

Optimal parallellkjøring av eksportkompressorer

Truls Foss

Master i produktutvikling og produksjon
Innlevert: juni 2013
Hovedveileder: Lars Erik Bakken, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2013-38

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Truls Foss

Våren 2013

Optimal parallellkjøring av eksportkompressorer Optimum parallel operation of gas export compressors

Bakgrunn

Både nasjonalt og internasjonalt er det økende fokus på energieffektivitet og miljøutslipp i forbindelse med gass eksportsystemer. Erfaringer fra drift viser at det er sterkt behov for å analysere og forstå de fenomenologiske effekter vedrørende optimale driftsforhold, degradering av utstyr og systemer, samt innvirkningen på energiforbruk og miljøutslipp. Kompressorer og turboekspondere representerer et nøkkelement i dagen prosessindustri. For å redusere driftskostnader og optimere produksjonskapasiteten implementeres ny forbedret kompressor og ekspanderteknologi. Både for operatører og leverandører er det ønskelig å verifisere teknologiens effektivitet og potensial. Verifisering utføres ved hjelp av tester hos leverandør, i anlegget og analyser ved hjelp av ulike programsystemer. Av spesiell interesse er fastleggelse av ytelser og hvordan disse påvirker optimalt driftsmønster for maskiner i parallell drift.

Mål

Ved hjelp av litteratur og anleggsdata er det et mål å etablere modell for to eksportkompressorer i parallell drift, samt validere innvirkningen degradering har på optimalt driftsmønster.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Dokumentere rutiner som ivaretar optimalt driftsmønster til eksportkompressorer i parallell.
2. Etablere modell av to eksportkompressorer i parallell drift. Preferanse er gitt til simuleringssystemet Hysys.
3. Analysere og dokumentere optimalt driftsmønster til kompressorene i oppgave 2. Av spesiell interesse er innvirkningen degradering har på driftsmønstret.

” - ”

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

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

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

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

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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

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

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningsteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 14. januar 2013



Olav Bolland
Instituttleder



Lars E Bakken
Faglig ansvarlig/veileder

Medveiledere;

- Kjell Langeland, Statoil
- Bjørn Olav Okkenhaug, Statoil

Forord

Denne rapporten er sluttresultatet av arbeid med oppgaven ”Optimal parallellkjøring av eksportkompressorer”, og er skrevet av Stud.techn Truls Foss våren 2013. Oppgaven er skrevet ved Institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU og i samarbeid med Statoil, avdeling Kollsnes.

Jeg vil rette en takk til professor Lars Erik Bakken ved instituttet for gode råd og smittende engasjement. Det rettes også en takk til medveilder fra Statoil; Bjørn Olav Okkenhaug. En stor takk for godt samarbeid og en varm velkomst under besøket, som var svært motiverende for arbeidet.

Trondheim 08.06.2013

Truls Foss

Sammendrag

Verdens forbruk av naturgass er stadig økende, og som følge av dette har eksport av gass fra Norge blitt en viktig del av petroleumsindustrien. Statoils anlegg på Kollsnes er sentral i Norges eksport av naturgass og ved anlegget er det installert 6 eksportkompressorer for å tilfredsstille kravet til kapasitet.

Høye krav til energieffektivisering og lav nedetid gjør at det stilles strenge krav til driften av kompressorene. Det er i oppgaven sett på elementer som er viktig for å opprettholde optimal drift av kompressorene og overvåkingsrutiner som sikrer at havari ikke inntreffer. Også effekten av degradering er sett på, da dette vil påvirke ytelsene til maskinene.

Kompressorene ved anlegget er installert i parallell og lastfordelingen er pekt ut som den viktigste driftsstyringen for å oppnå optimal drift av kompressor stasjonen. Prinsippet om lik avstand til kontroll linjen er den mest anbefalte i litteraturen, og er også det prinsippet som benyttes ved Kollsnes.

En modell i HYSYS er laget for å simulere forskjellige situasjoner hvor kompressorene er degradert. Det er av interesse å undersøke hvordan degradering påvirker driftsmønsteret til kompressorene. I den forbindelse er det også laget degraderte kompressorkurver ved hjelp av tilgjengelig modell som benyttes i simuleringene.

HYSYS modellen er verifisert mot tilgjengelig data, og viser god nøyaktig sammenlignet med disse. Det konkluderes derfor med at riktig tilstandsligning er benyttet i modellen.

Simuleringer som undersøker optimal lastfordeling når kompressorene er degradert viser at når kompressorene degraderes likt vil optimal lastfordeling ikke endres. Når en kompressor opplever mer degradering enn den andre vil optimal fordeling være at kompressor med best ytelse tar en større andel av lasten. Det vil likevel ikke være store besparelsers i energiforbruket ved å optimalisere lastfordelingen. Men ved optimal lastfordeling vil anlegget ha en høyere fleksibilitet.

Det er undersøkt hvordan maksimal kapasitet endres som følge av degradering i kompressorene. I enkelte perioder vil maksimal kapasitet være avgjørende for å kunne levere tilstrekkelige mengde gass.

Maksimal kapasitet reduseres kraftig når kompressorene degraderes; som følge av lavere virkningsgrad og begrenset effekt fra motorene. Hvis kompressorene degraderes likt vil lik last andel fortsatt sikre maksimal kapasitet, selv om denne vil være lavere enn ved referanse ytelser. Men hvis bare en kompressor degraderes vil det være mulig å halvere tapet i kapasitet ved å optimalisere lastfordelingen. Dette oppnås når lastfordelingen er slik at begge kompressorene drives med maksimal effekt selv om virkningsgraden og volumstrømmen er forskjellig.

Abstract

The world's consumption of natural gas is increasing, and as a result gas export from Norway has become an important part of the petroleum industry. Statoil's plant at Kollsnes is central in Norway's export of natural gas, and to satisfy the demand for capacity it has installed six export compressors.

It is a strict demand on the compressor operation due to high standards for energy efficiency and availability. In this thesis its documented key elements for optimum operation and monitoring of compressors in parallel operation. Also effects of compressor degrading are investigated and how this affects the operation.

For compressors installed in parallel load sharing is identified as the key operation control to achieve optimum operation. The load sharing principle of equal distance to the control line is found to be the most recommended in available literature, and is also the principle used at Kollsnes.

A model in HYSYS is designed to simulate various situations where compressors are degraded. It is of interest to examine how degradation affects optimum operation. And to do this degraded compressor curves are modelled and used in the simulations.

The HYSYS model is verified using available data and shows good accuracy compared with these. It is therefore concluded that the right equation of state is used in the model.

Simulations investigating the optimal load sharing where the compressors are degraded shows that when the compressors are degraded at the same rate the optimum load share does not change. When the compressors are degraded at different rate optimum load sharing is shifted towards that a larger part of the flow should be routed to the compressor with the highest performance. But doing this will not save large amounts of energy compared with the increase due to lower efficiency. It will however help to maintain some of the flexibility in the plant.

An investigation of how the maximum capacity is affected due to compressor degradation is performed. This is done because of certain periods where the compressors are operated at maximum capacity due to high demands for natural gas.

The maximum capacity is dramatically reduced due to compressor degrading; this is a result of lower efficiency and limited power. When the compressors are degraded at the same rate, equal load share is still the best load distribution. But if the degradation rate is different equal load share will not secure maximum capacity. By optimizing the load sharing about half the loss in capacity can be offset. This is achieved when both the compressor operated at maximum power even though the efficiency and flow rates differ.

Innholdsfortegnelse

Forord.....	i
Sammendrag	iii
Abstract	v
Innholdsfortegnelse	vii
Figurliste	ix
Tabelliste.....	xi
Nomenklatur	xiii
1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn.....	1
1.2 Avgrensning av oppgaven.....	2
1.3 Om rapporten	2
2 Grunnleggende teori.....	3
2.1 Tilstandsligning.....	3
2.2 Kompresjons prosess	4
2.2.1 Polytropisk analyse	5
2.2.2 Schultz’s metode.....	5
2.3 Effektberegninger	6
2.4 Kompresorkarakteristikk	7
2.5 Affinitetslovene.....	9
3 Prosessanlegg.....	11
3.1 Generell beskrivelse av prosessanlegg.....	11
3.2 Eksportkompressorene	14
4 Degradering.....	17
4.1 Generell degradering.....	17
4.2 Aktuell degradering	18
5 Drift av eksportkompressorer	23
5.1 Driftspunkt	23
5.2 Uønskede driftsområder	25
5.3 Styringsmuligheter	27
5.3.1 Lastfordeling	27
5.3.2 Start/stopp	29
5.3.3 Crossover	30
5.3.4 Vekslede utløpsmanifold	31
5.4 Optimalt driftsområde	31
5.5 Oppsummering.....	33
6 Test og vedlikehold.....	35
6.1 Ytelsestest	36
6.1.1 Head rise to surge.....	37
6.2 Overvåking og tilstandsbasert vedlikehold.....	38
6.2.1 Datainnsamling	39
6.2.2 Data prosessering	39
6.2.3 Vedlikeholds beslutninger	40
6.2.4 Vellykkede implementeringer av CBM.....	40
7 Modell kompressorer i parallell	43
7.1 Driftsforhold	43
7.2 Valg av tilstandsligning	44

