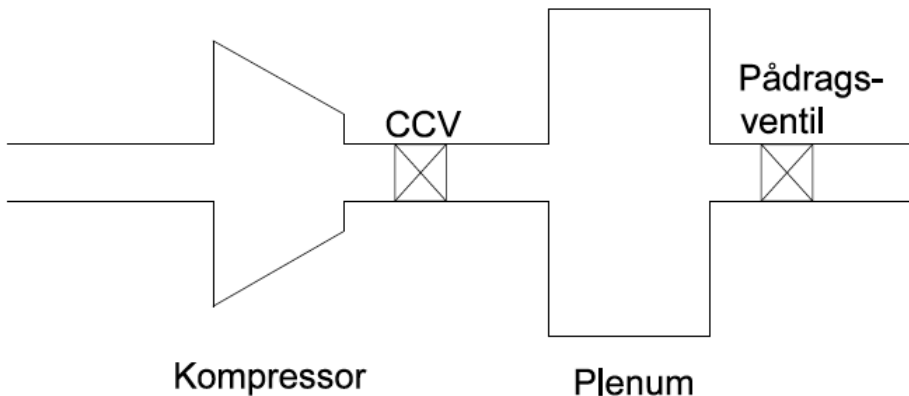
Figur 3.3: Kompressor- og pådragskarakteristikk

### 3.3 Close Coupled Valve

En annen metode for regulering av surge er ved å montere en ventil like etter kompressoren, som vist i figur 3.4. Denne ventilen kalles en “Close Coupled Valve”, heretter angitt som “CCV”, der det antas at ventilen er montert så tett på kompressoren at dynamikken mellom kompressoren og ventilen kan neglisjeres. Prinsippet baserer seg på å skape et trykkfall over ventilen, og dermed manipulere kompressorkarakteristikken, slik at den får et negativt stigningstall i operasjonspunktet. Ved å regulere ventilen slik at kompressorkarakteristikken alltid har negativt stigningstall i operasjonspunktet vil kompressordriften være stabil. Dette betyr at karakteristikken til kompressoren og ventilen kan samles til en felles ekvivalent-kompressorkarakteristikk, som vist i ligning (3.1),

$$\Psi_e = \Psi_c(\Phi) - \Psi_v(\Phi) \quad (3.1)$$

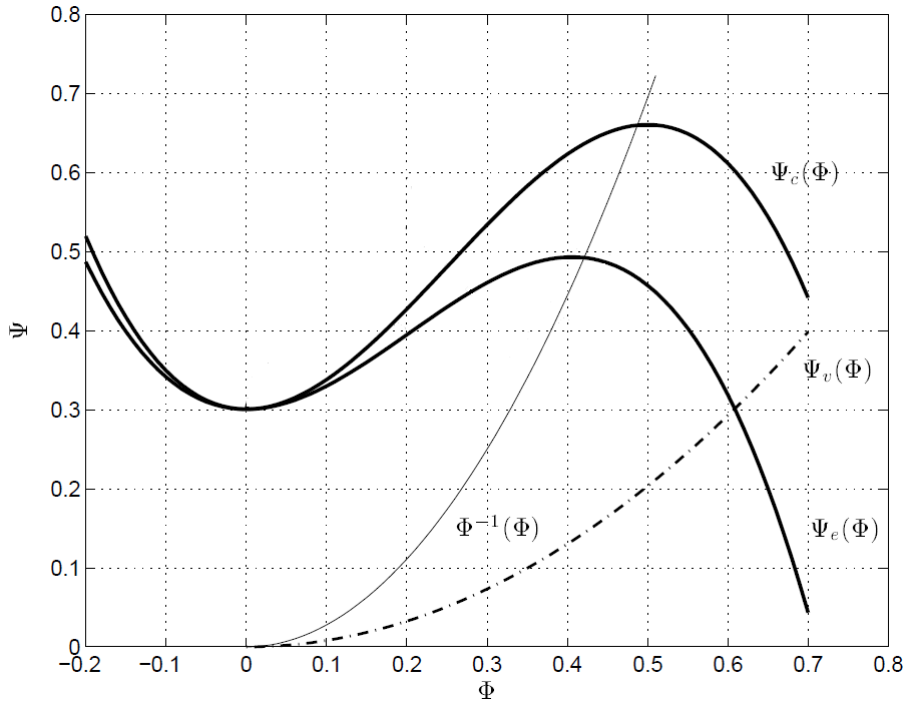
der  $\Psi_e$  er ekvivalent-kompressorkarakteristikk,  $\Psi_c$  er kompressorkarakteristikk og  $\Psi_v$  er CCV-karakteristikk [10].



Figur 3.4: Skisse av CCV-prinsipp

I figur 3.5 er kompressorkarakteristikken ( $\Psi_c(\Phi)$ ), ekvivalent-kompressorkarakteristikken ( $\Psi_e(\Phi)$ ), CCV-karakteristikken ( $\Psi_v(\Phi)$ ) og den inverse pådragsventilkarakteristikken ( $\Phi^{-1}(\Phi)$ ) plottet. Som det fremgår i figuren er trykket over CCV tilsvarende differansetrykket mellom kompressor- og ekvivalentkarakteristikken. Krysningpunktet mellom kompressor- og pådragsventilkarakteristikken er i et punkt der kompressoren har positivt stigningstall. Dermed er systemet

ustabilt. Krysningpunktet med ekvivalentkarakteristikken er imidlertid i et punkt med negativt stigningstall. Det betyr at trykkfallet over CCV stabiliserer systemet. Nærmere beskrivelse av regulering av CCV vil bli presentert i kapittel 4.5.



Figur 3.5: Kompressor- og ventilkarakteristikker [10]





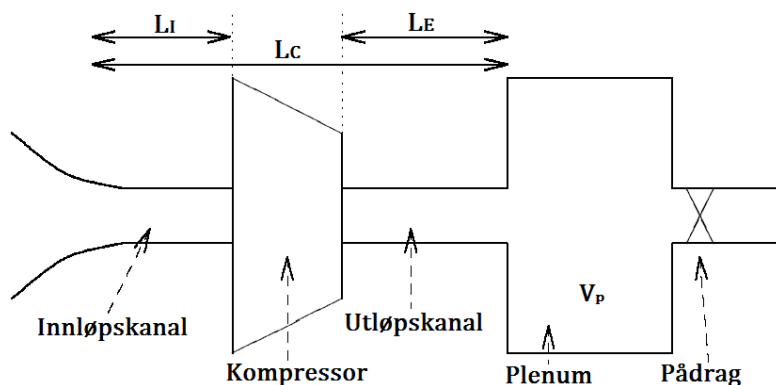
## Kapittel 4

### Modeller

I dette kapitlet blir modellene som brukes for simulering av surge presentert. Dette inkluderer både modeller for tørr-og våtgasstrømning. I tillegg vil den matematiske oppbygningen til surge-reguleringsmetodene bli presentert.

#### 4.1 Moore-Greitzer modell

I denne oppgaven er det valgt å bruke Moore-Greitzer modellen fra 1986 [12], som er en ulineær modell for simulering av både surge og rotating stall. Den fulle Moore-Greitzer modellen er vist i vedlegg A. Kun surge vil bli simulert i rapporten, dermed er Moore-Greitzer modellen i realiteten tilsvarende Greitzer modellen fra 1976 [13]. I Moore-Greitzer modellen består et kompresjonssystem av en kompressor, inkludert kanaler, som er plassert mellom et stort reservoar med konstant trykk og et plenumsvolum, etterfulgt av en pådragsventil. En skisse av et Moore-Greitzer kompresjonssystem basert på [12] er vist i figur 4.1.



Figur 4.1: Grunnleggende kompresjonssystem [12]

Moore-Greitzer surgemodellen er vist i ligning (4.1), der alle variablene er dimensjonsløse.

$$\begin{aligned}\frac{d\Psi}{d\xi} &= \frac{1}{4B^2l_c}(\Phi - \Phi_T(\Psi)) \\ \frac{d\Phi}{d\xi} &= \frac{1}{l_c}(\Psi_c(\Phi) - \Psi)\end{aligned}\tag{4.1}$$

$\Psi$	Plenumstrykk
$\Psi_c$	Kompressorkarakteristikk
$\Phi$	Strømning gjennom kompressor
$\Phi_T$	Strømning gjennom pådragsventil
$\xi$	Dimensjonsløs tid
$B$	Greitzers $B$ -parameter
$l_c$	Lengden av strømningsbanen gjennom kompressoren

Greitzer modellen fra 1976 er vist i ligning (4.2).

$$\begin{aligned}\frac{d\Psi}{d\xi} &= \frac{1}{B}(\Phi - \Phi_T(\Psi)) \\ \frac{d\Phi}{d\xi} &= B(\Psi_c(\Phi) - \Psi)\end{aligned}\tag{4.2}$$

Videre i rapporten vil notasjonen  $\frac{d\Psi}{d\xi}$  og  $\frac{d\Phi}{d\xi}$  endres til henholdsvis  $\dot{\Psi}$  og  $\dot{\Phi}$ .

Greitzer-modellen er i utgangspunktet utarbeidet for aksialkompressorer, men i [14] ble det vist at Greitzer-modellen også er gyldig for sentrifugalkompressorer. I realiteten er Moore-Greitzer surgemodellen tilsvarende Greitzer modellen. Forskjellen mellom modellene er definisjonen av den dimensjonsløse tiden i modellene. Tid ( $t$ ) i Moore-Greitzer modellen uttrykkes ved radianer til kompressorhjulet, gitt ved

$$\xi \triangleq \frac{Ut}{r}\tag{4.3}$$

der  $U$  er den tangentielle hastigheten ytterst på kompressorhjulet og  $r$  er radiusen ytterst på kompressorhjulet.

I Greitzer modellen derimot er tid definert som

$$\xi \triangleq t\omega_H = ta_s\sqrt{\frac{A_c}{V_pL_c}}\tag{4.4}$$

der  $\omega_H$  er Helmholtz resonansfrekvens, som er den naturlige svingefrekvensen til kompresjonssystemet.  $a_s$  er lydens hastighet,  $A_c$  er gjennomstrømningsarealet,  $V_p$  er plenumsvolumet og  $L_c$  er lengden av kompressoren. Med bakgrunn i at det kun er definisjon av tid som skiller modellene, er dermed også Moore-Greitzer sургemodellen gyldig for sentrifugalkompressoren.

Konstanten  $B$ , er den velkjente Greitzers  $B$ -parameter, definert av E. M. Greitzer i 1976 [13].  $B$ -parameteren er definert som

$$B \triangleq \frac{U}{2a_s} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} = \frac{U}{2\omega_H L_c} \quad (4.5)$$

Verdien av Greitzer-parameteren er svært avgjørende for systemets stabilitet. Som det fremgår fra ligningen er det kun  $U$  som ikke er en statisk parameter. Dermed er det rotasjonshastigheten til kompressoren som avgjør verdien til  $B$ . Lave verdier av  $B$  fører til rotating stall, mens høye verdier fører til surge. Systemets stabilitet er dermed avhengig av rotasjonshastigheten til kompressorhjulet [10].

For å gi en bedre forståelse for hva  $B$ -parameteren beskriver, kan den uttrykkes som

$$B = \frac{\rho \frac{U^2}{2} A_c}{\rho A_c U \omega_H L_c} \quad (4.6)$$

Telleren i ligningen uttrykker løftekapasiteten til kompressoren multiplisert med arealet av kanalen. Nevneren i uttrykket består av  $\rho A_c L_c$ , som er massen i kanalen,  $U$  og  $\omega_H$ . Dette viser at  $B$ -parameteren kan anses som forholdet mellom trykkøkningskapasiteten til kompressoren og den nødvendige trykkøkningen som må til for å skape svingninger i strømmingen. Lav verdi av  $B$ , betyr at kompressoren har liten trykkøkningskapasitet sammenlignet med det som trengs for at surgesyklusen skal begynne [15].

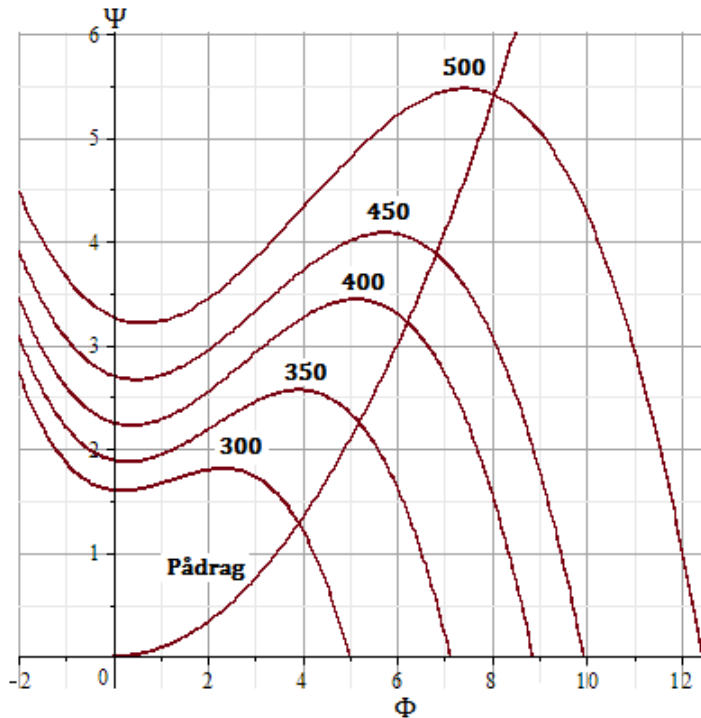
$l_c$  er den dimensjonsløse lengden av av strømningsbanen gjennom kompressoren, definert ved,

$$l_c \triangleq l_i + \frac{1}{a} + l_e \quad (4.7)$$

der  $l_i$  er den dimensjonsløse lengden av innløpskanalen,  $l_e$  er den dimensjonsløse lengden av utløpskanalen og  $a$  er tidsforsinkelsen for bladpassasjen i kompressoren [12].  $l_c$  er i utgangspunktet utarbeidet for aksialkompressor, for sentrifugalkompressor er strømningsbanen mer "komplisert".  $l_c$  brukes som en "tuning-parameter" i modellene for sentrifugalkompressor.

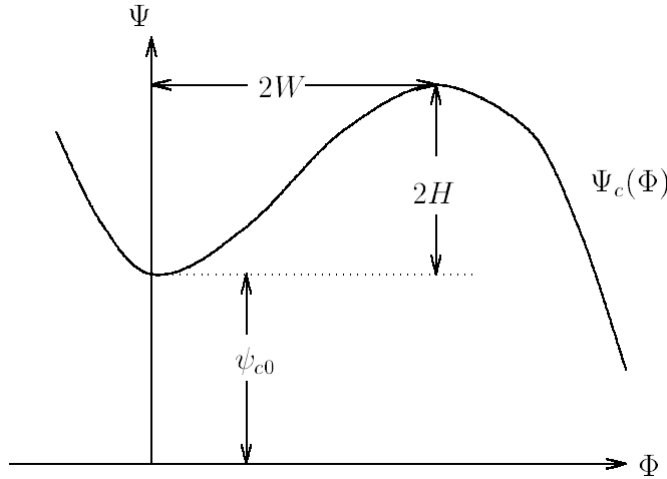
## 4.2 Kompresorkarakteristikker

Trykkoppbyggingen over en kompressor er en ulineær funksjon av turtall og strømmingen gjennom kompressoren. Det betyr at det er en egen kompressor-karakteristikk for trykkoppbygging som funksjon av strømning, for alle turtall. Figur 4.2 viser eksempel på kompresorkarakteristikker for et utvalg turtall.



Figur 4.2: Kompresorkarakteristikker som funksjon av strømning og turtall

Det finnes ulike måter å beskrive kompresorkarakteristikken i modeller på. En metode er å definere trykkoppbyggingen over kompressoren ved hjelp av et tredjeordens polynom som funksjon av turtall og strømning. I denne rapporten brukes den kubiske karakteristikken, som vist i figur 4.3. Karakteristikken ble presentert av Moore-Greitzer [12], og er utstrakt brukt grunnet dens evne til å representere karakteristikken til en stor gruppe kompressorer på en tilfredsstillende måte. Den kubiske karakteristikken er dimensjonsløs, det betyr at den er gyldig uansett turtall, i motsetning til karakteristikker basert på tredjegrads-polynom som har én karakteristikk for hvert turtall.



Figur 4.3: Kubisk kompressorkarakteristikk [10]

Den kubiske karakteristikken defineres som

$$\Psi_c(\Phi) = \psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right) \quad (4.8)$$

der  $\psi_{c0}$  er trykkoppbyggingen ved nullpunktet for strømming, og konstantene  $H$  og  $W$ , kjent som henholdsvis semihøyde og semibredde, beskriver trykkoppbyggingen i forhold til strømming. Moore-Greitzer surgemodellen innsatt den kubiske kompressorkarakteristikken er vist i ligning (4.9).

$$\begin{aligned} \dot{\Psi} &= \frac{W}{4B^2} \left[ \frac{\Phi}{W} - \frac{1}{W} \Phi_T(\Psi) \right] \frac{H}{l_c} \\ \dot{\Phi} &= \frac{H}{l_c} \left[ -\frac{\Psi - \psi_{c0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \end{aligned} \quad (4.9)$$

Pådragsventilkarakteristikken som brukes i modellene, er gitt ved

$$\Phi_T(\Psi) = \gamma_T \sqrt{\Psi} \quad (4.10)$$

der  $\gamma_T$  angir forsterkningen til ventilen, og er proporsjonal med ventilåpningen.

### 4.3 Moore-Greitzer våtgass surgemodell

For å simulere effekten våtgass har på surgesyklusen, brukes modellen utarbeidet i [16] i rapporten. Modellen baserer seg på Moore-Greitzer modellen, med visse modifikasjoner. Modellen inneholder ytterligere ledd for å ta hensyn til økt trykkoppbygging over kompressoren som følge av høyere tetthet i fluidet som kompressoren prosesserer. Modellen er i utgangspunktet utarbeidet for “fogging” i kompressorer. Fogging er en metode for å redusere kompresjonsarbeidet som skal til for oppnå en gitt trykkøkning over en kompressor. Metoden baserer seg på å sprøyte inn vann i strømmingen på innsugsiden, som resulterer i nedkjølt strømming. Den nedkjølte strømmingen har større tetthet, dermed produseres det større trykkøkning over kompressoren uten at energiforbruket øker [17]. I [18] ble det vist at en sentrifugalkompressor hadde tilsvarende ytelser med luft/vann strømming sammenlignet med hydrokarbonstrømming, dvs. gass- og kondensatstrømming. Dermed kan denne modellen også anvendes for simulering av surge i et gasskompresjonssystem plassert på havbunnen. Våtgass surgemodellen er vist i ligning (4.11),

$$\begin{aligned} \dot{\Psi} &= \frac{W}{4B^2} \left[ \frac{\Phi_a(1+r_w)}{W} - \frac{1}{W} \Phi_T(\Psi) \right] \frac{H}{l_c} \\ \dot{\Phi}_a &= \frac{H}{l_c(1+r_w)} \left[ -\frac{\Psi - \psi_{c0} - C_1 \Phi_a^2}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left( (1+r_w) \frac{\Phi_a}{W} - 1 \right) - \right. \\ &\quad \left. \frac{1}{2} \left( (1+r_w) \frac{\Phi_a}{W} - 1 \right)^3 \right] \end{aligned} \quad (4.11)$$

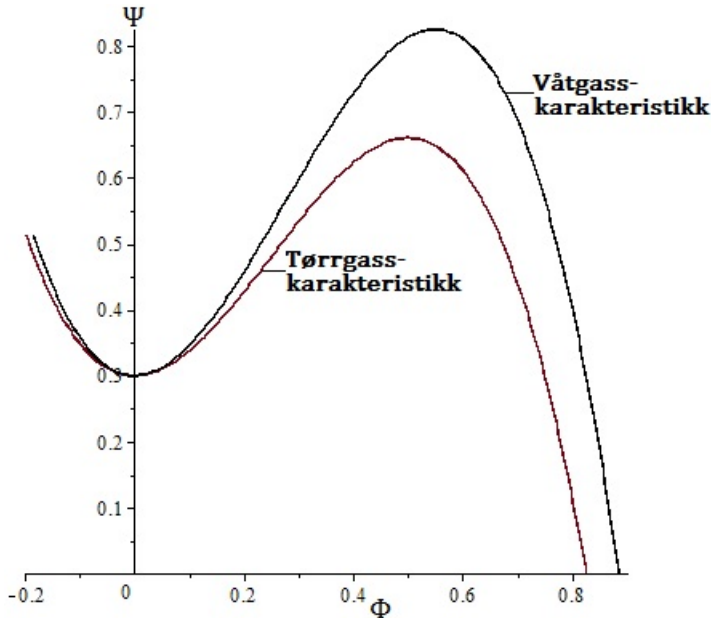
der  $\Phi_a$  er gasstrømmingen gjennom kompressoren,  $r_w$  er forholdet mellom væske (kondensat) og gass i strømmingen, gitt ved ligning (4.12), og  $C_1$  er en trykkøkningkoeffisient.  $\Phi_w$  er væskestrømmingen.

$$r_w = \frac{\Phi_w}{\Phi_a} \quad (4.12)$$

Trykkøkningkoeffisient  $C_1$ , gitt ved ligning (4.13), er avhengig av andelen væske i strømmingen. Desto større andel væske, desto større blir trykkøkningkoeffisient.

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{r_w(1,999 + 5,040 \cdot 10^2 r_w + 2,505 \cdot 10^3 r_w^2)}{(1+r_w)(1+1000r_w)^2} 10^3 + \\ &\quad \frac{r_w(4,504 \cdot 10^2 r_w^3 + 1,001 \cdot 10^6 r_w^4)}{(1+r_w)(1+1000r_w)^2} 10^3 \end{aligned} \quad (4.13)$$

Figur 4.4 viser hvordan kompressorkarakteristikken endrer seg ved introduksjon av væske i strømmingen. Som det fremgår fra figuren blir trykkøkningen over kompressoren større ved våtgasskompresjon.



Figur 4.4: Tørr- og våtgass kompressorkarakteristikker

#### 4.4 Regulering av Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil

Med resirkuleringsventil implementert vil Moore-Greitzer surgemodellen fremstå som

$$\begin{aligned}\dot{\Psi} &= \frac{1}{4B^2l_c}(\Phi - \Phi_T(\Psi) - \Phi_R(\Psi)) \\ \dot{\Phi} &= \frac{1}{l_c}(\Psi_c(\Phi) - \Psi)\end{aligned}\tag{4.14}$$

For å stabiliserer systemet ved lav strømming, brukes resirkuleringsventilen som kontrollvariabel  $u$ , med karakteristikk som vist i ligning (4.15).

$$u = \gamma_R \sqrt{\Psi}\tag{4.15}$$

$\gamma_R$  angir forsterkningen til ventilen, som er proporsjonal med ventilåpningen.

Modellen skrives da som

$$\begin{aligned}\dot{\Psi} &= \frac{1}{4B^2l_c}(\Phi - \Phi_T(\Psi) - u) \\ \dot{\Phi} &= \frac{1}{l_c}(\Psi_c(\Phi) - \Psi)\end{aligned}\tag{4.16}$$

Som regulator for resirkuleringsventilen brukes en P-regulator,

$$u = k_p(\Phi_{Ref} - \Phi)\tag{4.17}$$

der  $k_p$  er forsterkningen til regulatoren,  $\Phi_{Ref}$  er referansepunktet til resirkuleringsventilen og  $\Phi$  er strømmingen gjennom kompressoren

Ved å løse ligning (4.18) med hensyn på  $\gamma_R$  finnes forsterkningen til resirkuleringsventilen, som vist i ligning (4.19). Reguleringen av resirkuleringsventilen trenger altså kun tilbakekobling fra strømmingen gjennom kompressoren.

$$u = k_p(\Phi_{Ref} - \Phi) = \gamma_R\sqrt{\Psi}\tag{4.18}$$

$$\gamma_R = \frac{k_p(\Phi_{Ref} - \Phi)}{\sqrt{\Psi}}\tag{4.19}$$

I tillegg til dette legges det inn i reguleringsstrukturen at tilbakekoblingen fra strømmingen går i metning dersom strømmingen er større enn  $\Phi_{Ref}$ , dvs. at dersom  $\Phi > \Phi_{Ref}$  er  $\Phi_{Ref} - \Phi = 0$ . Dette gjøres for å forhindre at reguleringen er aktiv i perioder der den ikke trenger å regulere. Reguleringen er også inaktiv dersom  $\Phi$  er mindre enn referansepunktet til pådragsventilen, siden det da ikke er tilgjengelig strømming for resirkulering. Regulering kan kun skje ved positiv strømming.

For våtgassmodellen blir reguleringen tilsvarende som for tørrgass.



## 4.5 Regulering av Moore-Greitzer surgemodell med CCV

Innholdet i dette delkapittelet baserer seg hovedsaklig på [10]. Moore-Greitzer surgemodellen med CCV implementert er vist i ligning (4.20),

$$\begin{aligned}\dot{\Psi} &= \frac{W}{4B^2} \left[ \frac{\Phi}{W} - \frac{1}{W} \Phi_T(\Psi) \right] \frac{H}{l_c} \\ \dot{\Phi} &= \frac{H}{l_c} \left[ -\frac{\Psi - \psi_{c0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 - \frac{1}{\gamma_v^2} \frac{\Phi^2}{H} \right]\end{aligned}\tag{4.20}$$

der  $\gamma_v$  er CCV-forsterkningen, som er proporsjonal med ventilåpningen.

Ventilen kan dimensjoneres slik at trykkfallet over den alltid skaper en kompressorkarakteristikk med negativt stigningstall i operasjonspunktet. Dette er imidlertid en dårlig løsning, da det er en lite energieffektiv løsning som resulterer i liten trykkøkning over systemet. For at systemet skal være effektivt, må ventilen være regulerbar.

I dette delkapittelet vil regulering for CCV bli presentert. Med en CCV implementert vil kompresjonssystemet være i likevekt i krysningpunktet mellom ekvivalent-kompressorkarakteristikken ( $\Psi_e(\Phi)$ ) og ventilkarakteristikken ( $\Phi_T(\Psi)$ ), gitt ved

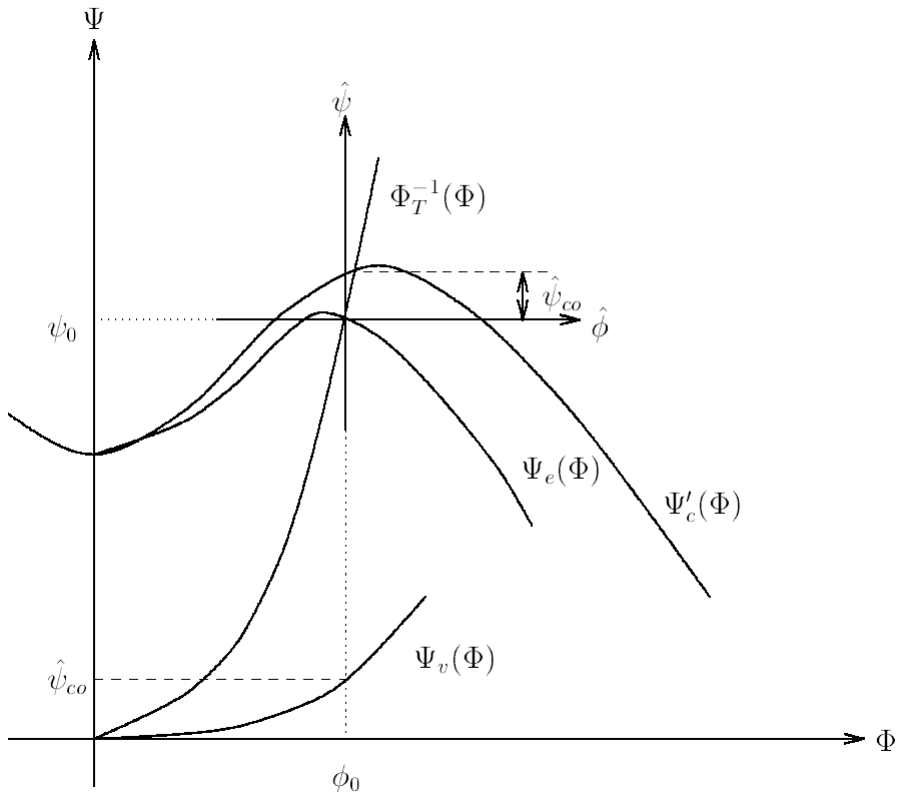
$$\psi_0 = \Phi_T^{-1}(\phi_0) = \Psi_e(\phi_0)\tag{4.21}$$

der  $\psi_0$  og  $\phi_0$  er likevektspunktet for henholdsvis trykk og strømning.

For å gjøre analyser av systemet er det fordelaktig å gjøre et koordinatskifte i systemet der de nye koordinatene angir avviket i forhold til likevektspunktet til systemet, slik som gjort i [19]. De nye koordinatene defineres som

$$\begin{aligned}\hat{\psi} &= \Psi - \psi_0 \\ \hat{\phi} &= \Phi - \phi_0\end{aligned}\tag{4.22}$$

Koordinatskiftet er vist i figur 4.5, der det nye koordinatsystemet har origo i likevektspunktet mellom ekvivalent- og pådragskarakteristikken.



Figur 4.5: Variabelskifteprinsipp-skisse [10]

Karakteristikkene i de nye koordinatene er definert som

$$\begin{aligned}
 \hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) &= \Psi_e(\hat{\phi} + \phi_0) - \psi_0 \\
 \hat{\Psi}'_c(\hat{\phi}) &= \Psi'_c(\hat{\phi} + \phi_0) - \psi_0 \\
 \hat{\Psi}_v(\hat{\phi}) &= \Psi_v(\hat{\phi} + \phi_0) - \psi_0 \\
 \hat{\Phi}_T(\hat{\psi}) &= \Phi_T(\hat{\psi} + \psi_0) - \phi_0
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

Som det fremgår i ligning (4.23), er det definert en avvikskararakteristikk for ekvivalent-kompressor-karakteristikken. Ved å sette de nye koordinatene inn i den kubiske kompressor-karakteristikken, fremstår avviks ekvivalent-kompressor-karakteristikken som

$$\hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) = \begin{bmatrix} \psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\hat{\phi} + \phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\hat{\phi} + \phi_0}{W} - 1 \right)^3 \right) \\ \psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right)^3 \right) \end{bmatrix} - \quad (4.24)$$

Ved å definere tre koeffisienter

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{3H\phi_0}{2W^2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 2 \right) \\ k_2 &= \frac{3H}{2W^2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right) \\ k_3 &= \frac{H}{2W^3}, \end{aligned} \quad (4.25)$$

kan  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  defineres som vist i ligning (4.26).

$$\hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) = -k_3\hat{\phi}^3 - k_2\hat{\phi}^2 - k_1\hat{\phi} \quad (4.26)$$

Fra ligning (3.1) er kompressorkarakteristikken definert som

$$\Psi_c(\Phi) = \Psi_e(\Phi) + \Psi_v(\Phi) \quad (4.27)$$

I figur 4.5 fremgår det at når systemet er i likevekt er  $\Psi_v(\phi_0) = \hat{\psi}_{c0}$ .  $\hat{\psi}_{c0}$  defineres som avviks nullpunktstrykk, og er gitt ved

$$\hat{\psi}_{c0} = \psi_{c0} - \psi_0 - \frac{\phi_0^2 H}{2W^2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 3 \right) \quad (4.28)$$

Med bakgrunn i dette kan avviks kompressorkarakteristikken skrives

$$\begin{aligned} \hat{\Psi}'_c(\hat{\phi}) &= \hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) + \hat{\psi}_{c0} \\ &= \hat{\psi}_{c0} - k_3\hat{\phi}^3 - k_2\hat{\phi}^2 - k_1\hat{\phi} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Pådragsventilkaraktistikken uttrykt i de nye koordinatene er vist i ligning (4.30).

$$\hat{\Phi}_T(\hat{\psi}) = \gamma_T \left( \sqrt{\hat{\psi} + \psi_0} - \sqrt{\psi_0} \right) \quad (4.30)$$

Med de nye koordinatene uttrykkes Moore-Greitzer surgemodellen som

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\psi}} &= \frac{1}{4B^2 l_c} \left( \hat{\phi} - \hat{\Phi}_T(\hat{\psi}) \right) \\ \dot{\hat{\phi}} &= \frac{1}{l_c} \left( \hat{\Psi}'_c(\hat{\phi}) - \hat{\psi} - \hat{\Psi}_v(\hat{\phi}) - \psi_0 \right) \end{aligned} \quad (4.31)$$

Ved å definere en kontrollvariabel

$$u = \hat{\Psi}_v(\hat{\phi}) + \psi_0 - \Psi_v(\phi_0) = \Psi_v(\Phi) - \Psi_v(\phi_0) \quad (4.32)$$

reduseres modellen til

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\psi}} &= \frac{1}{4B^2 l_c} \left( \hat{\phi} - \hat{\Phi}_T(\hat{\psi}) \right) \\ \dot{\hat{\phi}} &= \frac{1}{l_c} \left( \hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) - u - \hat{\psi} \right) \end{aligned} \quad (4.33)$$

For å regulere systemet brukes en P-regulator, gitt ved

$$u = c_2(\Phi - \phi_0), \quad (4.34)$$

der  $c_2$  er forsterkningen til regulatoren. For å oppnå stabilitet ved regulering må  $c_2 > a_m$ , der  $a_m$  er den maksimale positive stigningen til avviks ekvivalent-kompressorkarakteristikken  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$ . Den andrederiverte til  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  med hensyn på  $\hat{\phi}$ , løst med hensyn på  $\hat{\phi}$ , angir punktet med størst stigningstall. Punktet er gitt ved

$$\hat{\phi} = \hat{\phi}_m = -\frac{k_2}{3k_3} \quad (4.35)$$

Ved å derivere  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  med hensyn på  $\hat{\phi}$ , for deretter å sette inn punktet med størst stigningstall, finnes det maksimale stigningstallet til  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$ , som vist i ligning 4.36.

$$a_m = \left. \frac{d\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})}{d\hat{\phi}} \right|_{\hat{\phi}=\hat{\phi}_m} = \frac{k_2^2}{3k_3} - k_1 = \frac{3H}{2W} \quad (4.36)$$

Settes verdier fra tabell 5.1 inn i ligning 4.36, finnes  $a_m = 1,08$ . Løses ligning 4.35 med hensyn på  $\phi_0$ , viser det seg at  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  har størst stigningstall i punktet  $\Phi = 0.25$ .

Som det fremgår fra ligning (4.32) og (4.34) er kontrollvariabelen definert som

$$\begin{aligned} u &= c_2(\Phi - \phi_0) = \Psi_v(\Phi) - \Psi_v(\phi_0) \\ &= \frac{1}{\gamma_v^2} \Phi^2 - \Psi_v(\phi_0) \end{aligned} \quad (4.37)$$

Ved å løse ligning 4.37 med hensyn på  $\gamma_v$ , finnes CCV-forsterkningen, gitt av ligning 4.38 [20].

$$\gamma_v = \frac{\Phi}{\sqrt{c_2(\Phi - \phi_0) + \Psi_v(\phi_0)}} \quad (4.38)$$

Også for denne reguleringsmetoden trenger reguleringsstrukturen kun tilbakekobling fra strømmingen gjennom kompressoren.