7.3	Kompressorkurver i modellen.....	46
7.4	HYSYS modell	50
8	Simulering.....	53
8.1	Validering av modell.....	53
8.1.1	Del konklusjon	55
8.2	Driftspunkt kompressorkurver	56
8.2.1	Del konklusjon	57
8.3	Effekt måleparametere	58
8.3.1	Del konklusjon	60
8.4	Lastfordeling	60
8.4.1	Design driftsforhold	61
8.4.2	Lavere last	64
8.4.3	Del konklusjon	65
8.5	Maksimal kapasitet	65
8.5.1	Del konklusjon	68
8.6	Sensitivitetsendringer ved degradering	68
8.6.1	Del konklusjon	70
9	Diskusjon	71
10	Forslag til videre arbeid	73
11	Referanser	75
1	Vedlegg	i
1.1	Kompressorkurver referanse ytelse.....	i
1.2	Kompressorkurver 5% degradering	ii
1.3	Kompressorkurver 10% degradering	iii
1.4	Kompressorkurver 15% degradering	iv
1.5	Resultater simulering kap. 8.4.2	v
1.6	Resultater simulering kap. 8.4.2	vi

Figurliste

Figur 1: Isentropisk og polytropisk kompresjon i entalpi-entropi diagram	4
Figur 2: Kompressor karakteristikk	7
Figur 3: Kurver polytropisk virkningsgrad.....	8
Figur 4: Oversiktsbilde prosessanlegg.....	13
Figur 5: Eksportkompressor, bilde hentet fra [9]	14
Figur 6: Begroing på kompressor overflater	20
Figur 7: Begroing tettinger og strømkanaler	21
Figur 8: Begroing stasjonære strømkanaler.....	21
Figur 9: Surge i løftehøyde-volumstrøm diagram	26
Figur 10: Illustrasjon lastfordeling; lik avstand fra surgelinje	29
Figur 11: Optimalt driftsområde i løftehøyde-volumstrøm diagram	32
Figur 12: Optimalt driftsområde virkningsgrad-volumstrøm diagram	33
Figur 13: Testprosedyre ytelsestest, hentet fra [8].....	36
Figur 14: Testprosedyre "head rise to surge", hentet fra [8].....	37
Figur 15: Degraderte løftehøydekurver, turtall 6237 rpm	48
Figur 16: Degraderte virkningsgradskurver, turtall 6237 rpm	49
Figur 17: HYSYS modell, parallell oppsett kompressorer	51
Figur 18: Kompressorkurver for løftehøyde med driftspunkt.....	56
Figur 19: Kompressorkurver virkningsgrad med driftspunkt.....	57
Figur 20: Sensitivitet parametere	59
Figur 21: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, ingen kompressorer er degradert.....	61
Figur 22: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, en kompressor er degradert med 5% tap av beste virkningsgrad.....	62
Figur 23: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, en kompressor er degradert med 10% tap av beste virkningsgrad	63
Figur 24: Simulering maksimal kapasitet, en kompressor degraderes. Merk: Prosentvis endring i kapasitet er plottet mot sekundæraksen.....	67
Figur 25: Sensitivitet effektbehov for parameter, ingen degradering	69
Figur 26: Sensitivitet effektbehov for parameter, 5 % degradering beste virkningsgrad	70

Tabelliste

Tabell 1: Ytelsesparametere som overvåkes, [23].....	41
Tabell 2: Plott for overvåking, [23]	41
Tabell 3: Gasskomposisjon fra [14].....	44
Tabell 4: Kriterier for drift fra [14]	44
Tabell 5: Forslag til tilstandsligning etter anvendelse, fra [6].....	45
Tabell 6: Driftsforhold fra datablad [14]	54
Tabell 7: Simulering mot referanse ved drift i design.....	54
Tabell 8: Simulering mot referanse ved drift med høyere innløpstrykk.	54
Tabell 9: Simulering mot referanse ved drift med lavere innløpstrykk.....	55
Tabell 10: Sensitivitet ved degradering måleparametre	59
Tabell 11: Kontrollinje for gitt løftehøyde og degradering.....	61
Tabell 12: Oppsummering simuleringer for lastfordeling	63
Tabell 13: Oppsummering lastfordeling, redusert gassmengde.	64
Tabell 14: Tap av maksimal kapasitet som følge av degradering	66
Tabell 15: Beste lastfordeling ved degradering av kompressor 1.....	67

Nomenklatur

Symbol	Navn	Enhet
f	Korreksjonsfaktor	-
h	Entalpi	J/kg
H	Løftehøyde	J/kg
H_p	Polytropisk løftehøyde	J/kg
k_s	Sand ekvivalent ruhet	-
m	Masse	kg
MW	Molvekt	kg/kmol
n	Omdreiningshastighet	rpm
p	Trykk	N/m ²
P	Effekt	W
Q	Volumstrøm	m ³ /s
R_a	Teknisk ruhet	μm
Re	Reynoldstall	-
R	Gasskonstant	J/(kg K)
R_0	Universell gasskonstant	J/(mol K)
T	Temperatur	K
U	Hastighet	m/s
v	Spesifikt volum	m ³ /kg
Z	Kompressibilitetsfaktor	-
η_p	Polytropisk virkningsgrad	-
η_s	Isentropisk virkningsgrad	-
η_m	Mekanisk virkningsgrad	-
κ	Isentropisk eksponent	-
ν	Kinematisk viskositet	10 ⁻⁶ m ² /s
ρ	Tetthet	kg/m ³
μ	Løftehøyde koeffisient	-
ϕ	Volumstrøm koeffisient	-

Forkortelser	Betydning
BWRS	Bebdict-Webb-Rubin-Starling
CBM	Cindition Based Maintancance (Tilstandsbasert vedlikehold)
CCC	Compressor Controles Corporation
DPC	Duggpunkts Kontroll
FPSO	Floating Produusction Storage and Offloading vessel
GEREG	European Gas Research Group
HYSYS	Simuleringsprogram fra "aspentech"
JT	Joule-Thomson
LKP	Lee-Kesler-Robinson
NGL	Natural Gas Liquid
rpm	Omdreinger per minutt
SRK	Soave-Redlich-Kwon

Uttrykk	Forklaring
Chocke	Maksimal volumstrøm i kompressor
Crossover	Strupeventil mellom utløpsmanifold som gjør det mulig å sende gass mellom disse
Overload	Driftssituasjon hvor kompressor drives med høy volumstrøm og lav virkningsgrad
Surge	Ustabile strømforhold i kompressor eller pumpe

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Verdens energibehov er stadig økende og fossilt brennstoff er fortsatt den viktigste energiressursen. Med dagens fokus på å redusere utslipp som følger forbrenning av fossilt brennstoff har naturgass seilt opp som et ettertraktet alternativ til olje og kull. Dette er fordi naturgass gir en langt renere forbrenning enn andre fossile brennstoff som følge av at hydrogen/karbon forholdet er langt større. Metan (CH₄) er hovedkomponenten i naturgass og resulterer i at utslipp av forbrenning inneholder en lavere andel CO₂ sammenlignet med konvensjonelle fossile brennstoff.

Norges reserver av naturgass har de siste årene blitt betydelig større som følge av at nye felt stadig oppdages. Utvinning av disse ressursene er blitt en viktig del av petroleumsindustrien. Naturgassutvinning står for 20 % av den totale petroleumsproduksjonen [22], og denne andelen er forventet å øke. Mye av gassen som utvinnes vil prosesseres og eksporteres for salg til andre land. Dette er hovedsakelig til Europa hvor naturgass dekker ca. 20 % av det totale energibehovet [22].

Eksport av naturgass skjer gjennom rørledninger på havbunnen og i denne prosessen er eksportkompressorer et nøkkelement. Det er disse kompressorene som øker trykket i gassen tilstrekkelig til at den kan eksporteres store avstander gjennom rørledninger.

Statoils anlegg på Kollsnes utenfor Bergen spiller en sentral rolle i Norges eksport av naturgass med ca. 40% av den totale eksportmengden. Anlegget har en maksimal kapasitet på 143 MScm³ per dag, og det vil daglig utgjøre verdier på flere hundre millioner kroner.

For å sikre leveringskapasiteten er det installert 6 eksportkompressorer ved Kollsnes som drives av elektromotorer som kan levere opp til 40MW. Optimal drift av disse er viktig både for å sikre anleggets leveringsevne og holde driftskostnadene så lav som mulig.

Kompressorer vil degraderes under drift og dette resulterer i en forringelse av ytelsen. Det er derfor ønsket å undersøke hvordan degradering påvirker driftsmønsteret til kompressorer i parallell. Og om dette igjen påvirker optimal driftsstyring av anlegget.

For å undersøke effekten av degradering er det etablert en modell i HYSYS som benyttes for å simulere forskjellige driftssituasjoner hvor kompressorene er degradert.

1.2 Avgrensning av oppgaven

Prosessanlegget ved Kollsnes er svært omfattende med mange prosesser og maskiner som i varierende grad påvirker hverandre. I oppgaven vil det fokuseres på eksportkompressorene og de direkte støttesystemene isolert.

For å modellere degradering vil det tas utgangspunkt i tilgjengelige modeller. Men det vil tas antagelser som følge av mangel på nødvendig data, spesielt angående graden av degradering.

Det er valgt å fokusere på degradering i form av avleiring. Dette er for å begrense mengden kompressorkurver som modelleres og for å forenkle oppsettet av HYSYS-modell.

Modellen er satt opp med to kompressorer i parallell, ikke 6 som er installert ved anlegget. Det vil være tilstrekkelig med to kompressorer for å undersøke drift av kompressorer i parallell. Og ved å bruke bare to vil simuleringsarbeid bli mindre uten at det påvirker hvilke driftssituasjoner som kan simuleres.

HYSYS-modellen er verifisert mot tilgjengelig data. Dette vil hovedsakelig være data som er gitt fra leverandør av kompressorene. Det er disse dataene som er tilgjengelig hvor kompressorytelsen er testet og verifisert med høy nøyaktighet.

1.3 Om rapporten

Først i rapporten blir termodynamiske grunnlag presentert. Dette danner grunnlaget for ytelses og effektberegninger for kompressorer. Prosessanlegget og de aktuelle kompressorene blir også presentert i starten av oppgaven.

Teori knyttet til degradering og optimal drift av kompressorer i parallell blir gjennomgått i kapittel 4, 5 og 6, før modellen som er laget i HYSYS blir presentert.

I kapittel 8 presenteres resultatene av simuleringene som er foretatt. Disse er knyttet til endringer av driftsmønster som følge av degradering i kompressorene. Også simuleringer knyttet til overvåkingsparameter er inkludert.

Til slutt diskuteres det som er presentert og funnene fra simuleringene. Forslag til videre arbeid blir også lagt frem.

2 Grunnleggende teori

Det vil i dette kapitlet bli gjennomgått teori som ligger til grunn for å beregne ytelsen og effektforbruket til en kompressor. Det er disse termodynamiske prinsippene som benyttes for beregningene og det er viktig for forståelsen selv når simuleringsprogrammer brukes. Til slutt vil det også forklare ytelseskaraktistikkene som vanligvis brukes for å beskrive ytelsen til kompressorer. Teori til denne delen er hovedsakelig hentet fra forprosjektet [1], og supplert med [2] og [3].

2.1 Tilstandsligning

Tilstandsligningen beskriver tilstanden til et gitt stoff ut fra fysiske forhold i en matematisk sammenheng. Det finnes flere forskjellige tilstandsligninger som alle passer til forskjellige formål og situasjoner, men det vil her tas utgangspunkt i den ideelle gassloven.

Problemet med den ideelle gassloven er at gasser som normalt benyttes ikke kan modelleres som ideelle gasser, det kan gjøres unntak ved lave trykk. Når den ideelle gassloven benyttes blir det antatt at indre energi bare er avhengig av temperatur.

Men når vi skal se på kompresjonsprosesser vil trykket ikke være lavt nok til å benytte denne sammenhengen. Det må da innføres en kompressibilitetsfaktor Z , som gir tilstandsligningen i (2.1)

$$pv = ZRT \quad (2.1)$$

I ligningen er R den spesielle gasskonstanten for gassen som er gitt av den ideelle gasskonstanten R_0 og molvekten MW til gassen. Sammenhengen for R er gitt i (2.2).

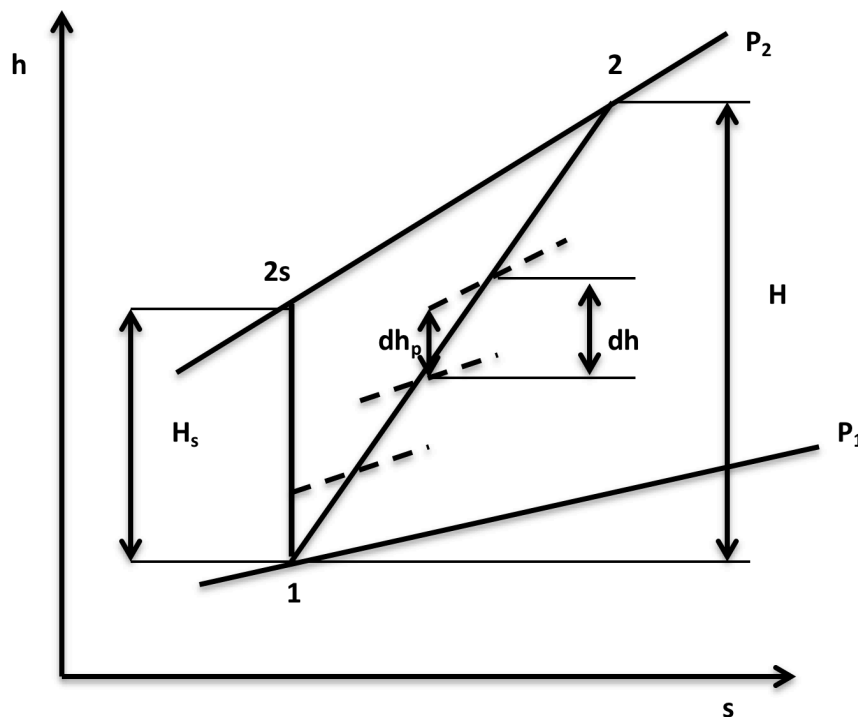
$$R = \frac{R_0}{MW} \quad (2.2)$$

Som nevnt er tilstandsligninger modeller av virkeligheten og alle har spesielle situasjoner hvor de gir god nøyaktighet og andre hvor de ikke er like nøyaktig. Hvilken tilstandsligning som er best for en gitt situasjon avgjøres av prosess-type, stoffsammensetning, trykk- og temperatur-område.

2.2 Kompresjons prosess

I dette delkapittelet blir det gitt en introduksjon til kompresjonsprosesser og hvordan viktige parametere kan kalkuleres.

I hovedsak er det to måter å modellere en kompresjonsprosess på, og det er isentropisk- og polytropisk- analyse. I tillegg vil et tredje alternativ vises, Schultz metode, som er en modifisert polytropisk analyse for sentrifugale kompressorer. For en isentropisk analyse antas det at det ikke er noen endring i entropi over prosessen. Det vil si at prosessen er ideell og det altså ikke forekommer noen tap i prosessen. Dette vil ikke være tilfelle for reelle prosesser og feilen som fremkommer ved en isentropisk analyse bli større når trykkøkningen blir større.



Figur 1: Isentropisk og polytropisk kompresjon i entalpi-entropi diagram

I figur 1 er en isentropisk og en polytropisk prosess vist skjematisert i et entalpi/entropi – diagram. Det kan sees at for en polytropisk prosess 1-2 vil det kreves en større økning i entalpi enn for den isentropiske prosessen 1-2s. Nærmere formler for isentropisk analyse vil ikke bli forklart her, da disse ble gjennomgått i forprosjekt [1], og ikke brukes for reelle kompresjonsprosesser.

I en polytropisk analyse vil prosesslinjen deles inn i uendelig mange små steg dh_p som så summeres for å få et resultat som ligger nærmere den reelle prosessen. Denne fremgangsmåten er illustrert i figur 1 og viser at flere steg vil gi høyere nøyaktighet.

2.2.1 Polytropisk analyse

Analysen går ut på å gjennomføre mange små isentropiske steg langs den egentlige prosesslinjen. Det blir dermed tatt med at isobarene divergerer ved økt temperatur.

For en polytropisk analyse blir det definert to eksponenter, n_T og n_v . Dette er henholdsvis polytropisk temperatureksponent og volumeksponent.

Med de polytropiske eksponentene kan utløpstemperatur og løftehøyde for kompresjonsprosessen beregnes v.h.a ligning 2.3 og 2.4.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_T-1}{n_T}} \quad (2.3)$$

$$H_p = \frac{n_v}{n_v - 1} Z_1 R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_v-1}{n_v}} - 1 \right] \quad (2.4)$$

Når den polytropiske løftehøyden er bestemt, vil en polytropisk virkningsgrad kunne beregnes som et forhold mellom polytropisk løftehøyde og faktisk løftehøyde.

$$\eta_p = \frac{H_p}{H} \quad (2.5)$$

2.2.2 Schultz's metode

John M. Schultz gjorde i 1962 en ny modell tilgjengelig for å gjennomføre polytropisk analyse ved kompresjon av gass. To nye kompressibilitetsfunksjoner blir introdusert i den nye modellen som sørger for bedre resultater for reelle kompresjoner. I simuleringsprogrammet HYSYS, som er brukt for simulering senere i oppgaven, er det denne metoden som brukes.

Schultz metode tar med i beregningene endringer i volumeksponenten langs kompresjonslinjen. Denne eksponenten var tidligere antatt å være konstant. Schultz innførte to nye kompressibilitetsfunksjoner og en korreksjonsfaktor for å oppnå et mere nøyaktig resultat for kompresjonsprosesser.

I den nye modellen er polytropisk volumeksponent gitt i lig.(2.6).

$$n_v = \frac{1 + X}{Y \left[\frac{1}{\kappa} \left(\frac{1}{\eta_p} - X \right) - \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) \right]} \quad (2.6)$$

De nye kompressibilitetsfunksjonene X og Y er definert i ligning 2.7 og 2.8.

$$X = \frac{T}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - 1 \quad (2.7)$$

$$Y = -\frac{p}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_T \quad (2.8)$$

Korreksjonsfaktoren, ”head factor”, er definert både for isentropisk og polytropisk analyse. Den er det samme i begge tilfellene og er vist i ligning 2.9.

$$f = f_s = \frac{h_{2s} - h_1}{\frac{\kappa_v}{\kappa_v - 1} [p_2 v_2 - p_1 v_1]} \quad (2.9)$$

Med de korrigererte verdiene i Schultz’s metode kan løftehøyde for kompresjon av tørrgass bergenes v.h.a. ligning 2.10.

$$H_p = f \frac{n_v}{n_v - 1} Z_1 R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_v - 1}{n_v}} - 1 \right] \quad (2.10)$$

Det bør merkes at denne metoden bare er utviklet for kompresjon og ikke kan overføres direkte til ekspansjonsprosesser, og at det er sentrifugale kompressorer som danner grunnlaget for modellen.