#### 4.6 Regulering av Moore-Greitzer våtgass surgemodell med CCV

Implementering av CCV i Moore-Greitzer våtgass surgemodellen, er tilsvarende som for tørrgassmodellen, bortsett fra at ekvivalent-kompressor- og kompressorkarakteristikken må justeres grunnet den økte trykkoppbyggingen. Avviks ekvivalent-kompressorkarakteristikken  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  for våtgassmodellen, basert på den kubiske kompressorkarakteristikken, er utarbeidet i rapporten og fremstår som

$$\begin{aligned} \hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) &= \left[ \psi_{c0} + C_1(\hat{\phi}_a + \phi_{a0})^2 + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( (1 + r_w) \frac{\hat{\phi}_a + \phi_{a0}}{W} - 1 \right) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. \frac{1}{2} \left( (1 + r_w) \frac{\hat{\phi}_a + \phi_{a0}}{W} - 1 \right)^3 \right) \right] - \left[ \psi_{c0} + C_1 \phi_{a0}^2 + \right. \\ &\quad \left. H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( (1 + r_w) \frac{\phi_{a0}}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( (1 + r_w) \frac{\phi_{a0}}{W} - 1 \right)^3 \right) \right] \end{aligned} \quad (4.39)$$

der  $\hat{\phi} = \hat{\phi}_a + \hat{\phi}_w$ .  $\hat{\phi}_a$  og  $\hat{\phi}_w$  er avvik fra likevekts gass- og væskestrømning, og  $\phi_{a0}$  er likevekts gasstrømning.

Ved å trekke sammen ligning (4.39), kan det også for denne karakteristikken

defineres tre koeffisienter

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{(1+r_w)\phi_{a0}}{2W^3} (4W^3C_1 + 6HW - 3H(1+r_w)\phi_{a0}) \\ k_2 &= \frac{1}{2W^3} (2W^3C_1 + 3HW - 3H(1+r_w)\phi_{a0}) \\ k_3 &= -\frac{H}{2W^3} \end{aligned} \quad (4.40)$$

Med de tre koeffisientene, kan  $\hat{\Psi}_e(\hat{\phi})$  defineres som

$$\hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) = k_3((1+r_w)\hat{\phi}_a)^3 + k_2((1+r_w)\hat{\phi}_a)^2 + k_1(1+r_w)\hat{\phi}_a \quad (4.41)$$

Grunnet den økte trykkøkningen over kompressoren blir også det maksimale stigningstallet til ekvivalent-kompressorkarakteristikken endret. Ved å sette de nye verdiene for  $k_1$ ,  $k_2$  og  $k_3$  inn i ligning (4.36), med  $r_w = 0,0526$  blir  $a_m = 1,4748$ . Dermed må  $c_2$  være større ved våt- enn ved tørrgasskompresjon.

Kompressorkarakteristikken  $\hat{\Psi}'_c(\hat{\phi})$  defineres som

$$\hat{\Psi}'_c(\hat{\phi}) = \hat{\psi}_{c0} + k_3((1+r_w)\hat{\phi}_a)^3 + k_2((1+r_w)\hat{\phi}_a)^2 + k_1(1+r_w)\hat{\phi}_a \quad (4.42)$$

der  $\hat{\psi}_{c0}$  er

$$\hat{\psi}_{c0} = \psi_{c0} + C_1\phi_a^2 - \psi_0 - \frac{((1+r_w)\phi_{a0})^2 H}{2W^2} \left( \frac{(1+r_w)\phi_{a0}}{W} - 3 \right) \quad (4.43)$$

Kontrollvariabelen  $u$  blir for våtgass definert som

$$\begin{aligned} u &= c_2((1+r_w)(\Phi_a - \phi_{a0})) = \Psi_v((1+r_w)\Phi_a) - \Psi_v((1+r_w)\phi_{a0}) \\ &= \frac{1}{\gamma_v^2} ((1+r_w)\Phi_a)^2 - \Psi_v((1+r_w)\phi_{a0}) \end{aligned} \quad (4.44)$$

Ved å løse ligning (4.44) med hensyn på  $\gamma_v$ , finnes CCV-forsterkningen, gitt ved

$$\gamma_v = \frac{(1+r_w)\Phi_a}{\sqrt{c_2((1+r_w)(\Phi_a - \phi_{a0})) + \Psi_v((1+r_w)\phi_{a0})}} \quad (4.45)$$

Den endelige Moore-Greitzer surgemodellen for våtgass med CCV er vist i ligning (4.46).

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\psi}} &= \frac{1}{4B^2 l_c} \left( (1+r_w)\hat{\phi}_a - \hat{\Phi}_T(\hat{\psi}) \right) \\ \dot{\hat{\phi}}_a &= \frac{1}{l_c(1+r_w)} \left( \hat{\Psi}_e(\hat{\phi}) - u - \hat{\psi} \right) \end{aligned} \quad (4.46)$$

## 4.7 Antagelser for modellene

Antagelsene for Moore-Greitzer surgemodellene er som følger:

1. Plenumsvolumet er betydelig større enn volumet til kompressorkanalen
2. Lav innstrømningshastighet
3. Lav trykkøkning sammenlignet med innløpstrykket
4. Surge-frekvensen er mindre enn “cut off” frekvensen til kanalen
5. Plenum-dimensjonen er mindre enn den akustiske bølgelengden forbundet med surge
6. Isentropisk prosess

Den første antagelsen innebærer at den kinetiske energien til svingningene har sammenheng med strømmingen i kompressorkanalen, mens den potensielle energien har sammenheng med kompresjonen av strømmingen i plenumet. Andre og tredje antagelse indikerer at strømmingen i kompressorkanalen ikke komprimeres. Fjerde antagelse tilsier at strømmingen kan anses å være endimensjonal. Fra første og femte antagelse fremgår det at strømmingens hastighet kan sees bort fra, og at trykket i plenumet er uniformt fordelt. Den sjette antagelsen tilsier at den viskøse effekten kan neglisjeres [21].

Ved våtgasskompresjon vil strømningsfeltet gjennom kompressoren bli påvirket av flere fenomener og ytterligere tap vil bli introdusert i prosessen. For å forenkle analysen må ytterligere antagelser gjøres [22]:

7. Uniform fordeling/blanding av gass og væske i strømmingen gjennom kompressoren
8. Forstyrrelser i det originale strømningsfeltet neglisjeres, slik at kompresjonsarbeidet for en gitt strømning av gass anses konstant, uansett om det er våtgasskompresjon eller ikke
9. Strømmingen av gass og væske er fremdeles friksjonsfri





## Kapittel 5

# Simulering/Resultat

I dette kapittelet implementeres modellene som ble presentert i kapittel 4 i Simulink, og resultater fra simuleringer blir presentert.

### 5.1 Gjennomføring av simulering

Parametrene som brukes i simuleringene er vist i tabell 5.1.

Tabell 5.1: Simuleringsparametre

Symbol	Verdi	Symbol	Verdi
H	0.18	W	0.25
$\psi_{c0}$	0.3	$a_s$	340
$V_p$	1.5	$A_c$	0.01
$L_c$	3	a	0.3
$l_e$	8	$l_i$	2
r	0.1	N	300

Som vist i tabellen simuleres systemet med et turtall (N) på 300 rotasjoner per sekund. Den tangentielle hastigheten ytterst på kompressorhjulet er gitt ved

$$U = 2\pi r N \quad (5.1)$$

Fra ligning (4.5), angir dette at  $B$ -verdien er 1,96.  $l_c$ , angitt i ligning (4.7), regnes ut til 13,33.

Pådragsventilforsterkningen  $\gamma_T$  regnes ut fra ligning (5.2), der ligningen løses med hensyn på  $\gamma_T$  for ønsket strømning (referansepunkt).

$$\psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right)^3 \right) = \frac{1}{\gamma_T^2} \phi_0^2 \quad (5.2)$$

For modellen med CCV implementert må ytterligere ett ledd inkluderes for å ta hensyn til stasjonærtrykkfallet over ventilen.  $\gamma_T$  er da gitt ved

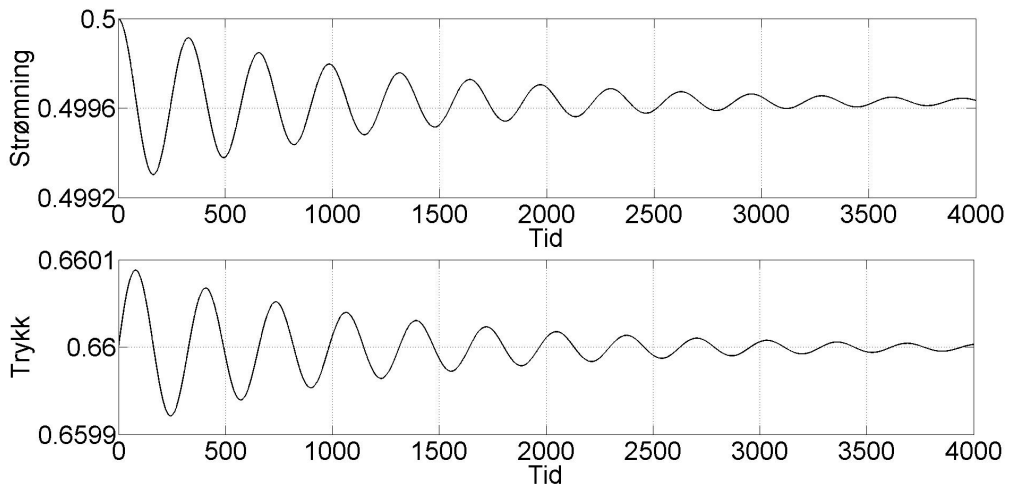
$$\psi_{c0} + H \left( 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\phi_0}{W} - 1 \right)^3 \right) - \frac{c_2 \phi_0}{2} = \frac{1}{\gamma_T^2} \phi_0^2 \quad (5.3)$$

Simuleringene med våtgass, utføres med  $r_w=0,0526$ , som tilsvarer GVF=0,95. Fra definisjonen av våtgass i kapittel 2.3, betyr dette at simuleringene gjennomføres med den største andelen væske i strømmingen, som inngår under definisjonen av våtgass.

Simulink-modellen for Moore-Greitzer surgemodellen med resirkuleringsventil, er vist i vedlegg B, der tilhørende script og funksjoner også er inkludert. Modellen brukes først til simulering av tørr- og våtgasstrømning uten regulering, dvs. med resirkuleringsventilen deaktivert. Deretter aktiveres resirkuleringsventilen, og simuleringene gjennomføres med både tørr- og våtgasstrømning. I vedlegg C er Simulink-modellen for regulering med CCV vist, med tilhørende script og funksjoner. Denne modellen brukes kun til simulering av regulering med CCV. Simuleringene gjennomføres også her med både tørr- og våtgasstrømning.

## 5.2 Moore-Greitzer surgemodell uten regulering

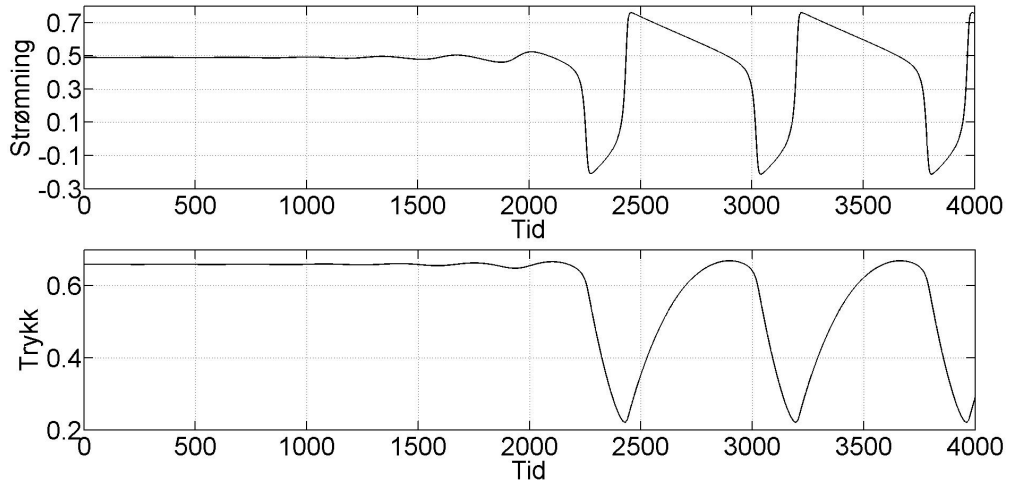
Ved å derivere kompressorkarakteristikken i formel 4.8 med hensyn på  $\Phi$ , for så å sette den til null og løse med hensyn på  $\Phi$ , finnes toppunktet for kompressorkarakteristikken. Toppunktet til karakteristikken er gitt ved en strømning på 0,5. Teori presentert i kapittel 2.2, angir at kompresjonssystemet kan bli ustabil dersom strømmingen er mindre enn ved toppunktet. Figur 5.1 viser systemresponsen for kompresjonssystemet ved referansepunkt=0,5, som tilsvarende  $\gamma_T = 0,615$ . Systemet opplever minimale svingninger i strømning og trykk, men amplituden til svingningene avtar. Dermed er systemet stabilt.



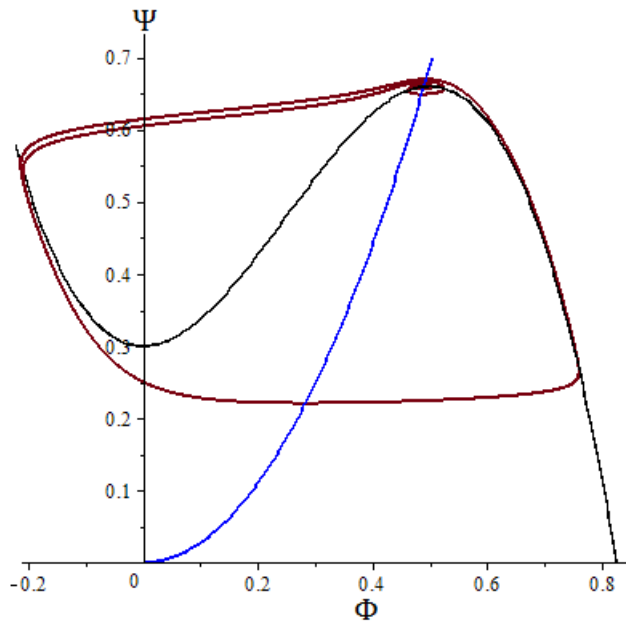
Figur 5.1: Grenseverdi for stabilt system med  $\gamma_T = 0,615$

Figur 5.2 viser systemresponsen ved referansepunkt=0,49, som tilsvarende  $\gamma_T = 0,603$ . Som det fremgår fra figuren øker amplituden til svingningene frem til ca.  $t=2200$ , da amplituden øker kraftig, og systemet går over i dyp surge.

Systemresponsen med  $\gamma_T = 0,603$  er plottet i forhold til kompressorkarakteristikken i figur 5.3. I starten svinger systemet rundt kryssningspunktet mellom kompressor- og pådragsventilkarakteristikken, før amplituden til svingningene øker og systemet går inn i dyp surge. Surgesyklusen stemmer overens med teori presentert i kapittel 2.2, og følger i stor grad det beskrevne forløpet.



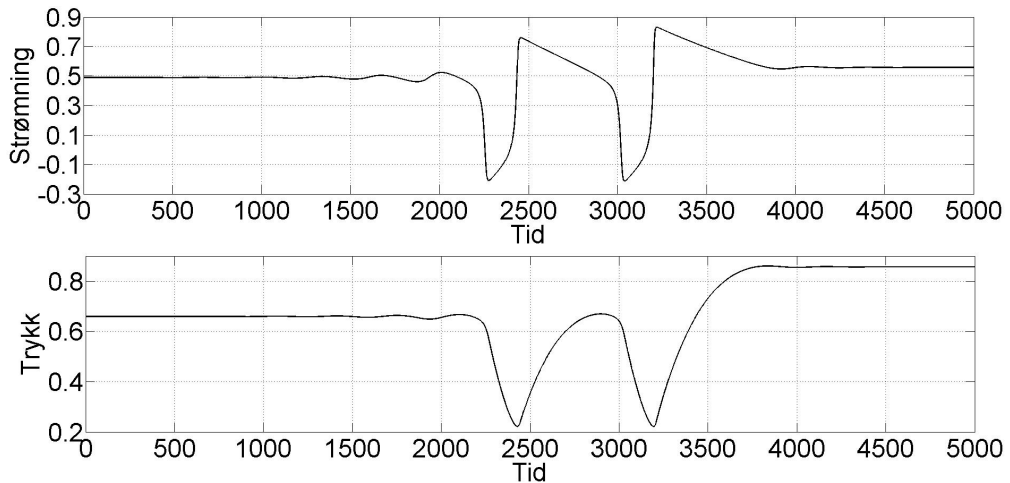
Figur 5.2: Grenseverdi for ustabil system med  $\gamma_T = 0,603$



Figur 5.3: Surgesyklus med  $\gamma_T = 0,603$

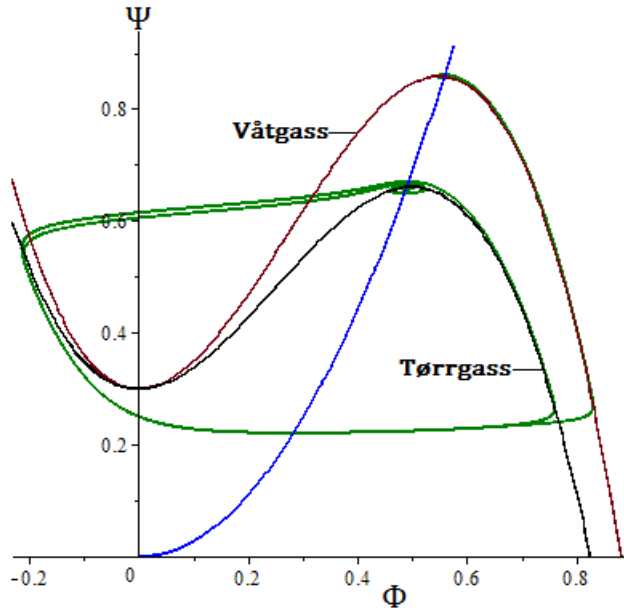
### 5.3 Moore-Greitzer våtgass surgemodell uten regulering

Figur 5.4 viser systemresponsen med våtgasstrømning. Simuleringen starter med tørrgasstrømning, med  $\gamma_T = 0.603$ . Ved  $t=3200$  endres strømmingen til våtgasstrømning. Som det fremgår av figuren har væske i strømmingen en stabiliserende effekt på systemet. Systemet opplever en betydelig trykkøkning som følge av den økte tettheten i fluidstrømmingen. Det økte trykket fører til at strømmingen gjennom systemet øker, pga. at det er større drivende trykk. Det er den økte strømmingen som fører til at systemet stabiliserer seg, siden den reelle strømmingen gjennom kompressoren tilsvarer et operasjonspunkt til høyre for kompressorkarakteristikkenes toppunkt. Strømmingen gjennom kompressoren stabiliserer seg på ca. 0,56. Toppunktet til våtgas kompressorkarakteristikken er ved ca. 0,55, dermed er systemet stabilt.