2.3 Effektberegninger

Når løftehøyden og virkningsgraden for prosessen er funnet kan energi kravet ved hjelp av virkningsgrader og massestrøm. Effektbehovet for en kompresjonsprosess:

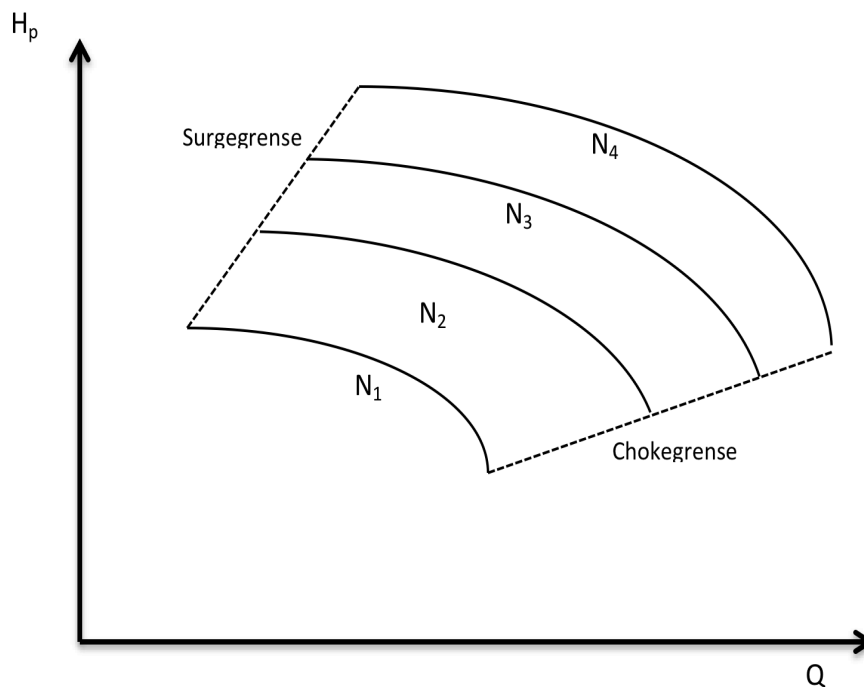
$$P = \frac{\dot{m} H_p}{\eta_m \eta_p} \quad (2.11)$$

Her er η_m mekanisk virkningsgrad og er tap i maskinen som ikke er med i den polytropiske analysen. Dette kan for eksempel være friksjonstap i opplagringen av drivakselen eller tap mellom motor og kompressor.

2.4 Kompressorkarakteristikk

For å beskrive ytelsen til kompressorer brukes som oftest grafer som kalles kompressorkarakteristikk eller bare kompressorkurver. Dette er kurver for løftehøyde og virkningsgrad som er gitt i forhold til volumstrøm. Slike kurver vil beskrive hele operasjonsområdet for den gitte kompressoren og vil spesifisere ytelsen den vil ha i hvert driftspunkt. Dette er svært nyttig informasjon for å drive kompressorene på en fornuftig måte og både surgelinje, gjerne også en kontroll-linje og chocke grense (stonewall) er gitt for å beskrive området hvor kompressoren kan operere sikkert.

Kompressorkurvene vil som oftest bli gitt fra leverandøren som har gjennomført grundig testing for å få nøyaktige kurver. Dette er som nevnt viktig for at kjøper skal oppnå optimal drift av kompressorene. Kurvene gir grunnlag for å etablere modeller for hvordan kompressoren yter i forskjellige situasjoner. Ofte er kompressorkarakteristikken lagt inn i et simuleringsprogram som brukes som styringsverktøy for kompressoren. Dette vil forklares nærmere senere i oppgaven.



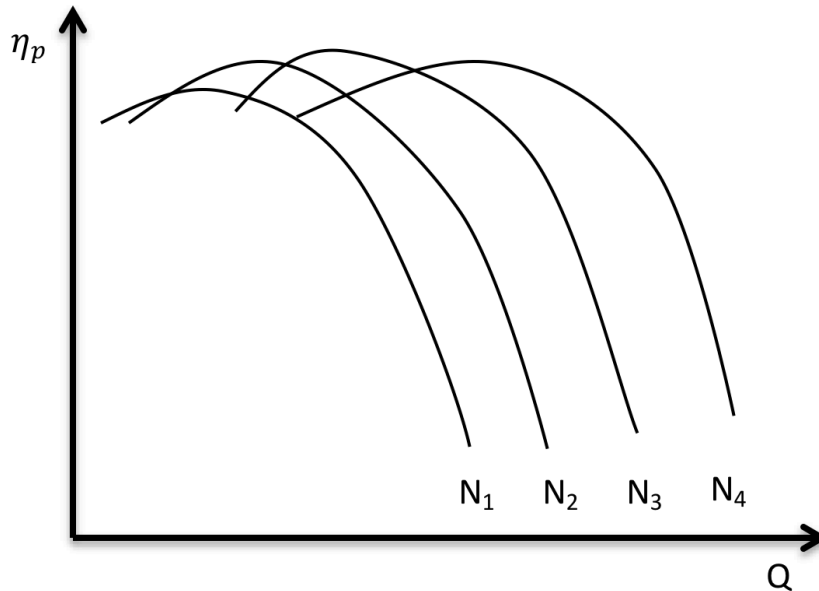
Figur 2: Kompressor karakteristikk

Figur 2 viser skjematisk hvordan typiske kompressorkurver ser ut. De forskjellige turtallene N_1 - N_4 gir turtall som kompressoren er designet for. Hvis man da vet volumstrømmen som skal behandles kan man finne det driftspunktet som vil brukes og hvilken løftehøyde som blir tilført gassen. Dermed kan også utløpstrykk beregnes og i noen tilfeller er det utløpstrykk som brukes i stedet for løftehøyde i karakteretikkene.

Surge-grensen angir maksimal løftehøyde for hvert turtall og chokegrensen angir maksimal volumstrøm. Det vil ikke være mulig å drive kompressoren utenfor områdene som er avgrenset av disse kurvene. I tillegg vil det som oftest være en

kontroll-linje litt til høyre for surge-grensen hvor driftspunkt til venstre for denne vil unngås ved å resirkulere deler av gasstrømmen.

Som nevnt vil det være et tilhørende sett med virkningsgradskurver som danner grunnlaget for kompressorkarakteristikken. Dette vil da gi mulighet for å vite utløpstrykk og faktisk løftehøyde/effekt for alle driftspunkt. Kompressorkurver for polytropisk virkningsgrad ved forskjellige turtall er vist skjematisk i figur 3.



Figur 3: Kurver polytropisk virkningsgrad

Senere i oppgaven vil karakteristikkene som dette benyttes i simuleringsprogrammet HYSYS for å undersøke energiforbruk og ytelse i forskjellige driftssituasjoner.

2.5 Affinitetslovene

Kompressorkarakteristikken er som oftest gitt som et sett kurver for løftehøyde og virkningsgrad mot volumstrøm. Det er valgt ut et gitt antall turtall som inkluderer høyeste og laveste, men ikke alle som ligger mellom disse to. For punkt som ikke ligger på disse kurvene kan affinitetslovene brukes for å bestemme turtall, løftehøyde og volumstrøm.

Ved hjelp av ligning 2.12 og 2.13 kan kompressorkarakteristikken ved et turtall bestemmes ved hjelp av et annet turtall der karakteristikken er kjent. Lovene forutsetter konstant virkningsgrad for å gi korrekte sammenhenger.

$$Q_1 = Q^* \frac{n_1}{n^*} \quad (2.12)$$

$$H_{p1} = H_p^* \left(\frac{n_1}{n^*}\right)^2 \quad (2.13)$$

Her er kurven som er kjent merket *, mens kurven som beregnes ved hjelp av lovene er merket 1.

Også volumstrøm eller løftehøyde kan beregnes ved hjelp av affinitetslovene hvis de to turtallene er kjent.

3 Prosessanlegg

Det vil i dette delkapittelet beskrives prosessanlegget som danner grunnlaget for oppgaven, og av spesiell interesse er eksportkompressorene. Det er også viktig å se på de delene som virker inn på driftspunktet til kompressorene. Det vil derfor først bli gitt en generell beskrivelse av anlegget som prosesserer naturgassen før eksportkompressorene og deres støttesystemer blir nærmere beskrevet.

Informasjonen som er brukt i denne delen er hentet fra datablader og innledende prosjektoppgave [1]. Det henvises også til prosjektoppgave for ytterligere beskrivelser.

3.1 Generell beskrivelse av prosessanlegg

Anleggets hovedformål er å produsere naturgass til fastsatt spesifisering og rett trykk for eksport gjennom rørledninger. Første del av prosessen for å produsere salgsgass skjer i system for gassbehandling som tørker gassen. Hovedformålet her er å fjerne vannholdig MEG og tyngre komponenter i form av kondensat. Gassbehandlingsdelen består av tre identiske duggpunktskontrolltog, heretter kalt DPC-tog og et Natural Gas-liquid- tog, heretter kalt NGL-tog. Hovedformålet med de to prosesseringstogene er litt forskjellig og vil forklares nærmere.