Figur 5.4: Stabilisering som følge av væskebestanddel ved  $t=3200$  med  $\gamma_T = 0.603$

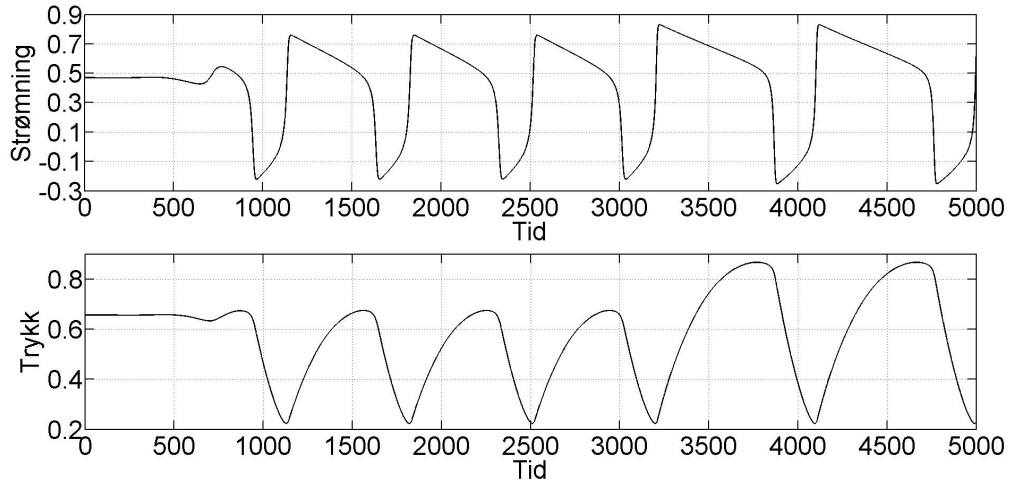
I figur 5.5 er systemresponsen plottet i forhold til tørr- og våtgas kompressorkarakteristikken. Systemet opplever initialt mild surge, og svinger rundt krysningspunktet mellom tørrgass kompressor- og pådragsventilkararakteristikken. Amplituden til svingningene øker, og systemet går over i dyp surge og følger tørrgass karakteristikkene. Når strømmingen går over til våtgasstrømning, stabiliserer systemet seg i krysningspunktet mellom våtgas kompressor- og pådragsventilkararakteristikkene.



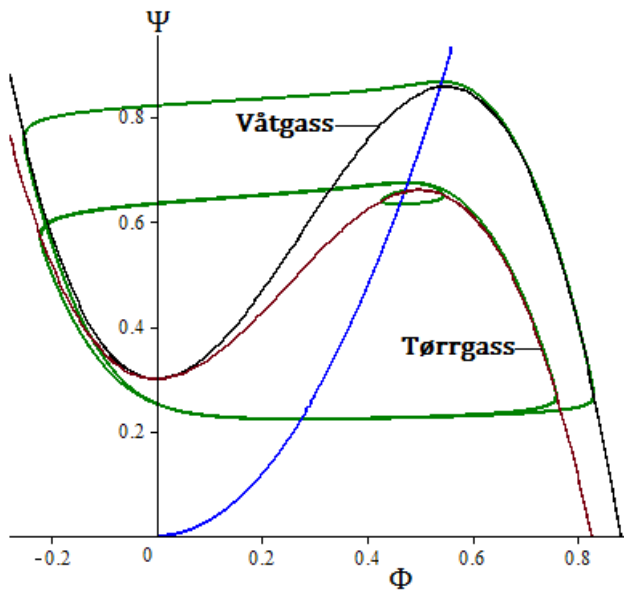
Figur 5.5: Surgeforløp med tørr- og våtgass og  $\gamma_T = 0,603$

Dersom referansepunktet for tørrgasstrømningen endres til 0,47, som tilsvarer  $\gamma_T = 0,580$  blir ikke systemet lengre stabilt med våtgasstrømning, som vist i figur 5.6. Også i dette tilfellet endres strømmingen til våtgasstrømning ved  $t=3200$ , som resulterer i at amplituden til svingningene øker. Strømningen er imidlertid for liten til at den økte trykkøkningen fører til stor nok ekstra strømning til å stabilisere systemet. Frekvensen til surgesyklusene går ned som følge av den økte amplituden.

Figur 5.7 viser surgesyklusen plottet sammen med tørr- og våtgas kompressor-karakteristikken, med  $\gamma_T = 0,580$ . Systemet svinger initialt rundt krysningspunktet mellom tørrgass kompressor- og pådragsventil-karakteristikken, dvs. systemet opplever mild surge. Amplituden til svingningene øker, og systemet går over i dyp surge. Surgeforløpet følger i stor grad tørrgass-karakteristikken slik som beskrevet i kapittel 2.2, frem til strømmingen endres til våtgas. Amplituden øker da ytterligere og følger våtgas-karakteristikken, men systemet stabiliserer seg ikke.



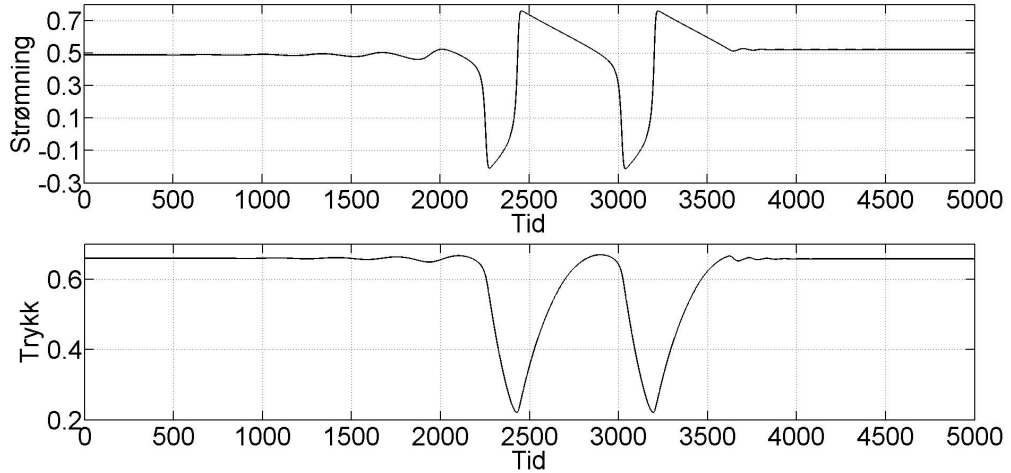
Figur 5.6: Grenseverdi for ustabilt system med våtgassstrømning med  $\gamma_T = 0,580$



Figur 5.7: Surgeforløp med tørr- og våtgassstrømning med  $\gamma_T = 0,580$

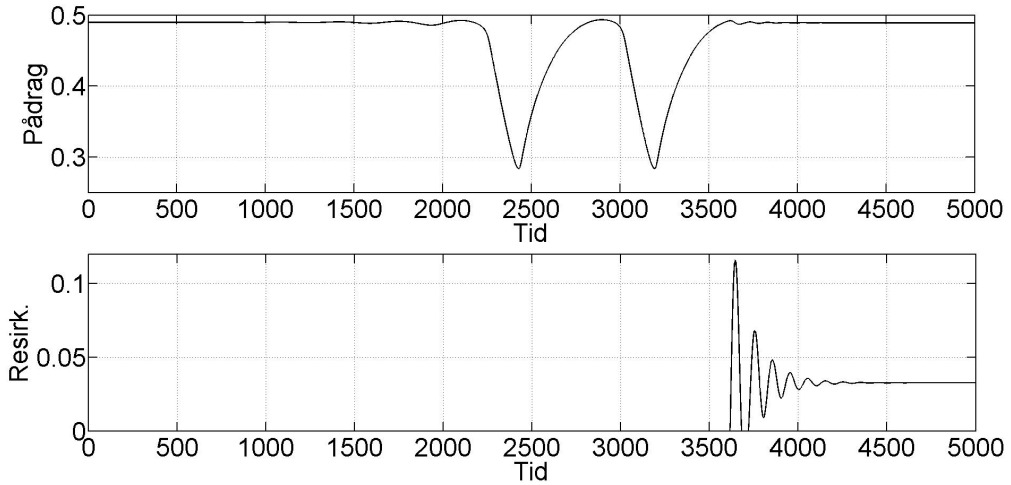
## 5.4 Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil

Som vist i kapittel 5.2, blir Moore-Greitzer surgemodellen uten regulering ustabil ved en strømning på 0,49. Regulering med resirkuleringsventil gjennomføres i det første tilfellet med dette referansepunktet, dvs.  $\gamma_T = 0,603$ . Forsterkningen  $k_p$ , angitt i ligning (4.17), er avgjørende for forsterkningen til resirkuleringsventilen. Dermed er valg av denne også avgjørende for hvor stor differansen mellom referansepunktet til systemet og toppunktet til kompressorkarakteristikken kan være. Forsterkning  $k_p = 10$  brukes i simuleringene, for å unngå at ventilen “choker” under simulering. Referansepunktet til reguleringen ( $\Phi_{Ref}$ ) settes til fem prosent over stabilitetsgrensen, dvs. 0,525. Som det fremgår i figur 5.8 er systemet ustabil når reguleringen aktiveres ved  $t=3200$ . Etter reguleringen aktiveres, avtar amplituden til svingningene raskt, og systemet stabiliserer seg. Strømningen gjennom kompressoren stabiliserer seg på ca. 0,52, med et stasjonæravvik på ca. 0,005. I figur 5.9 er strømningen gjennom pådrags- og resirkuleringsventilen vist. Selv om reguleringen aktiveres ved  $t=3200$ , åpner ikke resirkuleringsventilen før strømningen gjennom pådragsventilen har nådd referansepunktet ved ca.  $t=3600$ , pga. metning i reguleringen. Strømningen gjennom resirkuleringsventilen er stabil ved ca.  $t=4400$ , dermed er også systemet stabilt.



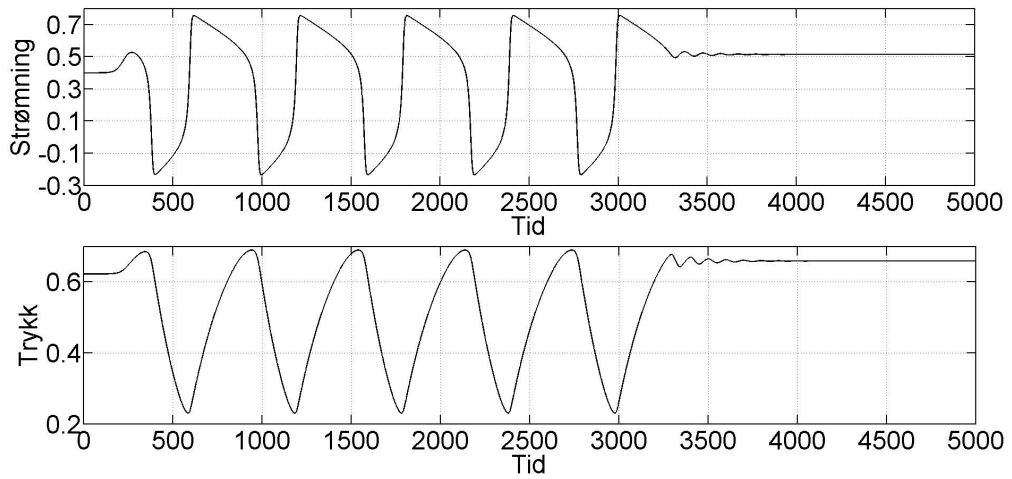
Figur 5.8: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=3200$  og  $\gamma_T = 0,603$



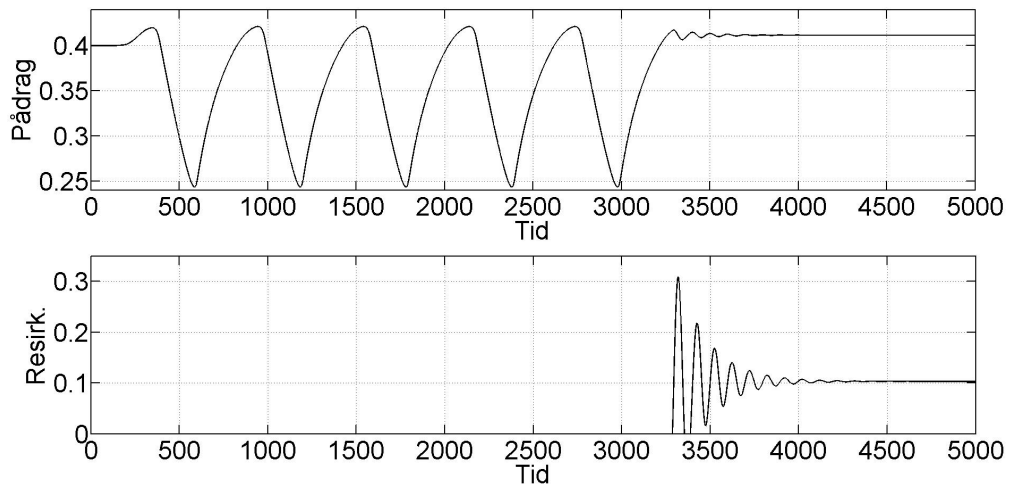


Figur 5.9: Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved  $t=3200$  og  $\gamma_T = 0,603$

Figur 5.10 viser systemrespons for referansepunkt=0,4, dvs.  $\gamma_T = 0,507$ . Reguleringen aktiveres ved  $t=3200$ , som resulterer i stabilisering av systemet. Det ses at svingefrekvensen til systemet har økt ved lavere referansepunkt. Dette resulterer i at resirkuleringsventilen åpner ved ca.  $t=3300$ , som vist i figur 5.11, og strømmingen er stabil ved ca.  $t=4400$ . Grunnet større avvik fra stabilitetsgrensen, er amplituden til svingningene større etter at reguleringen er aktivert, enn med  $\gamma_T = 0,603$ . Systemet bruker av den grunn lengre tid for å oppnå stabilitet. Strømningen gjennom pådragsventilen stabiliserer seg på en strømning på 0,41, dvs. 0,01 over referansepunktet. Siden pådragsventilen ikke reguleres, fører den økte trykkøkningen som følge av totalstrømningen, til større strømning gjennom pådragsventilen. Grunnet stasjonæravviket med P-regulatoren, stabiliserer strømningen gjennom kompressoren seg på ca. 0,515, dvs. 0,01 fra referansepunktet.



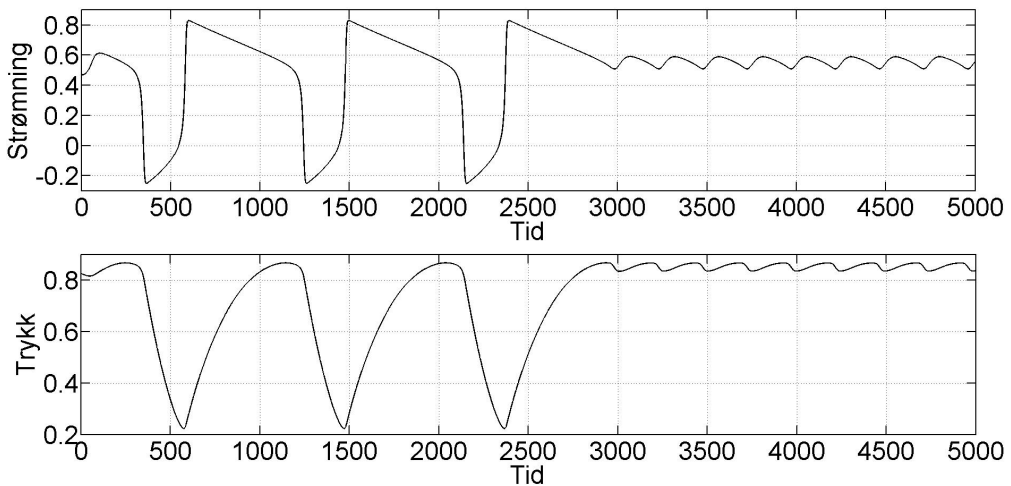
Figur 5.10: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=3200$  og  $\gamma_T = 0,507$



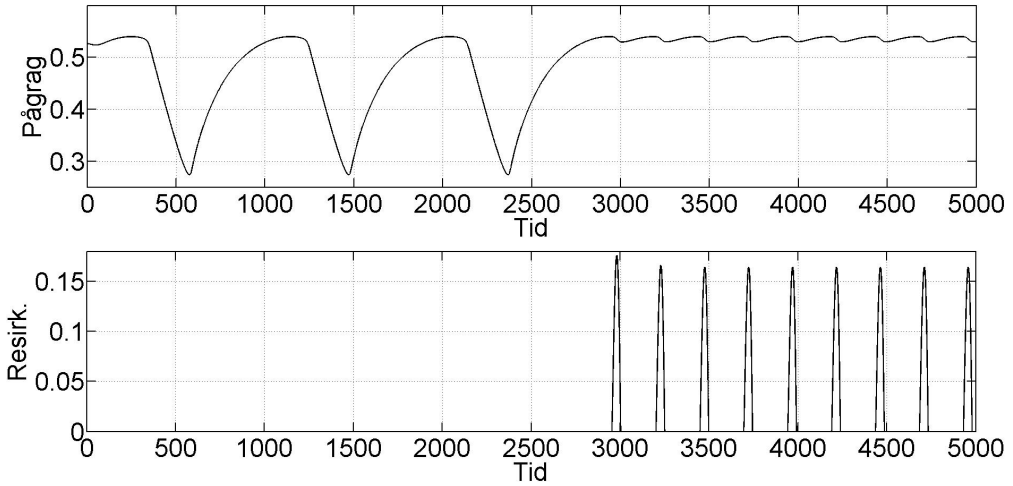
Figur 5.11: Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved  $t=3200$  og  $\gamma_T = 0,507$

## 5.5 Moore-Greitzer våtgass surgemodell med resirkuleringsventil

For våtgassstrømning ble det vist at ustabilitetsgrensen er ved  $\gamma_T = 0,580$ . Denne verdien brukes som forsterkning for pådragsventilen i den første simuleringen. Våtgassstrømningen aktiveres ved  $t=0$ , og reguleringen ved  $t=2800$ . Forsterkningen og referansepunktet til resirkuleringsventilen er tilsvarende som i foregående eksempel. Systemresponsen er vist i figur 5.12, der det fremgår at systemet ikke stabiliserer seg. Amplituden til svingningene i trykk og strømning avtar, dvs. systemet går fra dyp til mild surge, men systemet blir ikke stabilt. Dette skyldes at referansepunktet til resirkuleringsventilen er for lavt. En strømning fem prosent over toppunktet til våtgasskarakteristikken tilsvarer en strømning på 0,577. Resultatet av dette er at regulatoren prøver å stabilisere systemet i et ustabilt område. Dette fremgår også av figur 5.13, der resirkuleringsventilen kun åpner i korte perioder før den stenger igjen. For å oppnå et referansepunkt for regulatoren på 0,577, må surgemarginlinjen for systemet defineres 15% over toppunktet til tørrgasskarakteristikken.

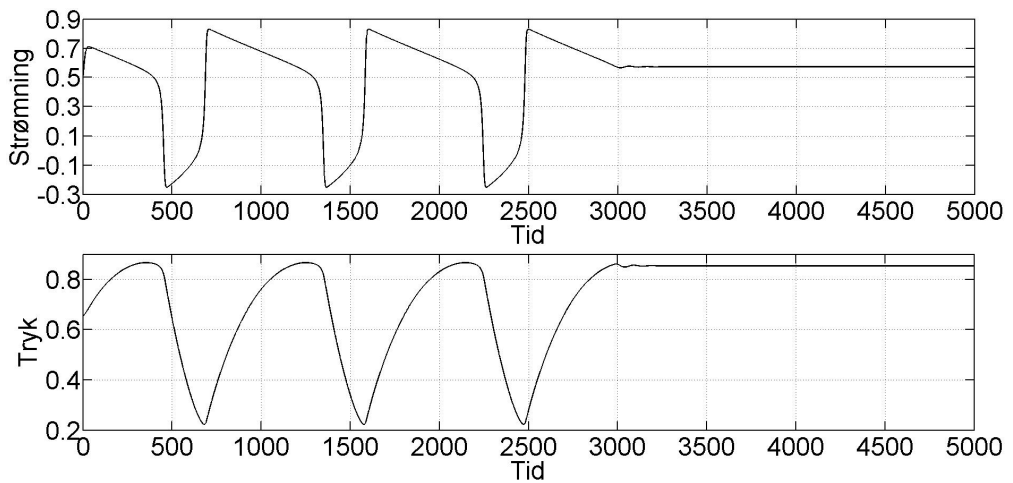


Figur 5.12: Systemrespons med for lavt referansepunkt for regulatoren, med  $\gamma_T = 0,580$



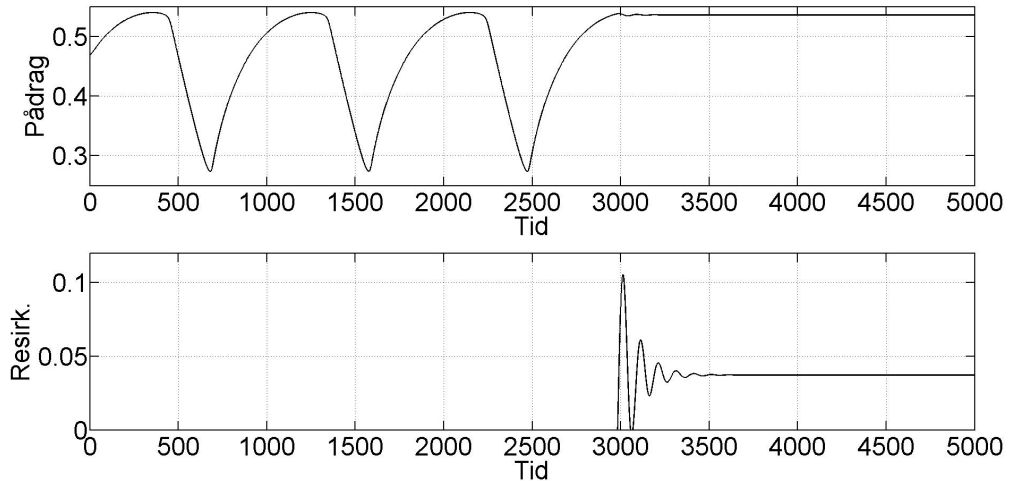
Figur 5.13: Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med for lavt referansepunkt for regulatoren, med  $\gamma_T = 0,580$

Systemresponsen med det økte referansepunktet for reguleringen er vist i figur 5.14, der det fremgår at amplituden til svingningene i trykk og strømning avtar raskt og systemet stabiliserer seg. Systemet stabiliserer seg med en strømning på ca. 0,57.



Figur 5.14: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=2800$  og  $\gamma_T = 0,580$

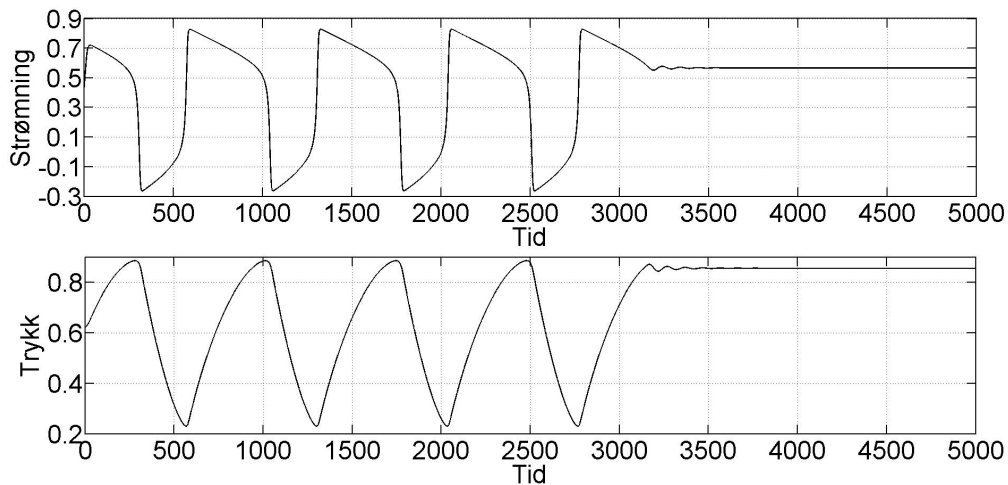
Figur 5.15 viser strømmingen gjennom pådrags- og resirkuleringsventilen. Resirkuleringsventilen åpner ved ca.  $t=3000$ , og strømmingen er stabil ved ca.  $t=3700$ . Sammenlignet med tørrgasseksempellet med  $\gamma_T = 0,603$ , dvs. ved ustabilitetsgrensen, tar det omtrent like lang tid for systemet å stabilisere seg, men amplituden til svingningene blir redusert raskere ved våtgasstrømning. Grunnet den økte strømmingen gjennom pådragsventilen som følge av større trykkøkning, reduseres strømmingen gjennom resirkuleringsventilen til kun ca. 0,035.



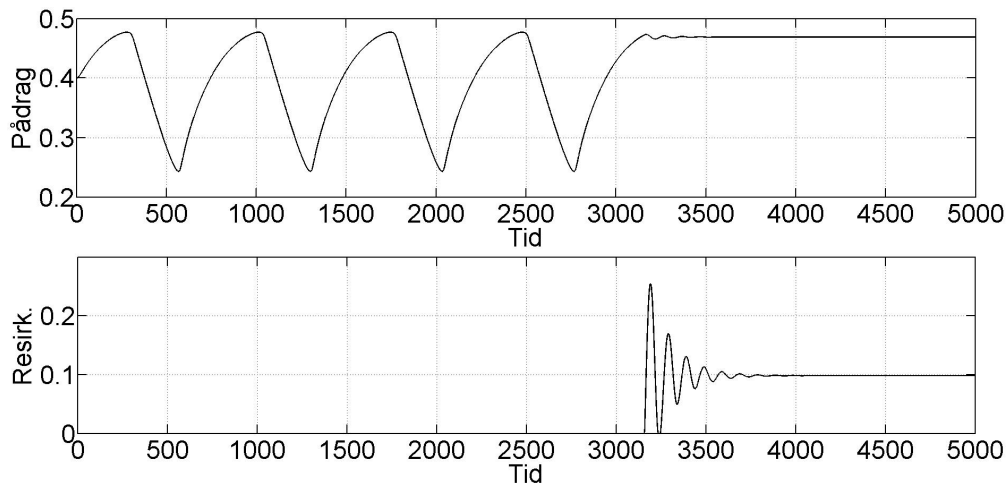
Figur 5.15: Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved  $t=2800$  og  $\gamma_T = 0,580$

Figur 5.16 viser systemresponsen med  $\gamma_T = 0,507$ . Også i dette tilfellet aktiveres våtgasstrømningen ved  $t=0$  og reguleringen ved  $t=2800$ . Amplituden til svingningene i trykk og strømning etter at reguleringen er aktivert, er litt større enn ved  $\gamma_T = 0,580$ , grunnet større avvik fra stabilitetsgrensen. Systemet stabiliserer seg imidlertid tilfredsstillende, med en strømning på 0,57. Strømmingen gjennom pådrags-, og resirkuleringsventilen er vist i figur 5.17. Resirkuleringsventilen åpner ved ca.  $t=3150$  og strømmingen gjennom ventilen er stabil ved ca.  $t=3900$ . Systemet stabiliserer seg betydelig forttere, og amplituden til svingningene er mindre enn for tilsvarende eksempel med tørrgass. Også i dette tilfellet blir strømmingen gjennom pådragsventilen større enn det angitte referansepunktet, grunnet den økte trykkoppbyggingen over kompressoren. I dette tilfellet er imidlertid den økte trykkoppbyggingen et resultat av både større strømning gjennom kompressoren grunnet resirkulering, og grunnet våtgasstrømning. Strømmingen gjennom resirkuleringsventilen er lik som

ved tilsvarende tørrgass simulering. Dermed er det pådragsventilen som fører den økte strømmingen.



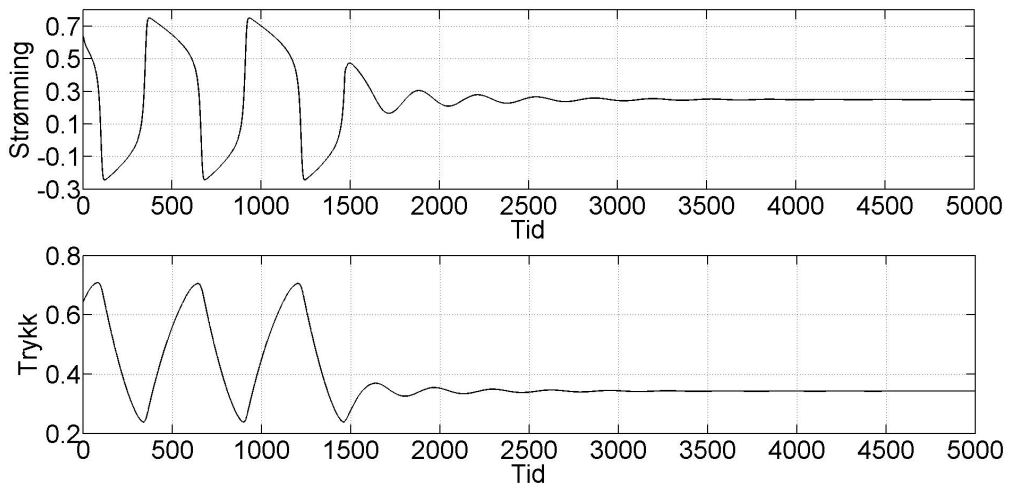
Figur 5.16: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=2800$  og  $\gamma_T = 0,507$



Figur 5.17: Strømning gjennom pådrags- og resirkuleringsventil med regulering aktivert ved  $t=2800$  og  $\gamma_T = 0,507$

## 5.6 Moore-Greitzer surgemodell med regulering med CCV

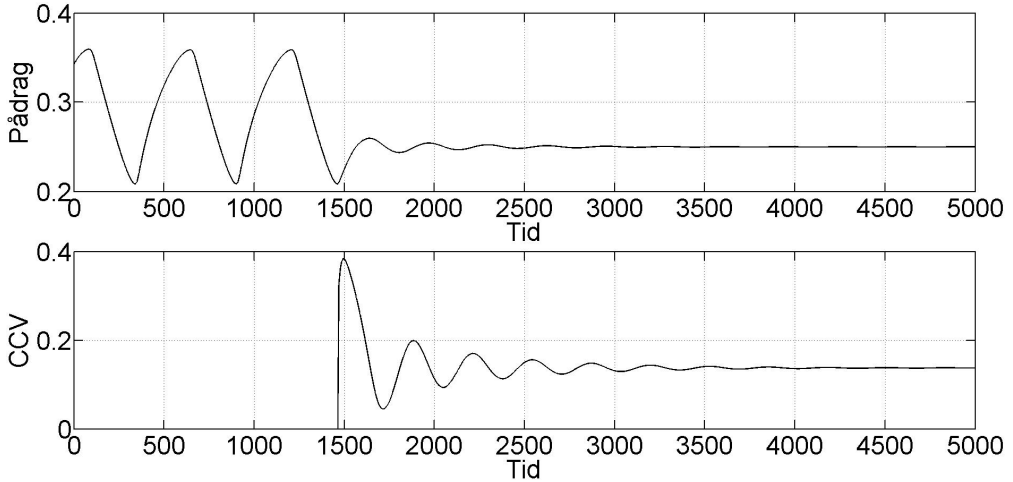
I kapittel 4.5 ble det vist at kompressorkarakteristikken har størst stigningstall i punktet  $\Phi = 0,25$ . Simuleringene med CCV utføres med referansepunkt=0,25, som tilsvarer  $\gamma_T = 0,427$ , for å simulere det “verste” forholdet som reguleringen blir utsatt for. Minimumsforsterkningen til regulatoren ble også angitt i kapitlet, dvs.  $c_2 > 1,08$ .  $c_2 = 1.1$  brukes i simuleringen. Systemresponsen med tørrgass er vist i figur 5.18. Inicialt er systemet ustabil, dvs. systemet er i dyp surgesyklus. Reguleringen aktiveres ved  $t=1470$ , dvs. like etter bunnpunktet i trykksyklusen. Systemet opplever små svingninger i strømning og trykk før det stabiliserer seg. Svingningene er imidlertid større enn ved regulering med resirkuleringsventil. Dette skyldes at kompressoren stabiliseres i det ustabile området, i motsetning til med resirkulering, der systemet stabiliseres med et operasjonspunkt i det ustabile området, mens kompressoren opererer til høyre for surgelinjen.



Figur 5.18: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=1470$  og  $\gamma_T = 0,427$

Figur 5.19 viser strømningen gjennom pådragsventilen og trykkfallet over CCV. Trykkfallet over CCV bruker forholdsvis lang tid på å stabilisere seg, dvs. stabilt ved  $t=4800$ . Lang stabiliseringstid er imidlertid akseptabelt, da dette er det operasjonspunktet der kompressorkarakteristikken har størst stigningstall. CCV stabiliserer seg med et trykkfall over seg på 0,14, med en stasjonær ventilforsterkning  $\gamma_v = 0,674$ . Strømningen gjennom pådragsventilen stabiliserer seg på 0,25, altså ved referansepunktet, og plenumstrykket stabiliserer seg på ca.