DPC-togene har som hovedformål å tørke gassen til ønskede spesifiseringer for salg av tørrgass. Biprodukt i form av kondensat blir produsert og sendes for videre prosessering og salg. Togene består av følgende hovedkomponenter:

1. Innløpsseparator: Skiller ut vannholdig MEG
2. Gass/gass varmeveksler: Kjøler ned gass som skal til ekspander, og varmer opp gass som skal til rekompresor
3. Turboekspander sugebeholder: Skiller ut kondensat og vannholdig MEG
4. Turbo-ekspander
5. Duggpunkts separator
6. Joule-Thompson-ventil

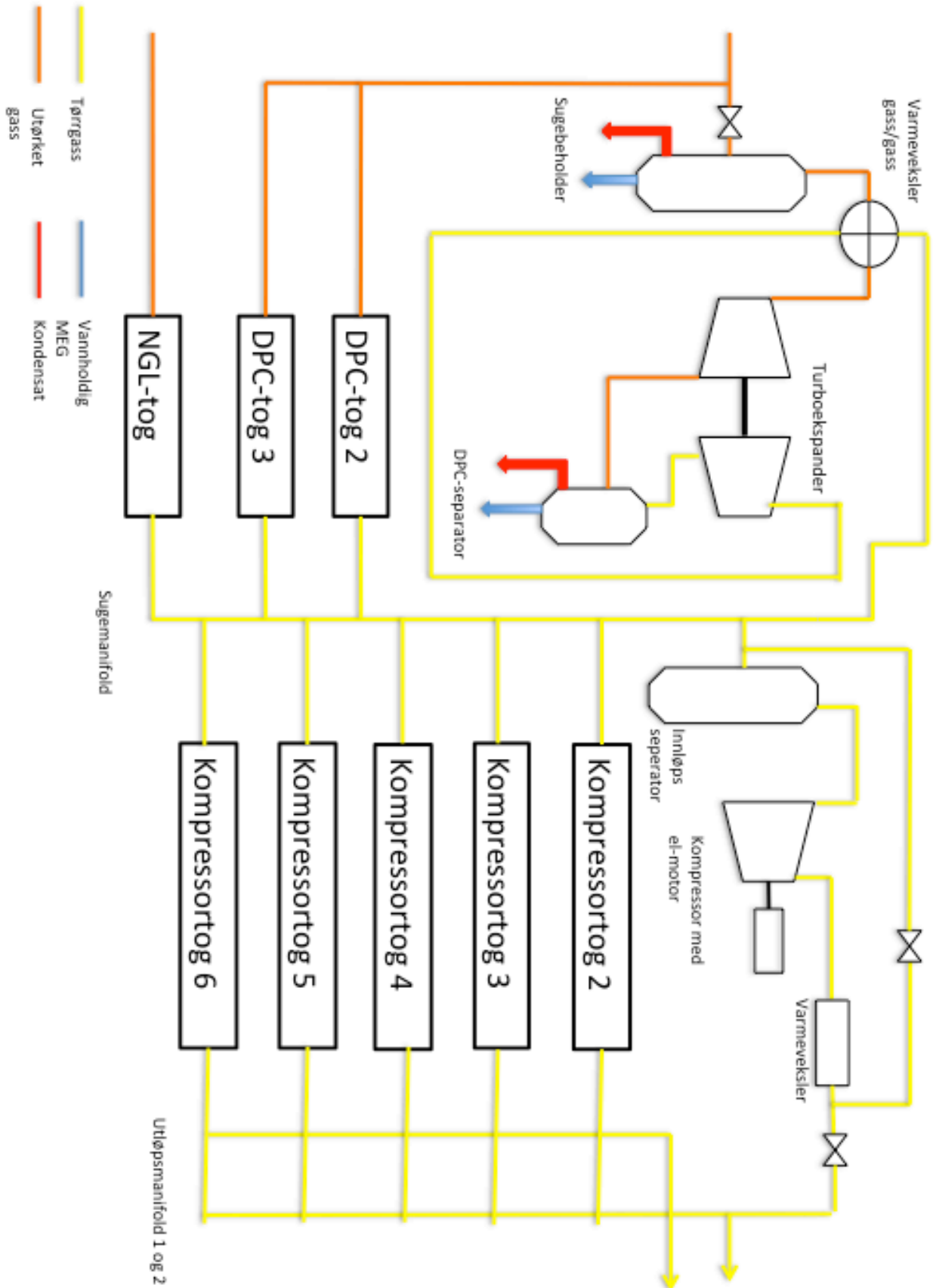
Korte forklaringer på prosesskomponentene 1-3 er gitt i listen. Etter sugebeholderen, 3, vil gassen entre turbo-ekspanderen. Denne består av en ekspander og en rekompresor koplet på samme aksling. I ekspanderdelen ekspanderes gassen til spesifisert duggpunkt for å oppnå ønsket kondensering. Kondensatet skilles ut i duggpunktseparatoren før tørrgass sendes gjennom varmeveksler og entrer turboekspanderen i rekompresor delen. Her brukes kraften som produseres i ekspanderdelen til å øke trykket i gassen før den sendes til eksportkompressortogene. Som "backup" er det installert en Joule-Thompson-ventil, heretter kalt JT-ventil, som kan brukes når turbo-ekspander er ute av drift. Denne prosesseringsmetoden for å nå ønsket duggpunkt er langt fra like bra som ved bruk av turbo-ekspander. Den krever et høyere trykkfall for å oppnå duggpunkt og det hentes ikke ut noe kraft fra

prosessen. Kapasiteten for hvert av de tre DPC-togene er 40 millioner Sm³/d med turboekspanderdrift, mens den er 33 millioner Sm³/d ved JT-drift.

I NGL-toget er hovedfokuset å produsere NGL for videre salg. Så lenge minst et DPC-tog er i drift vil NGL-toget ha høyere prioritet enn de to andre DPC-togene på grunn av høyere gjenvinningsrate. Men det må være minst ett DPC-tog i drift for å oppnå rett salgsspesifikasjon. I denne oppgaven vil ikke NGL-togene sees nærmere på da det er eksportkompressorene som har hovedfokus.

Etter at gassen er ferdig tørket i DPC-togene entrer den sugemanifoldet til eksportkompressorene. Det er installert seks eksportkompressorer som sørger for tilstrekkelig kapasitet, som er opp til 143 MSm³/d tørrgass. Kompressorene blir beskrevet i større detalj senere. Men fem av kompressorene er av samme type med maks effekt på 38 MW, mens den siste som er installert noe senere har maks effekt på 40 MW. Alle drives av individuelle elektromotorer. Etter ønsket trykk er oppnådd leveres gassen til ett av to utløpsmanifoldmanifold, som begge har mulighet til å motta gass fra alle kompressorene.

Figur 4 viser en oversikt over prosessanlegget og de forskjellige komponentene.

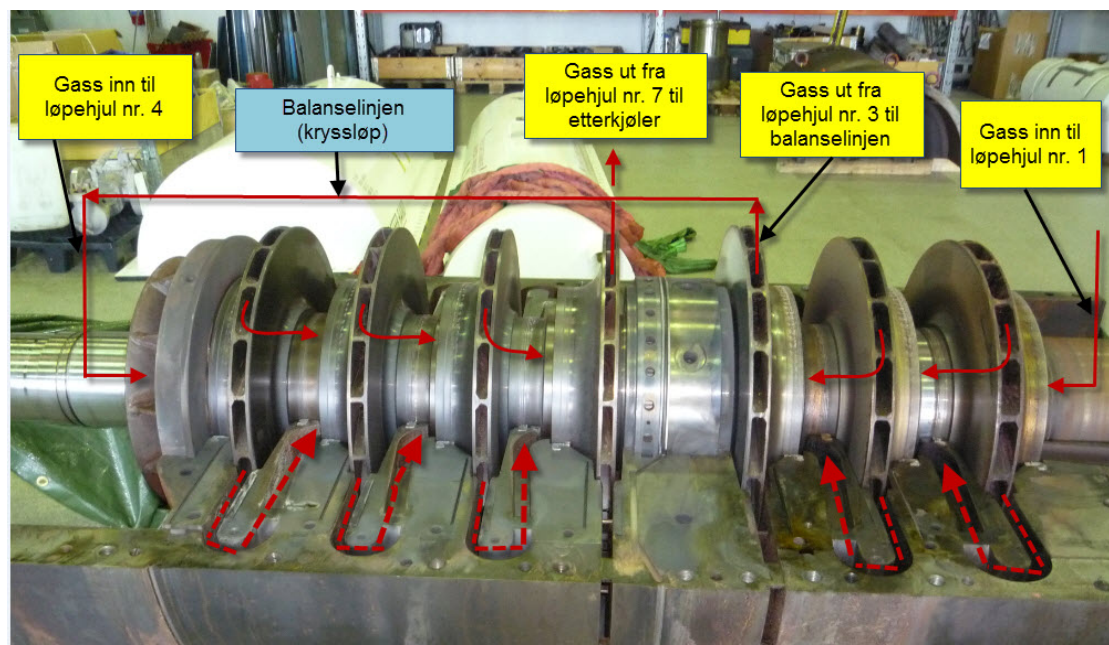


Figur 4: Oversiktsbilde prosessanlegg

3.2 Eksportkompressorene

I anlegget er det installert 6 kompressorer for å sørge for riktig trykk i eksportgassen og tilstrekkelig kapasitet. Kompressorene er 1. trinns sentrifugalkompressorer med 7 løpehjul. De mottar tørrgass ved ca. 75bar og kan komprimere den opp mot 208 bar. Kompressorene mottar gass fra et felles sugemanifold og leverer gassen til et av to utløpsmanifold. Alle kompressorene er koblet til begge utløpsmanifoldene men kan ikke levere gass til begge samtidig.