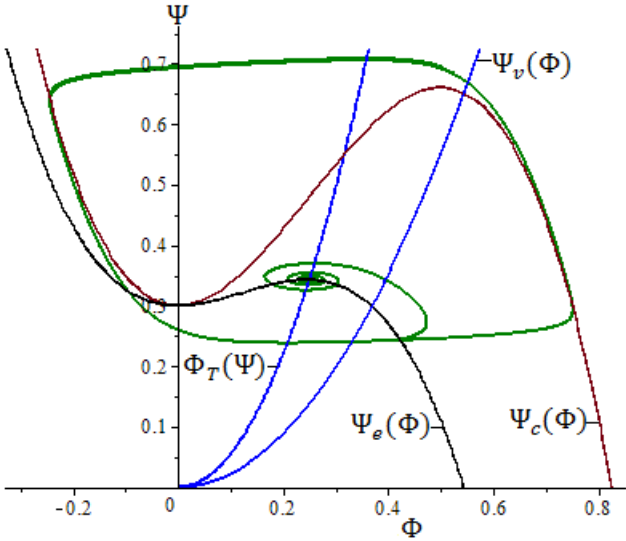
0,34. For denne strømningen skulle i utgangspunktet trykkøkningen over kompressoren være 0,48. Dermed stemmer trykkfallet over CCV og plenumstrykket overens med kompressorkarakteristikken.



Figur 5.19: Strømning gjennom pådragsventil, og trykk over CCV med  $\gamma_T = 0,427$

Systemresponsen, pådragsventil-, ekvivalent- og kompressorkarakteristikken er plottet i figur 5.20. I tillegg er CCV karakteristikken for  $\gamma_v = 0,674$  plottet. Surgesyklusen følger i stor grad kompressorkarakteristikken, slik angitt i kapittel 2.2, frem til reguleringen aktiveres. Systemet stabiliserer seg da i krysningpunktet mellom ekvivalent-kompressor- og pådragsventilkarakteristikken. Som det fremgår fra figuren, tilsvarer trykkfallet over CCV, differansen mellom ekvivalent-kompressor- og kompressorkarakteristikken. Dette stemmer overens med figur 4.5, der det fremgår at  $\Psi_v(\phi_0) = \hat{\psi}_{c0}$  når systemet er i likevekt.

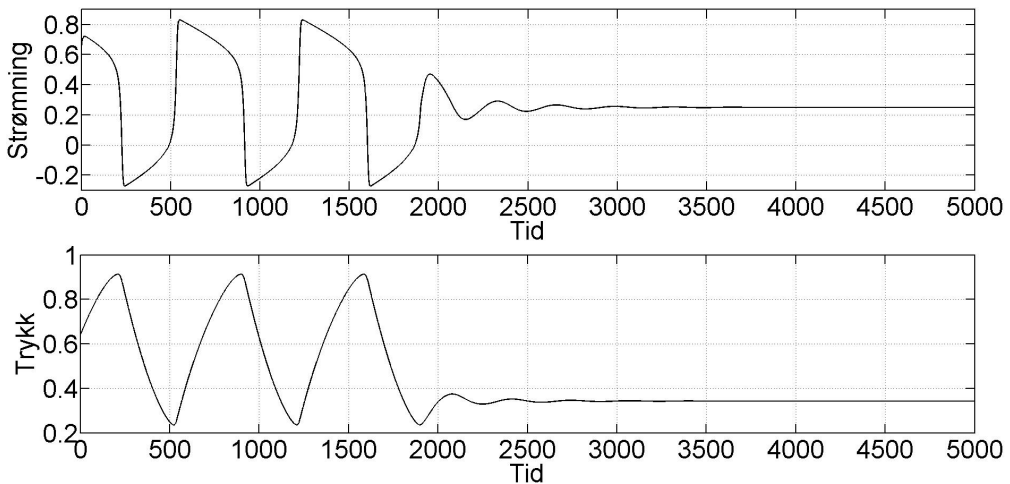




Figur 5.20: Plotting av systemrespons med  $\gamma_T = 0,427$

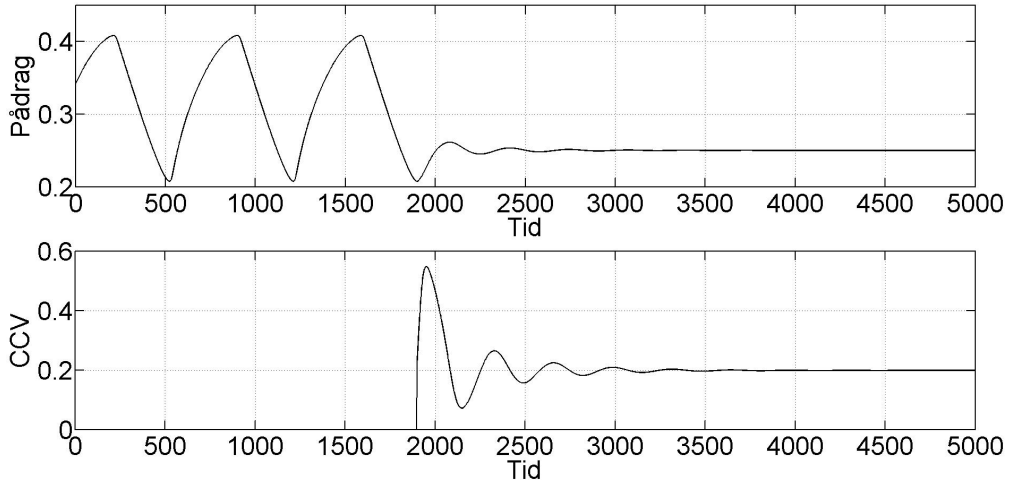
## 5.7 Moore-Greitzer våtgass surgemodell med regulering med CCV

Våtgasssimuleringen gjennomføres med den samme pådragsventilåpningen som for tørrgass, dvs.  $\gamma_T = 0,427$ . Grunnet den økte trykkøkningen over kompressoren må regulatorforsterkningen  $c_2$  være større enn 1,47, som vist i kapittel 4.6.  $c_2 = 1,5$  brukes for simuleringene. Figur 5.21 viser systemforløpet ved våtgasstrømning. Systemet er inne i dyp surge frem til reguleringen aktiveres ved  $t=1900$ , og opplever mindre svingninger i trykk og strømning etter dette, før systemet stabiliserer seg.



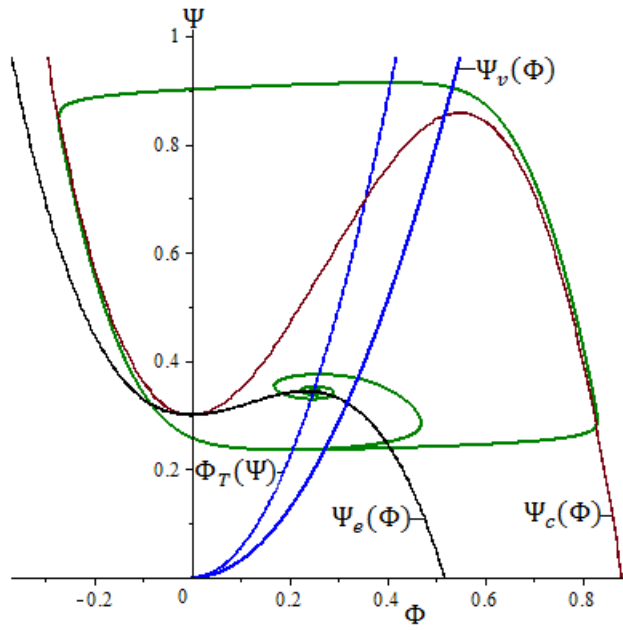
Figur 5.21: Systemrespons med regulering aktivert ved  $t=1900$  og  $\gamma_T = 0,427$

I figur 5.22 er strømmingen gjennom pådragsventilen og trykkfallet over CCV vist. Sammenlignet med figur 5.19 er amplituden til svingningene større, men til gjengjeld tar det kortere tid før trykkfallet over ventilen har stabilisert seg. Trykket over ventilen stabiliserer seg ved ca.  $t=4400$ , med et trykkfall på ca. 0,2 og  $\gamma_v = 0,591$ .  $\gamma_v$  stabiliserer seg på en lavere verdi enn for tørrgasseksempelen. Dette skyldes at ventilen må strupe mer for å skape det nødvendige trykkfallet som skal til for å stabilisere systemet. Plenumstrykket stabiliserer seg på ca. 0,34, og strømmingen gjennom pådragsventilen stabiliserer seg på 0,25. Dette stemmer overens med trykkøkningen utfra kompressorkarakteristikken ved denne strømmingen, som er ca. 0,54.



Figur 5.22: Strømning gjennom pådragsventil, og trykk over CCV med regulering aktivert ved  $t=1900$  og  $\gamma_T = 0,427$

Figur 5.23 viser systemresponsen, pådragsventil-, ekvivalent-kompressor og kompressorkarakteristikken. I tillegg er CCV karakteristikken for  $\gamma_v = 0,591$  plottet. Frem til reguleringen aktiveres følger surgesyklusen i stor grad kompressorkarakteristikken, som beskrev i kapittel 2.2, før reguleringen aktiveres og systemet stabiliserer seg i krysningspunktet mellom ekvivalent-kompressor- og pådragsventilkarakteristikken. Det legges merke til at systemet stabiliserer seg i samme punkt som for tørrgassimuleringen. Dette er et resultat av at regulatoren prøver å stabilisere systemet med den angitte strømmingen, og dermed skaper et større trykkfall over ventilen. Som det fremgår fra figuren, tilsvarer også i dette tilfellet trykkfallet over CCV, differansen mellom ekvivalent-kompressor- og kompressorkarakteristikken når systemet er i likevekt.



Figur 5.23: Plotting av systemrespons med  $\gamma_T = 0,427$

## Kapittel 6

### Diskusjon

I kapittel 5 ble det vist at våtgasstrømning har en stabiliserende virkning sammenlignet med tørrgasstrømning, dvs. at systemet opprettholder stabilitet ved lavere verdi for  $\gamma_T$ . Den økte stabiliteten var et resultat av økt trykkøkning, som førte til større strømning gjennom systemet. Dette stemmer overens med forsøk utført i [18], der det ble vist at en sentrifugalkompressor opplevde en stabiliserende effekt og økt trykkoppbygging som følge av våtgasstrømning. Økt trykkoppbygging over kompressoren som følge av våtgasstrømning ble også vist i [23], der den økte trykkøkningen ble tilegnet økt tetthet i fluidstrømningen.

Begge reguleringsmetodene som ble brukt i simuleringene demonstrerte stabiliserende effekt på systemet. Systemresponsen var imidlertid ulik for reguleringsmetodene. Med resirkuleringsventil kan operasjonsområdet til systemet stabiliseres til venstre for surgelinjen, men kompressoren opererer fremdeles etter kompressorkarakteristikken med et operasjonspunkt til høyre for surgelinjen. Med CCV derimot stabiliseres kompressoren med et operasjonspunkt til venstre for surgelinjen.

Stabilisering med resirkuleringsventil medførte økt trykkøkning over kompressoren, sammenlignet med trykket referansepunktet for systemet skulle tilsi. Dette var som følge av større strømning gjennom kompressoren enn pådragsventilen. Siden pådragsventilen ikke var regulert medførte den økte trykkøkningen, større strømning gjennom pådragsventilen enn referansepunktet som var angitt. Systemresponsen med våtgass var tilsvarende, men strømningen gjennom pådragsventilen ble ytterligere økt grunnet enda større trykkøkning over kompressoren. Den økte strømningen gjennom pådragsventilen avlastet resirkuleringsventilen, slik at strømningen gjennom denne ble mindre. Dersom dette ikke er ønskelig eller skaper problemer for systemet kompressoren forsyner, må pådragsventilen

reguleres slik at resirkuleringsventilen fører hele den ytterligere strømmingen som må til for å stabilisere kompressoren.

Økt strømning gjennom kompressoren kan kun oppstå dersom det er “tilgjengelig” strømning på innsugsiden til kompressoren. For topside kompressorer som komprimerer luft er ikke tilgjengelighet av strømning et problem. For undervanns kompresjonssystemer derimot kan det til tider være for liten strømning inn til kompressoren, som resulterer i at kompressoren surger. Prinsippet med resirkulering vil i slike tilfeller fremdeles være stabiliserende for kompressoren, så lenge det er tilgjengelig strømning som kan resirkuleres. Ved stor resirkulert strømning er kjøling av den resirkulerte strømmingen svært viktig for å unngå overoppheting av kompressoren.

I simuleringene ble det vist at surgemarginen ved resirkulering av strømning må økes dersom det er væske i strømmingen. Grunnen til dette er at desto mindre GVF er, desto lengre til høyre flytter toppunktet til kompressorkarakteristikken seg. Med bakgrunn i dette bør den maksimale forventede væskeandelen som kan være i strømmingen kartlegges, slik at surgemarginen kan defineres ut fra dette. Dette begrenser i realiteten operasjonsområdet til kompressoren, da det er en mindre del av kompressorkarakteristikken der reguleringen ikke er aktiv.

Regulering med CCV medførte redusert trykkøkning over kompressoren, men strømmingen gjennom kompressoren var i samsvar med referansepunktet til pådragsventilen. Trykkfallet over ventilen i simuleringene var så stort at kompressorkarakteristikken akkurat fikk et negativt stigningstall i operasjonspunktet, slik at systemet dermed var stabilt. Med våtgassstrømning ble trykkfallet over ventilen større. Dette grunnet større stigningstall for våtgass kompressorkarakteristikken, som resulterer i at trykkfallet over ventilen måtte være større for å få et negativt stigningstall i operasjonspunktet. Strømmingen gjennom pådragsventilen ble lik ved både tørr- og våtgassstrømning. Dette er naturlig, ettersom ventilen skaper trykkfall for å få et negativt stigningstall for den angitte strømmingen. Med CCV i kompresjonssystemet trenger ikke systemet regulering av pådragsventilen, siden CCV-regulatoren stabiliserer systemet med den ønskede strømmingen.

Valg av reguleringssystem for et undervanns kompresjonssystem er avhengig av prosessmessige krav. Dersom prosessen krever høy trykkøkning, vil regulering med resirkulering av strømning være å foretrekke. Ved å resirkulere strømning kan trykkøkningen over kompressoren opprettholdes ut fra kompressorkarakteristikken, selv ved lav strømning. Regulering med CCV er et godt alternativ dersom lavere trykkøkning over kompressoren kan aksepteres. Kompresjonssys-

temet vil også bli forenklet ved bruk av CCV, da det ikke vil være behov for antisurgekjøler. Forenkling av havbunnssystemer er av stor betydning, grunnet svært store krav til pålitelighet. Bakdelen med begge disse reguleringsmetodene er at stabilisering av systemet med et operasjonspunkt til venstre for surgelinjen, altså i det ustabile området, medfører redusert virkningsgrad for kompresjonssystemet. Den reduserte virkningsgraden er naturlig nok som følge av resirkulert strømming og trykkfall over CCV.





## Kapittel 7

### Konklusjon og videre arbeid

Gjennom simulering er det vist at surge inntreer i systemet når strømmingen er like under toppunktet til kompressorkarakteristikken. Væskebestanddel i strømmingen har en stabiliserende effekt på en kompressor. Dette er grunnet større tetthet i fluidstrømmingen, som igjen fører til større trykkoppbygging over kompressoren. Høyere trykk fører til større strømming gjennom pådragsventilen, som dermed bringer operasjonspunktet til systemet lengre til høyre på kompressorkarakteristikken. Dersom kompressoren opererer i grensesjiktet til stabilitet, kan våtgasstrømning stabilisere systemet.

Begge reguleringsmetodene, dvs. med resirkuleringsventil og CCV, stabiliserer systemet på en tilfredsstillende måte ved surge. Systemresponsen ved bruk av disse metodene er imidlertid ulik. Med resirkuleringsventil er strømmingen gjennom kompressoren større enn strømmingen gjennom pådragsventilen. Dette resulterer i at systemet produserer større trykk enn strømmingen gjennom pådragsventilen ut fra kompressorkarakteristikken tilsier. Gjennom simulering er det også vist at surgemarginlinjen må økes ved våtgasstrømning, da toppunktet til kompressorkarakteristikken er gitt ved en høyere strømning. I simulering utført i rapporten, ble det vist at ved  $GVF=0,95$  måtte surgemarginen økes til 15% over toppunktet til tørrgass kompressorkarakteristikken. Dette resulterer i at operasjonsområdet til kompressoren, dvs. der reguleringen ikke er aktiv, reduseres med våtgasstrømning. Regulering med CCV medfører mindre trykkøkning over kompresjonssystemet enn det strømmingen, ut fra kompressorkarakteristikken tilsier. Dette er et resultat av at ventilen skaper et trykkfall i systemet for å skape en kompressorkarakteristikk med negativt stigningstall i operasjonspunktet. Trykkfallet over CCV blir større med våtgas- enn tørrgasstrømning grunnet større trykkøkning over kompressoren ved våtgasstrømning. Av denne grunn må også forsterkningen til CCV-regulatoren være større ved våtgasstrømning

for å oppnå stabilitet. For simuleringene i rapporten måtte CCV-forsterkningen økes fra 1,1 til 1,5 ved våtgasstrømning.

Begge reguleringsmetodene som benyttes i denne rapporten baserer seg på tilbakekobling fra strømningen gjennom kompressoren. For videre arbeid vil det være interessant å prøve ut regulering med trykktilbakekobling. I tillegg er det av interesse å prøve ut turtallsavhengige karakteristikk for våtgasstrømning, for å undersøke eventuelle turtallsavhengige responsulikheter.

## Referanser

- [1] Steinar Øyulvstad. *Visjoner for subsea processing*. Aker Solutions ASA, 2008.
- [2] Trond Austrheim. *Experimental Characterization of High-Pressure Natural Gas Scrubbers*. PhD thesis, Universitetet i Bergen, 2006.
- [3] Meherwan P. Boyce. *Centrifugal Compressor: A Basic Guide*. PennWell, 2002.
- [4] Paul C. Hanlon, editor. *Compressor Handbook*. McGraw-Hill, 2001.
- [5] Håkon Skofteland, Mike Hilditch, Truls Normann, Klas Gøran Eriksson, Knut Nyborg, Michel Postic, and Massimo Camatti. Ormen Lange Subsea Compression Pilot - Subsea Compression Stasjon. In *Offshore Technology Conference*, 2009.
- [6] Mads Hjelmeland, Arne B. Olsen, and Rudi Marjohan. Advances In Subsea Wet Gas Compression Technologies. In *International Petroleum Technology Conference*, 2011.
- [7] Tore Stenvold. *Forlenger levetiden på Gullfaks*. Teknisk Ukeblad, 2012.
- [8] Håkon Skofteland. *Subsea Gas Boosting-Artic Oil And Gas Operations*. Aker Kværner Subsea, 2008.
- [9] Bram de Jager. Rotating stall and surge: A survey. *Proceedings of the 1995 34th IEEE Conference on Decision and Control*, 1:1857–1862, 1995.
- [10] Jan Tommy Gravdahl and Olav Egeland. *Compressor surge and rotating stall*. Springer, 1999.
- [11] Øyvind Hunseid, Lars E. Bakken, Trond G. Grüner, Lars Brenne, and Tor Bjørge. Wet Gas Performance of a Single Stage Centrifugal Compressor. In *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Land, Sea and Air*, 2008.

- [12] F. K. Moore and E. M. Greitzer. Theory Of Post-stall Transients In Axial Compression Systems: Part I - Development Of Equations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108(1):68 – 76, 1986.
- [13] E. M. Greitzer. Surge And Rotating Stall In Axial Flow Compressors - I. Theoretical Compression System Model. *Journal of Engineering for Power, Transactions ASME*, 98(2):190 – 198, 1976.
- [14] K. E. Hansen, P. Jørgensen, and P. S. Larsen. Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor. *Journal of Fluids Engineering*, 103:391–395, 1981.
- [15] Nicholas Cumpsty. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, 1989.
- [16] Minghong Li and Qun Zheng. Wet compression system stability analysis part I -Wet compression Moore-Greitzer transient model. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004*, 4:703 – 712, 2004.
- [17] Jobaidur Rahman Kahn and Ting Wang. Fog Overspray Cooling for Gas Turbine System with Low Calorific Value Fuels. In *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land Sea and Air*, 2006.
- [18] Trond G. Grüner. *Wet gas compression*. PhD thesis, NTNU, 2012.
- [19] J. S. Simon and L. Valavani. A Lyapunov Based Nonlinear Control Scheme for Stabilizing a Basic Compression System Using a Close-Coupled Valve. In *Proceedings of the 1991 American Control Conference*, pages 2398–2406, 1991.
- [20] Jan Tommy Gravdahl and Olav Egeland. Compressor surge control using a close-coupled valve and backstepping. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 982–986, 1997.
- [21] Jan van Helvoirt and Bram de Jager. Dynamic model including piping acoustics of a centrifugal compression system. *Journal of Sound and Vibration*, 302(1-2):361–378, 2007.
- [22] Yunhui Wang, Ping Li, Yufeng Sun, and Guoxue Wang. Theoretical study of surge and rotating stall in a compression system with wet compression. In *Proceedings of IPC'02 4th International Pipeline Conference*, 2002.
- [23] Lars Brenne, Tor Bjørge, José L. Gilarranz, Jay M. Koch, and Harry Miller. Performance evaluation of a centrifugal compressor operating under

wet gas conditions. In *Proceedings of the thirty-fourth turbomachinery symposium*, pages 111–120, 2005.



## Vedlegg A

### Moore-Greitzer modell

$$\begin{aligned}\frac{d\Psi}{d\xi} &= \frac{W}{4B^2} \left[ \frac{\Phi}{W} - \frac{1}{W} \Phi_T(\Psi) \right] \frac{H}{l_c} \\ \frac{d\Phi}{d\xi} &= \frac{H}{l_c} \left[ -\frac{\Psi - \psi_{c0}}{H} + 1 + \frac{3}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right) \left( 1 - \frac{1}{2} J \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^3 \right] \frac{H}{l_c} \quad (\text{A.1}) \\ \frac{dJ}{d\xi} &= J \left[ 1 - \left( \frac{\Phi}{W} - 1 \right)^2 - \frac{1}{4} J \right] \sigma\end{aligned}$$

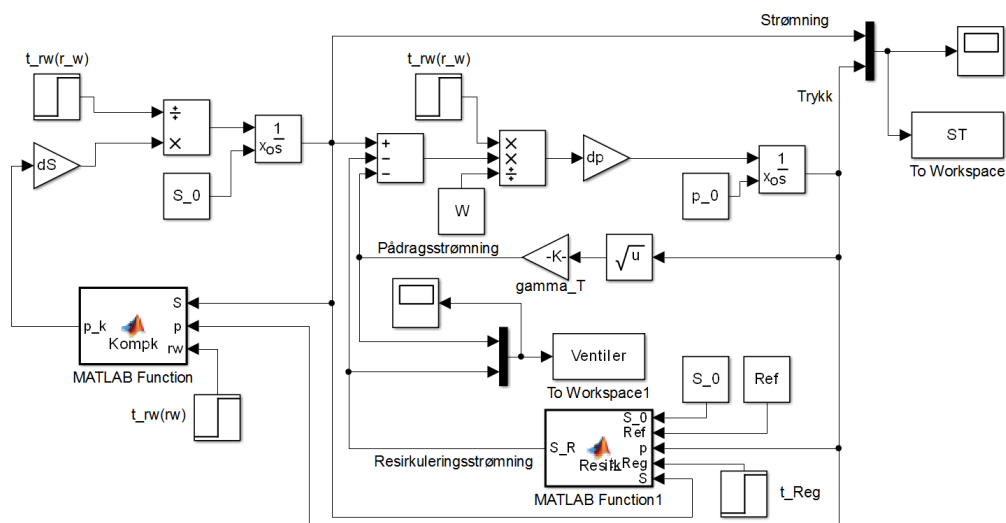
$\Psi$	Plenumstrykk
$\Phi$	Strømning gjennom kompressor
$\Phi_T$	Strømning gjennom pådragsventil
$\xi$	Dimensjonsløs tid
$\psi_{c0}$	Nullpunktstrykk
$H$	Semihøyde for kompressorkarakteristikk
$W$	Semibredde for kompressorkarakteristikk
$l_c$	Dimensjonsløs lengde av strømningsbane gjennom kompressor
$B$	Greitzers $B$ -parameter
$J$	Kvadratet av rotating stall amplituden
$\sigma$	Parameter relatert til rotating stall





## Vedlegg B

# Simulink-modell for Moore-Greitzer surge-modell med resirkuleringsventil



Figur B.1: Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil

## VEDLEGG B. SIMULINK-MODELL FOR MOORE-GREITZER SURGEMODELL MED RESIRKULERINGSVENTIL

---

Script for Moore-Greitzer surgemodell med resirkuleringsventil:

```
1 %Script for Moore-Greitzer med resirkuleringsventil
2 %Brukes til å kjøre modellen
3 %Parametre
4 H=0.18;
5 W=0.25;
6 p0=0.3;
7 lc=13.33;
8 B=1.96;%B-parameter
9 rw=0.0526;%Angir væskeandel i strømming
10
11 dS=H/lc;
12 dp=((W/H)/(4*B^2))*(H/lc);
13
14 syms x
15 Karr=p0+H*(1+3/2*((x/W)-1)-(1/2)*((x/W)-1)^3);
16 dKarr=double(solve(diff(Karr)==0));%Toppunkt til tørrgass kompressorkarakteristikk
17 Surge_M=1.15;% Angir surgemargin prosentats
18 Ref=max(dKarr)*Surge_M;%Referansepunkt for resirkuleringsventil
19 t_Reg=2800;%Tid for aktivisering av Regulering
20
21 r_w=1+rw;%Er 1 når rw=0
22 t_rw=0;%Tid for aktivisering av våtgass
23
24 S_0=0.4;%Referansepunkt for strømming
25 %Trykkøkningkoeffisient
26 C_1=((rw*(1.999+5.040*(10^2)*rw+2.505*(10^3)*rw^2+4.504*(10^2)*rw^3+1.001*(10^6)*rw^4)/((1+rw)*(1+1000*rw)^2))*10^3;
27
28 %Likevektstrykk
29 if t_rw==0 && rw>0
30     p_0=p0+C_1*S_0^2+H*(1+(3/2)*(r_w*(S_0/W)-1)-(1/2)*(r_w*(S_0/W)-1)^3);
31 else
32     p_0=p0+H*(1+3/2*(((S_0)/W)-1)-(1/2)*(((S_0)/W)-1)^3);
33 end
34
35 syms la
36 gam=max(double(solve(p0+H*(1+3/2*(((S_0)/W)-1)-(1/2)*(((S_0)/W)-1)^3)==(1/la^2)*(S_0)^2,la));
37 gamma_T=round(gam*1000)/1000;%Pådragsventilforsterkning
38
39 t_stop=5000;%Simuleringstid
40 T_s=t_stop/30000;
41 options=simset('solver','ode5','fixedstep',T_s);
42 sim('MG_Resirkulering',t_stop,options)
```

Matlab Funksjon:

```
1 function p_k = Kompk(S,p,rw)
2 %Funksjon for avvik mellom trykk ut fra kpressorkarakteristikk og plenumstrykk
3 H=0.18;
4 W=0.25;
5 p0=0.3;
6 r_w=1+rw;%Er 1 når rw=0
7
8 %Trykkøkningkoeffisient
9 C_1=((rw*(1.999+5.040*(10^2)*rw+2.505*(10^3)*rw^2+4.504*(10^2)*rw^3+1.001*(10^6)*rw^4)/((1+rw)*(1+1000*rw)^2))*10^3;
10
11 p_k=-((p-p0-C_1*S^2)/H)+1+(3/2)*(r_w*(S/W)-1)-(1/2)*(r_w*(S/W)-1)^3;%Kompressorkarakteristikk minus plenumstrykk
12 end
```

## VEDLEGG B. SIMULINK-MODELL FOR MOORE-GREITZER SURGEMODELL MED RESIRKULERINGSVENTIL

---

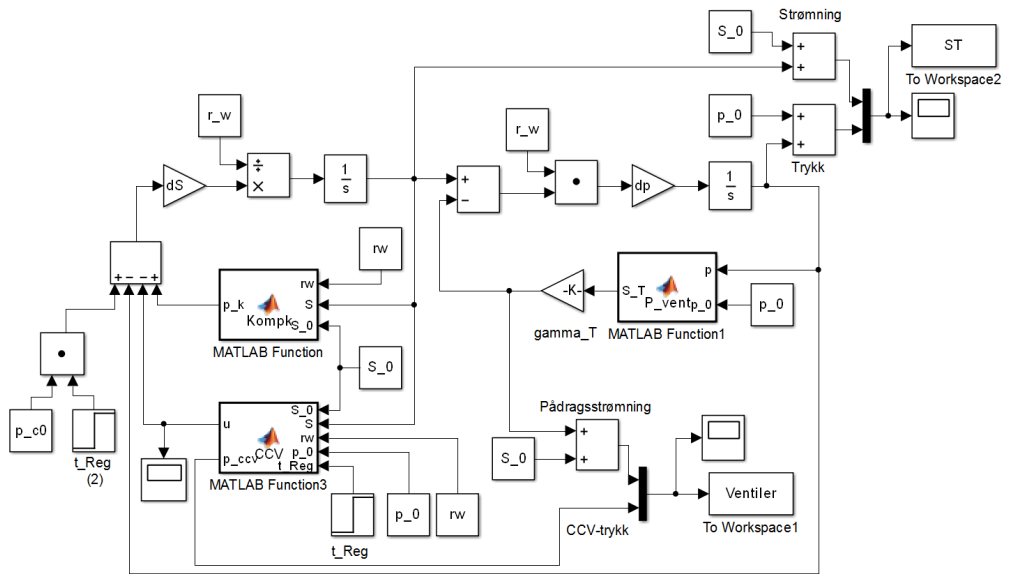
Matlab Funksjon1:

```
1 function S_R = Resirk(S_0,Ref,p,t_Reg,S)
2 %Funksjon for resirkuleringsventil
3
4 %Regulering skjer kun når strømmingen er rundt referansepunktet
5 if S>=Ref
6     S=Ref;
7 elseif S<S_0
8     S=Ref;
9 end
10
11 gamma_R=10*(Ref-S)/sqrt(p);%Forsterkning resirkuleringsventil
12 S_R=gamma_R*sqrt(p)*t_Reg;%Strømning gjennom resirkuleringsventil
13 end
```



## Vedlegg C

# Simulink-modell for Moore-Greitzer surge-modell med CCV



Figur C.1: Simulink-modell for Moore-Greitzer surgemodell med CCV

# VEDLEGG C. SIMULINK-MODELL FOR MOORE-GREITZER SURGEMODELL MED CCV

Script for Moore-Greitzer surgemodell med CCV:

```
1 %Script for Moore-Greitzer surgemodell regulert med CCV
2 %Brukes til å kjøre modellen
3 %Parametre
4 H=0.18;
5 W=0.25;
6 p0=0.3;
7 lc=13.33;
8 c2=1.1;%Regulator tørrgassforsterkning
9 B=1.96;%B-parameter
10 rw=0.0526;%Angir væskeandel i strømming
11
12 dS=1/lc;
13 dp=(1/(4*B^2*lc));
14 r_w=1+rw;%Er 1 når rw=0
15
16 t_Reg=1900;%Tid for aktivering av Regulering
17 Step_Start=0;%Angir stepverdi for t_Reg
18 Step_Slutt=1;%Angir stepverdi for t_Reg
19 Step_Start2=1;%Angir stepverdi for t_Reg (2)
20 Step_Slutt2=0;%Angir stepverdi for t_Reg (2)
21
22 S_0=0.25;%Referansepunkt for strømming
23 %Trykkøkningkoeffisient
24 C_1=((rw*(1.999+5.040*(10^2)*rw+2.505*(10^3)*rw^2+4.504*(10^2)*rw^3+1.001*(10^6)*rw^4))/((1+rw)*(1+1000*rw^2))*10^3;
25 %Trykk ut fra kompressorkarakteristikk
26 P_0=p0+C_1*S_0^2+H*(1+(3/2)*(r_w*(S_0/W)-1)-(1/2)*(r_w*(S_0/W)-1)^3)
27
28 syms ga
29 gam=max(double(solve(0.3+0.18*(1+3/2*((S_0/0.25)-1)-(1/2)*((S_0/0.25)-1)^3)-((c2*S_0)/2)-(1/ga^2)*S_0^2==0,ga));
30 gamma_T=round(gam*1000)/1000;%Pådragsventilforsterkning
31 p_0=(1/gamma_T^2)*(S_0)^2;%Likevektstrykk over kompresjonssystem
32 p_c0=p0+C_1*S_0^2-p_0-(((S_0*r_w)^2*H)/(2*W^2))*(((S_0*r_w)/W)-3)%Avviks nullpunktstrykk
33
34 t_stop=5000;%Simuleringstid
35 T_s=t_stop/50000;
36 options=simset('solver','ode5','fixedstep',T_s);
37 sim('MG_CCV',t_stop,options)
```

Matlab Funksjon:

```
1 function p_k = Kompk(rw,S,S_0)
2 %Funksjon for avviks kompressorkarakteristikk
3 H=0.18;
4 W=0.25;
5 r_w=1+rw;%Er 1 når rw=0
6 F=S*r_w;
7
8 %Trykkøkningkoeffisient
9 C_1=((rw*(1.999+5.040*(10^2)*rw+2.505*(10^3)*rw^2+4.504*(10^2)*rw^3+1.001*(10^6)*rw^4))/((1+rw)*(1+1000*rw^2))*10^3;
10
11 %Avvikstrykk
12 p_k=(-H/(2*W^3))*F^3+((2*W^3*(C_1/r_w)+3*H*W-3*H*S_0*r_w)/(2*W^3))*F^2+((S_0*r_w*(4*W^3*(C_1/r_w)+6*H*W-3*H*S_0*r_w))/(2*W^3))*F;
13 end
```

Matlab Funksjon1:

```
1 function S_T =P_vent(p,p_0)
2 %Funksjon for avvik fra likevektsstrømming gjennom pådragsventil
3 S_T=(sign(p-p_0)*sqrt(abs(p-p_0))-sqrt(p_0));
```

## VEDLEGG C. SIMULINK-MODELL FOR MOORE-GREITZER SURGEMODELL MED CCV

---

### Matlab Funksjon3:

```
1 function [u,p_ccv]= CCV(S_0,S,rw,p_0,t_Reg)
2 %Funksjon for ccv med regulering
3 H=0.18;
4 W=0.25;
5 p0=0.3;
6
7 %Angir forsterkning for ccv
8 if rw>0
9     c2=1.5;
10 else
11     c2=1.1;
12 end
13
14 r_w=1+rw;%Er 1 når rw=0
15 F=(S+S_0)*r_w;
16 %Trykksøkningkoeffisient
17 C_1=((rw*(1.999+5.040*(10^2)*rw+2.505*(10^3)*rw^2+4.504*(10^2)*rw^3+1.001*(10^6)*rw^4))/((1+rw)*(1+1000*rw^2))*10^3;
18
19 p_c0=p0+C_1*S_0^2-p_0-(((S_0*r_w)^2*H)/(2*W^2))*(((S_0*r_w)/W)-3);%Avviks nullpunktstrykk
20 gamma_v=F/sqrt(abs(c2*(S*r_w)+p_c0));%Forsterkning for ccv
21 p_ccv=((1/gamma_v^2)*F^2)*t_Reg;%Trykk over ccv
22
23 u=(p_ccv-p_c0)*t_Reg;%Avvik fra likevektstrykk
24 end
```





**Vedlegg D**

**Forstudierapport**





Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi  
Institutt for produksjons- og kvalitetsteknikk

# Dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer

Ole Martin Totland

04. februar 2014

Forstudierapport

Fakultet for ingeniørvitenskap og teknologi  
Institutt for produksjons- og kvalitetsteknikk

Veileder: Professor Olav Egeland

# Innhold

<b>1</b>	<b>Innledning</b>	<b>2</b>
1.1	Bakgrunn . . . . .	2
1.2	Formål . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Arbeid</b>	<b>3</b>
2.1	Oppgavetekst . . . . .	3
2.2	Mål for prosjektrapport . . . . .	3
2.3	Bibliografi . . . . .	4
<b>3</b>	<b>Prosjektstyring</b>	<b>5</b>
3.1	Metoder . . . . .	5
3.2	Milepæler . . . . .	5
<b>A</b>	<b>Oppgavetekst</b>	<b>6</b>
<b>B</b>	<b>Fremdriftsplan</b>	<b>10</b>

# Kapittel 1

## Innledning

Over levetiden til et oljereservoar vil trykket i reservoaret avta etterhvert som hydrokarboner produseres. Dette kan medføre at det ikke er nok trykk i reservoaret til å transportere brønnstrømmen frem til mottaksterminalen. I slike tilfeller er en mulighet å installere en undervanns kompressor for å øke trykket. Undervanns kompresjon er en teknologi under utvikling. Per dags dato er det ikke installert undervanns kompressorer på oljefelt, men etter planen skal den første undervanns gasskompressoren settes i drift på Åsgard-feltet i 2015.