Kompressorene er bygget opp som "back to back" kompressorer. Det vil si at 3 løpehjul er montert på friende av kompressoren, mens de resterende fire er montert på drivende. Gassen entreer frienden før den ledes til drivenden og passerer de siste 4 stegene, men da i motsatt retning. Denne konfigurasjonen av løpehjulene balanserer de aksielle kreftene ved at de to siden motvirker hverandre. Figur 5 viser kompressoren og løpehjuloppsettet.



Figur 5: Eksportkompressor, bilde hentet fra [9]

Det er installert et antisugresystem som resirkulerer utløpsgass for å hindre at kompressorene drives i surgeområde. Resirkulering starter når driftspunktet til kompressoren har passert kontroll-linjen og resirkulerer riktig mengde gass for å bringe kompressoren ut av surgeområdet. Som figur 4 viser hentes gassen til resirkulering ut etter varmeveksleren, dette vil gjøre at responsen er noe forsinket. Det er derfor i tillegg installert en hurtigåpneventil ("hot gas bypass"), som har kortere responstid enn antisurge ventilen for å unngå surge når kompressoren tripper. Denne ventilen er bare installert for å hurtig bringe kompressor ut fra surgeområdet mens antisurgesløyfen åpnes.

Nødvendig effekt tilføres eksportkompressorene av elektromotorer. De 5 identiske kompressorene har også identiske motorer som leverer 40 MW og kan variere turtallet mellom 68-105 %, maksimal effekt levert av kompressorene er 38MW pga. tap i gir. Under normale driftsforhold er turtallet mellom 70 % og 100 % i forhold til gassmengden. Maksimum turtall brukes bare ved unormale driftsforhold da dette kan

føre til overbelastning av motor. Den siste kompressoren får kraft levert fra en elektromotor på 42 MW med turtallsområde 75 % - 105 %.

Kompressorene er utstyrt med doble tetninger for å hindre at prosessgass skal komme i kontakt med lagre eller lekke ut i atmosfæren. De doble tetningene består av en primærtetning og en sekundærtetning, der primærtetningen ligger nærmest prosessen. Tetningene blir beskyttet mot den urene prosessgassen ved at tetningsgass blir tilført med ca. 0,7 bar høyere trykk enn prosesstrykket.

Tetningsgassen blir hentet fra ferdig prosessert eksportgass og filtreres før den brukes i tetningene. På hver side er det labyrinttetninger som hindrer prosessgass fra å være i kontakt med tetningene. Det er installert en ventil som styrer mengden tetningsgass som tilføres for å holde strømmen av gass gjennom labyrintene mot prosess-siden.

4 Degradering

I denne delen vil det bli gjennomgått hvordan ytelsen til turbomaskiner endres som følge av degradering. Dette er noe som skjer med alle turbomaskiner gjennom drift over lengre perioder. Hvor raskt og mye en maskin degraderes avhenger av flere faktorer som f.eks.: driftspunkt, gasskomposisjon, oppkjøringstid m.m. I tillegg vil forskjellige maskintyper ha forskjellig sensitivitet når det kommer til enkelte former for degradering. Gjennom litteratursøk er det skaffet en oversikt av forskjellige former for degradering og hvordan disse påvirker maskinens ytelse. Kilder som ble funnet nyttige i dette arbeidet er [9], [10], [11], [12] og [13].

4.1 Generell degradering

Først blir det sett på hvilke former for degradering som kan forekomme i turbomaskiner. Forskjellige maskiner vil ha forskjellig sensitivitet for de enkelte degraderingsformene.

I litteraturen skilles det mellom to typer av degradering; permanent og midlertidig. Dette sier noe om hvor omfattende vedlikehold som skal til for å gjenvinne maskinens ytelse.

Permanent degradering er fysisk skade på maskinen som ikke lar seg rette opp uten reparasjon og/eller utskifting av maskinkomponenter. Forskjellige former av permanent degradering er:

- Erosjon skjer ved at partikler i gassen påfører kompressorkovlene mekaniske skader. Dette kan gi endret skovlgeometri og overflate som igjen reduserer overført energi i steget. Tapene kommer av økt ruhet og den endrede geometrien vil påvirke utløpsvinklene på gjellende steg.
- Korrosjon. Dette er en følge av at skadelige partikler i gassen reagerer med materialet i turbomaskinen, altså en kjemisk reaksjon. Det fører til økt overflateruhet og høyere friksjonstap i steget. Også tykkere grensesjikt, som kan redusere mulig volumstrøm gjennom steget, kan være et resultat. Spesielt innløpsledeskovlene er utsatt for korrosjon.
- Økt klaring i maskinen mellom roterende og stasjonære deler vil føre til lekkasjer som gir dårligere ytelse. En økning i klaringene skjer gjerne når de roterende delene ”sliper” mot de stasjonære og fjerner materiale. Dette skjer ofte ved oppstart av maskinene når delene opplever forskjell i temperatur og dermed termisk utvidelse.
- Lekkasjer kan også oppstå ved at tetninger i turbomaskinen blir skadet eller ødelagt. Dette gjør at gass lekker fra høytrykk til lavtrykkside av maskinen uten å passere gjennom ønsket strømkanal. Maskinen vil oppleve endret volumstrøm og dermed vil også driftspunktet endres.

For at erosjon skal skje kreves det at gassen inneholder partikler av en viss størrelse, denne er i [9] satt til partikler med diameter på minst 20 μm . Erosjon kan hindres ved

hjelp av innløpsfiltre som fjerner partikler som er av skadelig størrelse. I industrien er det vanlig med gode innløpsfiltre som i stor grad eliminerer erosjon i turbomaskiner.

Midlertidig degradering skjer når det ikke påføres skade på maskindeler men det likevel oppstår et ytelsestap. I litteraturen er det begroing av maskinoverflaten som er det viktigste eksempelet på midlertid degradering. Denne formen for degradering skjer ved at partikler i gassen fester seg på overflatene i maskinen og dermed endrer overflatespesifikasjonene. Det vil skape en økt overflateruhet og kan endre geometrien i strømkanalene når det er mye begroing. En økt overflateruhet vil påvirke friksjonen i strømmingen og større trykktap vil oppstå. Samtidig vil en endret geometri og mindre strømareal påvirke Reynoldstallet i strømmen som igjen påvirker strømningsmønsteret.

Som nevnt kalles denne formen for degradering midlertidig fordi den ikke krever like omfattende vedlikehold som formene for permanent degradering nevnt over. Og ytelsestapene som oppstår som følge av begroing kan gjenvinnes ved rengjøring av strømkanalene i maskinen.

4.2 Aktuell degradering

Som nevnt i forrige del vil ikke alle former for degradering inntreffe for alle maskiner. Og ved Kollsnes som ved de fleste andre industrianlegg er det installert gode innløpsfiltre som i stor grad eliminerer faren for erosjon og korrosjon i eksportkompressorene.

Begroing i strømkanalene påvirker derimot kompressorene da dette ikke vil forhindres ved å filtrere gassen. Som nevnt i forrige del er det hydrokarboner i gassen som fester seg til overflatene i maskinen. Dette fører til at overflateruheten øker, som igjen påvirker gass-strømmen og dermed virkningsgraden til kompressoren.

I [13] er det forklart at avleiring i kompressorer som behandler hydrokarbongasser kommer som følge av en kjemisk reaksjon som skaper polymerisasjon. Faktorene som spiller inn på denne prosessen er:

- *Temperatur.* Polymerisasjon oppstår ved temperaturer over 90 °C.
- *Trykk.* Det er funnet en proporsjonal sammenheng mellom graden av avleiring og trykk. Altså vil høyt trykk skape mer avleiring enn lavt trykk.
- *Overflateruhet.* Glattere overflater vil i mindre grad være utsatt for avleiring.
- *Gas komposisjon.* For at avleiring skal oppstå må visse hydrokarboner være tilstede i gassen og andelen av disse vil være med på å avgjøre mengden av avleiring.

Fra de kriteriene som er nevnt her kan det sees at ved Kollsnes vil det være fare for at avleiring oppstår i eksportkompressorene. Det bør nevnes at i datablad for kompressorene [14] vil ikke utløpstemperaturen overstige 90 °C ved design driftsforhold. Men som vist vil det være tilfelle hvis innløpstrykket synker til 66 bar i stedet for 75 bar som er design. Ved kontinuerlig drift i anlegget kan det være flere grunner til at innløpsparametrene endres. For eksempel kan det oppstå situasjoner

hvor turboekspanderene er ute av drift og at gassen må tørkes ved hjelp av struping som vil føre til at innløpstrykket til kompressorene er lavere enn design oppsettet.

Det vil altså være driftssituasjoner ved Kollsnes som kan skape avleiring i maskinene.

Det er flere effekter av slik avleiring, som skade på labyrinttettinger og tap av virkningsgrad.

Tap av virkningsgrad er gjerne den effekten av avleiring som er mest markant så lenge maskinen er i operativ stand. Dette tapet gjør at maskinen ikke kan drives etter designkriteriene og energiforbruket blir høyere enn forventet.

Det er tre mekanismer som påvirker tapene i virkningsgrad:

- Friksjonstap
- Reduksjon i strømareal
- Endringer i trykkfordeling

Det nevnes at det er de stasjonære strømkanalene som gjerne er mest utsatt for avleiring. Dette er et resultat av dynamiske krefter i impeller som gjør det vanskeligere for avleiring å festes til overflaten.