### 1.1 Bakgrunn

Surge er en aerodynamisk ustabilitet som det er viktig å forhindre at oppstår i en kompressor, da fenomenet kan ha en svært ødeleggende effekt på en kompressor. Dette gjør seg spesielt gjeldende i forbindelse med undervanns kompresjon, pga. kostbar tilkomst ved havari. Surge er forbundet med for lav massestrøm gjennom kompressoren, og kan resulterer i undertrykk i kompressorhuset. Det kan igjen føre til tilbakeslag av massestrøm gjennom kompressoren. Hovedsakelig er det to parametre som er avgjørende for inntredelse av surge; massestrøm gjennom kompressoren og turtallet til kompressoren. Samsvar mellom disse to parametrene er dermed av stor betydning ved drift av en kompressor, og essensielt å inkludere i et kontrollsystem.

### 1.2 Formål

Hensikten med dette prosjektet er å undersøke dynamikk og stabilitet i en undervanns sentrifugalkompressor. Aerodynamiske ustabiliteter skal modelleres og simuleres, og stabiliserende regulering skal prøves ut. I tillegg skal fenomenene undersøkes i forbindelse med våtgass.

## Kapittel 2

# Arbeid

I dette kapittelet vil oppgaveteksten som er gitt for prosjektet bli gjengitt, og målsetningene for prosjektet vil bli definert.

### 2.1 Oppgavetekst

Opgaveteksten som er gitt for dette prosjektet er som følger:

1. Gi en oversikt over undervanns kompresjonsystemer.
2. Presenter dynamiske modeller for surgedynamikk i en sentrifugalkompressor med og uten rotorakslingens dynamikk. Diskuter konsekvenser av våtgass og hvilke konsekvenser dette eventuelt har for kompressorens dynamikk.
3. Validere modellen med enkle simuleringer som viser surgefenomenet.
4. Vis hvordan surge kan unngås ved bruk av resirkulering av massestrøm og hvis det er tid, aktiv styring av rotorakslingen, og demonstrere dette i simuleringer.

Opgaveteksten i sin helhet er vist i vedlegg A.

### 2.2 Mål for prosjektrapport

I dette avsnittet vil målsetningen for sluttrapporten bli presentert.

#### Resultatmål 1

Presentere grunnleggende teori for sentrifugalkompressoren, og hvilke komponenter som inngår i et undervanns kompresjonsystem. I tillegg skal teori om de

to viktigste aerodynamiske ustabilitetene, surge og rotating stall, presenteres.

### **Resultatmål 2**

Presentere en dynamisk surge og rotating stall modell med og uten rotorakslingens dynamikk, for en sentrifugalkompressor. En modell som er gyldig for våtgass skal også presenteres.

### **Resultatmål 3**

Implementere modellene som presenteres i resultatmål 2 i Simulink, der modellenes egenskaper og ytelser prøves ut. Videre skal resultater fra simuleringer og viktige aspekt rundt stabilitet og dynamikk i kompressoren diskuteres.

### **Resultatmål 4**

Presentere stabiliserende regulering ved hjelp av resirkulering av massestrøm, og implementere dette i Simulink. I tillegg skal stabilisering ved hjelp av aktiv styring av rotorakslingen prøves ut.

## **2.3 Bibliografi**

Et utvalg av litteratur som skal brukes i prosjektet er vist under.

1. Greitzer, E.M., *SURGE AND ROTATING STALL IN AXIAL FLOW COMPRESSORS. PART 1: THEORETICAL COMPRESSION SYSTEM MODEL*. A.S.M.E. PAPER 75-GT-9, 1976. 98(2 , PP. 190-8.).
2. Li, Minghong and Zheng, Qun, *Wet compression system stability analysis. Part 1-Wet compression Moore Geritzer Transient Model*, 2004
3. Boyce, M.P., *Centrifugal compressors: a basic guide. 2003*, Tulsa, Okla.: PennWell. XXXVII, 662 s. : ill.
4. Cumpsty, N.A., *Compressor aerodynamics*. 1989, Harlow: Longman Scientific and Technical. 509 s. : ill.
5. Egeland, O. and J.T. Gravdahl, *Modeling and simulation for automatic control*. 2002, Trondheim: Marine Cybernetics. XVI, 639 s. : ill.

## Kapittel 3

# Prosjektstyring

Fra vedlegg B fremgår fremdriftsplanen som er utarbeidet for prosjektet, der arbeidsoppgaver med tidsplan er definert.

### 3.1 Metoder

Som det fremgår fra fremdriftsplanen består prosjektet i hovedsak av presentering av teori, utarbeiding av modeller og simuleringsarbeid. Teoridelen involverer litteraturstudier for å kartlegge tilgjengelig/nødvendig teori, der NTNUs ulike bibliotek tjenester vil benyttes. Modellene som utarbeides vil ta utgangspunkt i formuleringene til Greitzer. Videre vil modellene som implementeres i Simulink basere seg på ”tenkte” tilfeller, der verdier velges for å illustrere fenomener og dynamikk på en best mulig måte.

### 3.2 Milepæler

- 04.02-Levere forstudierapport
- 07.03-Utarbeide modeller for surge og rotating stall
- 14.03-Utarbeide våtgassmodell
- 04.04-Implementere modeller i Simulink
- 23.05-Utarbeide reguleringstruktur for modeller
- 10.06-Levere masteroppgave



Vedlegg A

Oppgavetekst

## MASTEROPPGAVE

Våren 2014

for stud. techn. Ole Martin Totland

### Dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer

I denne oppgaven skal dynamikk og stabilitet for undervanns kompressorer studeres ved modellering, analyse og simulering. Av spesiell interesse er en vurdering av hvilke konsekvenser våtgass har for kompressorens dynamikk og stabilitet.

1. Gi en oversikt over undervanns kompresjonssystemer.
2. Presenter dynamisk modeller for surgedynamikk i en sentrifugalkompressor med og uten rotorakslings dynamikk. Diskuter konsekvenser av våtgass og hvilke konsekvenser dette eventuelt har for kompressorens dynamikk og stabilitet.
3. Valider modellen med enkle simuleringer som viser surgeføenomenet.
4. Vis hvordan surge kan unngås ved bruk av resirkulering av massestrøm og hvis det er tid, aktiv styring av rotorakslingen, og demonstrer dette i simuleringer.

Oppgaveløsningen skal basere seg på eventuelle standarder og praktiske retningslinjer som foreligger og anbefales. Dette skal skje i nært samarbeid med veiledere og fagansvarlig. For øvrig skal det være et aktivt samspill med veiledere.

Innen tre uker etter at oppgaveteksten er utlevert, skal det leveres en forstudierapport som skal inneholde følgende:

- En analyse av oppgavens problemstillinger.
- En beskrivelse av de arbeidsoppgaver som skal gjennomføres for løsning av oppgaven. Denne beskrivelsen skal munne ut i en klar definisjon av arbeidsoppgavenes innhold og omfang.
- En tidsplan for fremdriften av prosjektet. Planen skal utformes som et Gantt-skjema med angivelse av de enkelte arbeidsoppgavenes terminer, samt med angivelse av milepæler i arbeidet.

Forstudierapporten er en del av oppgavebesvarelsen og skal innarbeides i denne. Det samme skal senere fremdrifts- og avviksrappporter. Ved bedømmelsen av arbeidet legges det vekt på at gjennomføringen er godt dokumentert.

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 diskuteres utførlig.

Materiell som er utviklet i forbindelse med oppgaven, så som programvare eller fysisk utstyr er en del av besvarelsen. Dokumentasjon for korrekt bruk av dette skal så langt som mulig også vedlegges besvarelsen.

Eventuelle reiseutgifter, kopierings- og telefonutgifter må bære av studenten selv med mindre andre avtaler foreligger.

Hvis kandidaten under arbeidet med oppgaven støter på vanskeligheter, som ikke var forutsett ved oppgavens utforming og som eventuelt vil kunne kreve endringer i eller utelatelse av enkelte spørsmål fra oppgaven, skal dette straks tas opp med instituttet.

**Opgaveteksten skal vedlegges besvarelsen og plasseres umiddelbart etter tittelsiden.**

Innleveringsfrist: 10. juni 2014.

Besvarelsen skal innleveres i 1 elektronisk eksemplar (pdf-format) og 2 eksemplar (innbundet), ref. rutinebeskrivelse i DAIM. Det vises til <http://www.ntnu.no/ivt/master-siv-ing> for ytterligere informasjon om DAIM, uttak, kontrakt, gjennomføring og innlevering.

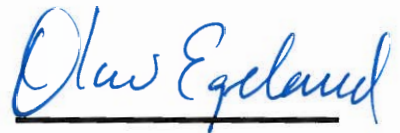
Ansvarlig faglærer / hovedveileder:

Professor Olav Egeland  
E-post: olav.egeland@ntnu.no  
Telefon: 73597112

**INSTITUTT FOR PRODUKSJONS-  
OG KVALITETSTEKNIKK**



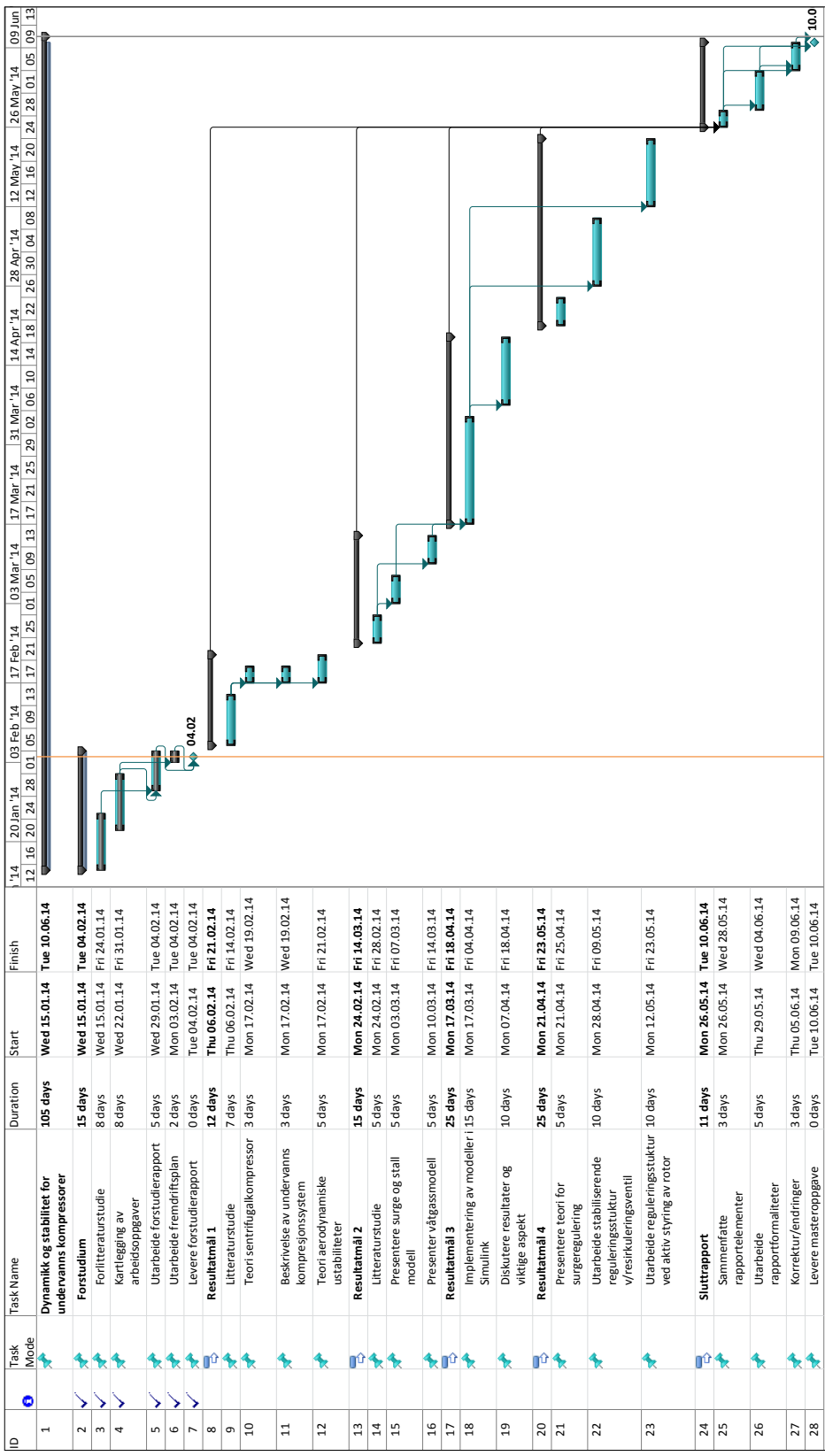
Per Schjøberg  
førstemanuensis/instituttleder



Olav Egeland  
Ansvarlig faglærer

Vedlegg B

**Fremdriftsplan**



ID	Task Name	Start	Finish	Duration
1	Dynamikk og stabilitet for undervannskompressorer	Wed 15.01.14	Tue 10.06.14	105 days
2	Forstudium	Wed 15.01.14	Tue 04.02.14	15 days
3	Forlitteraturstudie	Wed 15.01.14	Fri 24.01.14	8 days
4	Kartlegging av arbeidsoppgaver	Wed 22.01.14	Fri 31.01.14	8 days
5	Utarbeide forstudierapport	Wed 29.01.14	Tue 04.02.14	5 days
6	Utarbeide fremdriftsplan	Mon 03.02.14	Tue 04.02.14	2 days
7	Levere forstudierapport	Tue 04.02.14	Tue 04.02.14	0 days
8	Resultatmål 1	Thu 06.02.14	Fri 21.02.14	12 days
9	Litteraturstudie	Thu 06.02.14	Fri 14.02.14	7 days
10	Teori sentrifugalkompressor	Mon 17.02.14	Wed 19.02.14	3 days
11	Beskrivelse av undervannskompresjonssystem	Mon 17.02.14	Wed 19.02.14	3 days
12	Teori aerodynamiske ustabiliteter	Mon 17.02.14	Fri 21.02.14	5 days
13	Resultatmål 2	Mon 24.02.14	Fri 14.03.14	15 days
14	Litteraturstudie	Mon 24.02.14	Fri 28.02.14	5 days
15	Presentere surge og stallmodell	Mon 03.03.14	Fri 07.03.14	5 days
16	Presentere våtgassmodell	Mon 10.03.14	Fri 14.03.14	5 days
17	Resultatmål 3	Mon 17.03.14	Fri 18.04.14	25 days
18	Implementering av modeller i Simulink	Mon 17.03.14	Fri 04.04.14	15 days
19	Diskutere resultater og viktige aspekt	Mon 07.04.14	Fri 18.04.14	10 days
20	Resultatmål 4	Mon 21.04.14	Fri 23.05.14	25 days
21	Presentere teori for surregulering	Mon 21.04.14	Fri 25.04.14	5 days
22	Utarbeide stabiliserende reguleringsstruktur v/ resirkuleringsventil	Mon 28.04.14	Fri 09.05.14	10 days
23	Utarbeide reguleringsstruktur ved aktiv styring av rotor	Mon 12.05.14	Fri 23.05.14	10 days
24	Sluttrapport	Mon 26.05.14	Tue 10.06.14	11 days
25	Sammenfatte rapportelementer	Mon 26.05.14	Wed 28.05.14	3 days
26	Utarbeide rapportformaliteter	Thu 29.05.14	Wed 04.06.14	5 days
27	Korrektur/endinger	Thu 05.06.14	Mon 09.06.14	3 days
28	Leverer masteroppgave	Tue 10.06.14	Tue 10.06.14	0 days

Project: Gantt2014  
Date: Tue 04.02.14

Task Summary  
Split  
Milestone  
Summary

Project Summary  
External Tasks  
External Milestone  
Inactive Task

Inactive Milestone  
Inactive Summary  
Manual Task  
Duration-only

Manual Summary Rollup  
Manual Summary  
Start-only  
Finish-only

Deadline  
Progress