Forskning rundt effekten av avleiring i kompressorer benytter sammenhengen mellom overfalt ruhet og Reynoldtall for å kunne modellere endringene. Denne effekten er forklart i [11] og tar utgangspunkt i Nikuradse's modell for strømninger i rør. Det er en eksperimentell modell som gir sammenhengende mellom friksjonstap, ruhet og reynoldstall for rørstrøm. Fordelen med å ta utgangspunkt i denne modellen er at både tap i virkningsgrad og tap av i form av redusert strømkapasitet vil inkluderes.

Senere i oppgaven hvor HYSYS-modellen som brukes i simuleringene forklares vil det bli presentert en modell som tar utgangspunkt i sammenhengene i Nikuradse's modell for rørstrøm og tap i sentrifugalkompressorer.

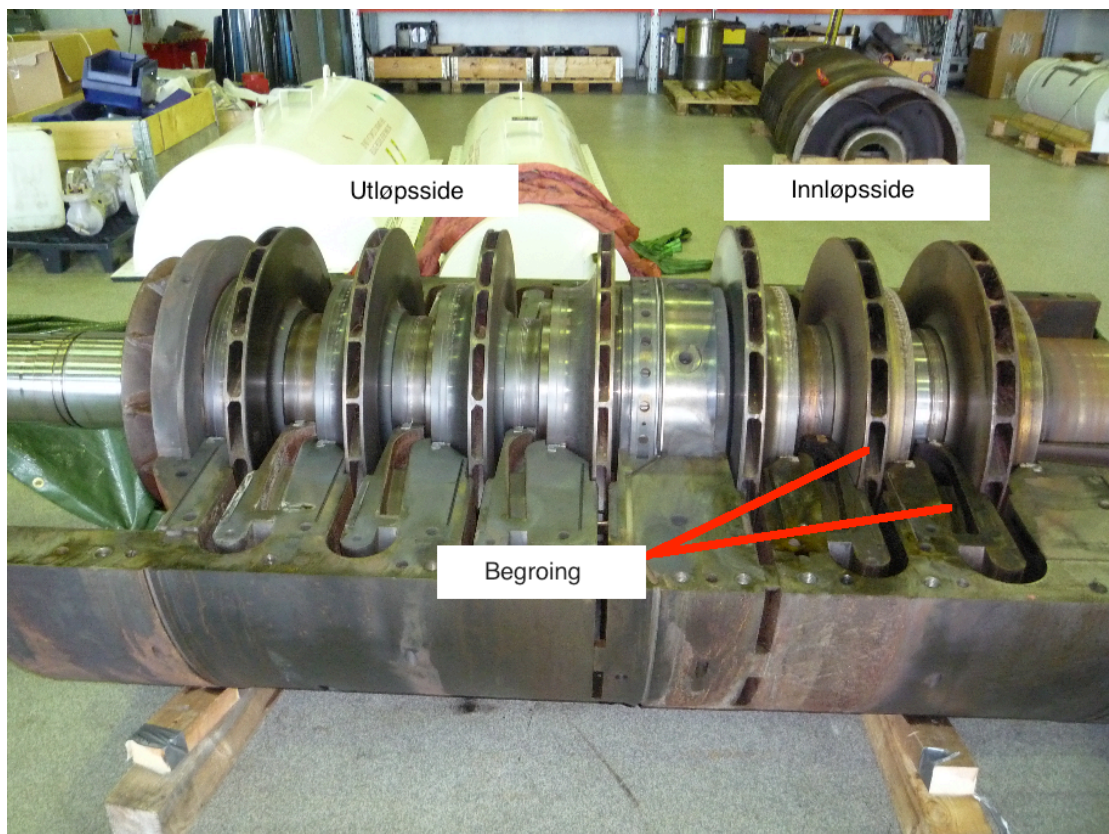
Lekkasjer i kompressorene er også noe som påvirker driften av eksportkompressorene ved Kollsnes, og som nevnt over kan dette komme som et resultat av skader på labyrinttettingene som følge av at avleiring har trengt inn i tettingene.

Fra [7] er det nevnt at lekkasjene gjerne stammer fra vibrasjoner i kompressorene som sørger for at prosessgass trenger inn i tettingene og dermed sørger for avleiring. Hvis denne avleiring igjen gjør at tettingene ikke lenger fungerer optimalt vil det oppstå lekkasjer i maskinen. Denne lekkasjen vil da fungere som en resirkulering av ferdig komprimert gass som strupes tilbake til innløpet for deretter å strømme inn i maskinen igjen. Denne formen for degradering vil føre til at "ekstra" gass blir komprimert uten at mer gass blir levert. Altså er det et rent tap i form av energi som brukes for å øke trykket i lekkasjestrømmen. I tillegg vil lekkasjen gjøre at driftspunktet til kompressorene flyttes vekk fra kontroll-linjen som ofte betyr at kompressorene drives med lavere virkningsgrad og i versete fall operer i choke område hvor det ikke er mulig å øke gassmengden.

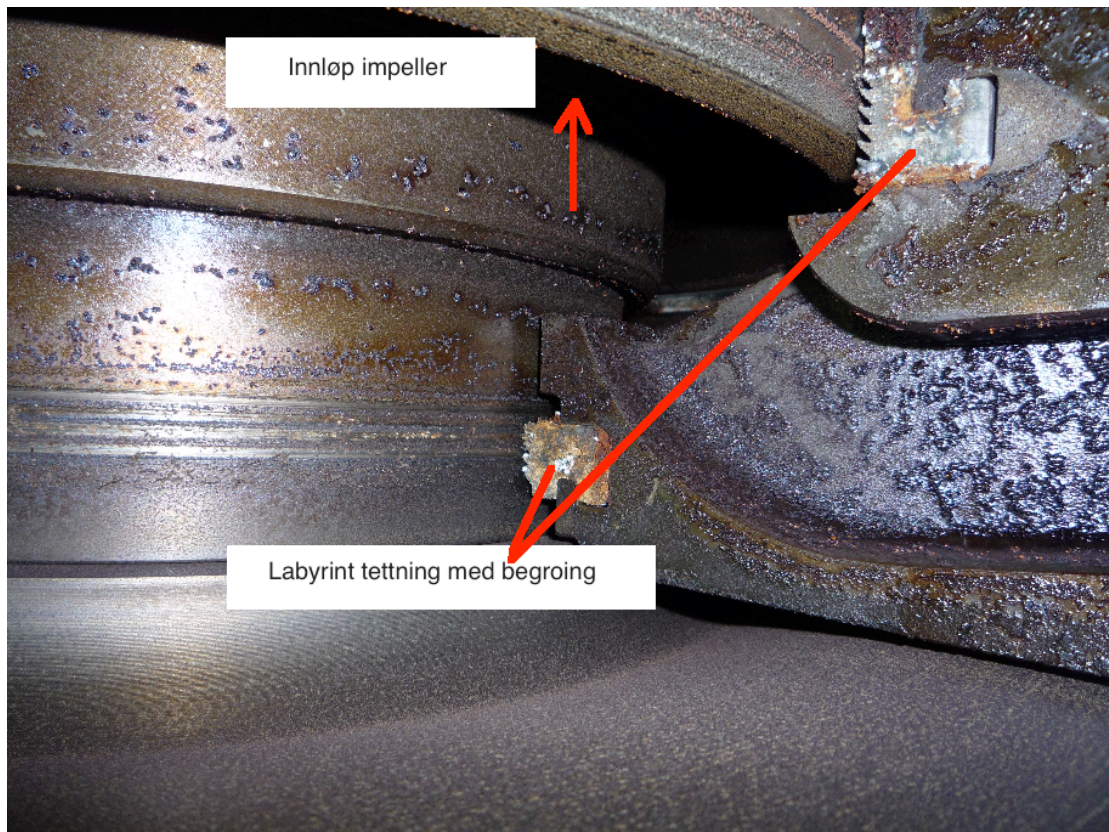
Det er ikke alltid lett å oppdage om det er en lekkasje i kompressorene, spesielt ikke når det er kompressorer med i flere steg. Dette er fordi strømningsmålere gjerne er plassert ved innløp og utløp og lekkasjen gjerne befinner seg mellom steg midt i maskinen. Det vil si at lekkasjegassen aldri vil passere en strømmåler og derfor ikke vil oppdages ved at en måler registrer en økt gassmengde.

Ved overvåking av en kompressor med lekkasje vil det fremstå som at kompressorene trenger mer effekt for å øke salgsmengden gass til utløpstrykk. Og når virkningsgrad og løftehøyde beregnes av målinger ved utløp vil dette gi utslag på disse verdiene.

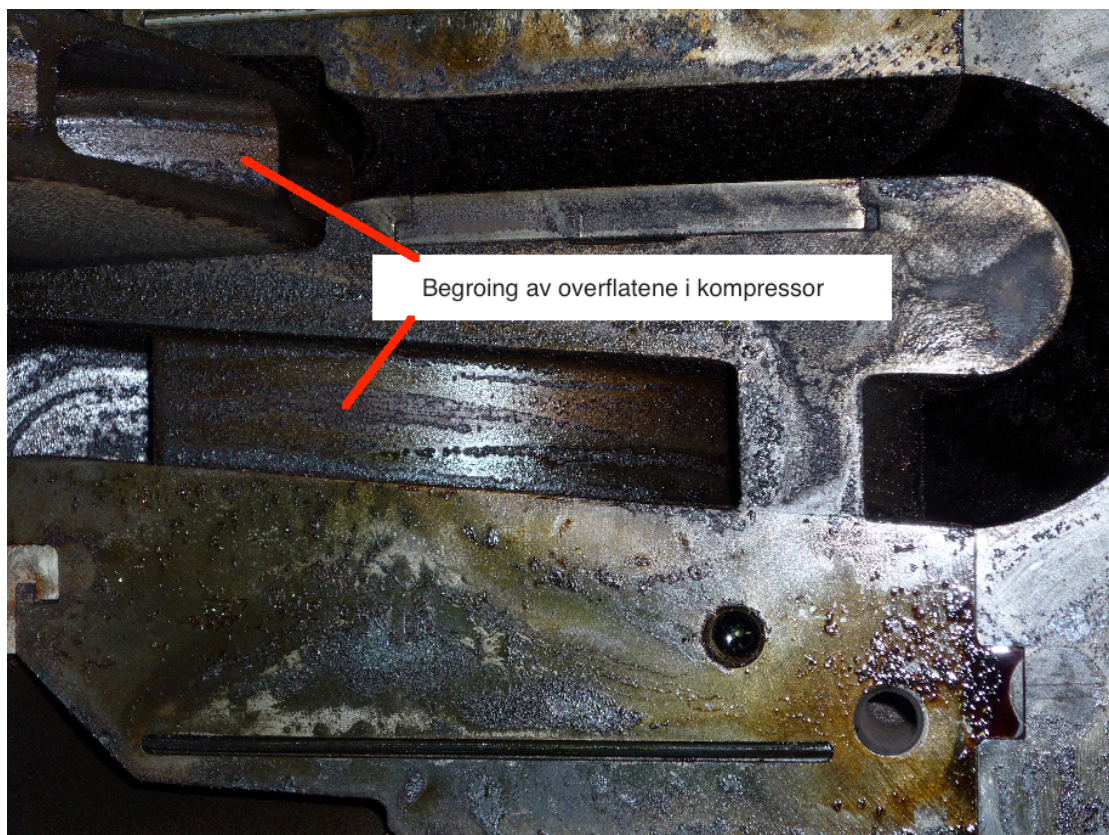
Nevnte effekter av degradering er også påpekt av [7] og er dokumentert med bilder tatt ved bundleskifte. Figur 6, 7 og 8 viser bilder som er tatt i forbindelse med bundleskifte i den ene kompressoren i 2009. Bildene viser klare tegn på begroing av overflatene som er utsatt for prosessgassen. Også labyrinttettingene er utsatt for avleiring. I tillegg viser bildene at de stasjonære strømkanalene har en større ansamling avleiring enn de roterende.



Figur 6: Begroing på kompressor overflater



Figur 7: Begroing tettinger og strømkanaler



Figur 8: Begroing stasjonære strømkanaler

5 Drift av eksportkompressorer

Eksportkompressorene spiller en sentral rolle i gassanlegg som skal eksportere gass i rørledninger. Disse maskinene sørger for nødvendig trykkøkning for transport av gass, og vil i stor grad avgjøre anleggets kapasitet, og stå for mye av energiforbruket. Det er derfor viktig å sørge for at disse kompressorene opererer optimalt etter forholdene og at risikoen for havari eller driftsstans er minimalt.

For å oppnå tilstrekkelig kapasitet vil det ofte være nødvendig å operere flere kompressorer i enten serie eller parallell drift. Det er skrevet flere artikler angående spørsmålet om hvilket arrangement som gir best resultat. Kurz et.al [24] konkluderer i sin studie om en to-kompressor stasjon at serie vil være det beste alternativt hvis det ikke er noen stand-by enhet. Men det vil alltid være en avveining angående hvert tilfelle og det viser seg at et entydig svar på hvilke av de to alternativene som er best ikke kan gis på generelt grunnlag. Parallell installasjon viser seg ofte å gi bedre resultat når det er stand-by enheter, eller når større fleksibilitet er ønskelig.

På Kollsnes er kompressorene installert i parallell og det vil derfor i denne oppgaven undersøkes optimal drift av kompressorer i parallell drift.

I denne delen vil elementer som er viktig for å sikre god drift av anlegget forklares, og hvilke muligheter som eksisterer for å sikre optimal drift. Det er forskjellige aspekter som alle er viktige ledd i optimalisering av driften, og først vil driftspunktet til en kompressor forklares. Til slutt blir styringsmuligheter ved Kollsnes forklart og hvordan disse kan brukes i reguleringen av anlegget.

5.1 Driftspunkt

Driftspunktet til kompressorene vil avhenge av flere forskjellige parametere. Fra de ligningene som er vist i kap 1 kan sammenhengene som påvirker driftspunktet sees. Hvis noen av disse parameterne endres vil det føre til at driftspunktet til kompressorene endres.

Fra kompressorkurvene som er gitt i datablad [14] kommer det frem at for alle turtall er beste virkningsgrad nært kontroll-linjen. Det vil si at det er ønskelig at driftspunktet ligger nær dette område, men også med sikker avstand med tanke på faren for surge.

Det vil være vanskelig å drive kompressorene kontinuerlig på akkurat maksimal virkningsgrad da dette bare vil være ett spesifikt punkt for hvert turtall. Men optimal drift vil søke å ligge så nært dette punktet som mulig ved gitte forhold for å holde energiforbruket så lavt som mulig.

Parametere som avgjør driftspunkt er:

- Trykk ved inn- og ut-løp
- Temperatur ved innløp
- Volumstrøm (massestrøm)
- Gasskomposisjon
- Turtall

For å se hvordan driftspunktet til kompressorene påvirkes av endringer i disse parameterne kan spesielt ligning 2.4 benyttes. Det vil da komme klart frem hvordan driftspunktet endres når en parameter forandres mens de andre holdes konstant. Det vil også nevnes her hva som avgjør størrelsen på disse parameterne ved Kollsnes anlegget, noen av disse kan regnes som konstant da de ikke vil endres som et ledd i styringen av kompressorene.

Innløpstrykket til en kompressor er med på å avgjøre hvor mye trykkøkning som trengs for å nå kravet til utløpstrykk. Lavere innløpstrykk gjør at nødvendig løftehøyde øker, mens et høyere innløpstrykk krever mindre løftehøyde. Hvis da innløpstrykket reduseres slik at kravet til løftehøyde øker, må volumstrømmen senkes eller turtallet økes for å opprettholde utløpstrykket.

Ved Kollsnes vil trykket ved innløpet til kompressorene bestemmes av det trykket gassen har når den kommer inn i anlegget, trykktap i de forskjellige delene og driften av turboekspanderne. Det betyr at innløpstrykket til eksportkompressorene ikke blir brukt for å regulere driftspunktet.

Endringer i utløpstrykk vil påvirke driftspunktet på samme måte som endringer i innløpstrykk. En økning i utløpstrykk medfører at løftehøyden som kreves blir større, og motsatt ved en reduksjon.

Utløpstrykket ved Kollsnes blir satt av salgskravene for gassen slik at gassen har tilstrekkelig trykk for transport gjennom rørledningene. Dette kravet er svært viktig og vil derfor ikke kunne endres for å påvirke driftspunktet til kompressorene.

Resultat av endringer i volumstrøm på driftspunktet illustreres best ved å se på kompressorkurvene vist i figur 2. Det kommer der fram at en økt volumstrøm krever at kompressorene drives ved et høyere turtall for å opprettholde utløpstrykket. En reduksjon i volumstrøm medfører det motsatte, og det nevnes også at en reduksjon medfører at driftspunktet flyttes nærmere surge.

Volumstrømmen av gass som behandles ved Kollsnes vil variere ettersom leveranse av gass fra gassfeltene varierer. Dette er ofte sesongbasert og må planlegges i styringen av kompressorene. Det eksisterer ikke noen lagringsmuligheter for gass ved anlegget for å motvirke endringer i gasstrømmen, men det er mulig å regulere volumstrømmen individuelt mellom kompressorene og dermed styre driftspunktene. Dette vil senere forklares nærmere da dette er et viktig ledd i styringen av kompressorene.

Gasskomposisjonen vil være bestemt av salgskravene som setter kravet for ”tørking” av gassen. Noen variasjoner vil forkomme som følge av hvilke felt gassen kommer fra og om den er prosessert i NGL-tog eller DPC-tog. Denne variasjonen vil føre til at

gasskomposisjonen i alle kompressorene ikke er helt lik og den vil dermed ha en innvirkning på driftspunktet. En økning i molarvekten vil gjøre at virkningsgraden blir noe lavere enn ved design. I tillegg vil kompressorkurvene for løftehøyde og virkningsgrad falle raskere til høyre for optimalt driftspunkt. Det vil ikke være mulig å regulere denne komposisjonen for å styre driftspunktet til kompressorene, og det er nevnt fra [7] at nøyaktige målinger av gasskomposisjon før innløp til kompressorer er vanskelig, og kunne med fordel eksistert for å bedre kunne styre kompressorene.

Turtallet som kompressorene drives med er som oftest gitt av driftspunktet som fremkommer når alle variablene over er kjent. Kompressorene vil da drives ved turtallet som kreves for å oppnå ønsket trykkøkning i gitt volumstrøm. Det er mulig å manuelt regulere turtallet på kompressorene men da vil driftspunktet endres og en eller flere av variablene over vil endres.

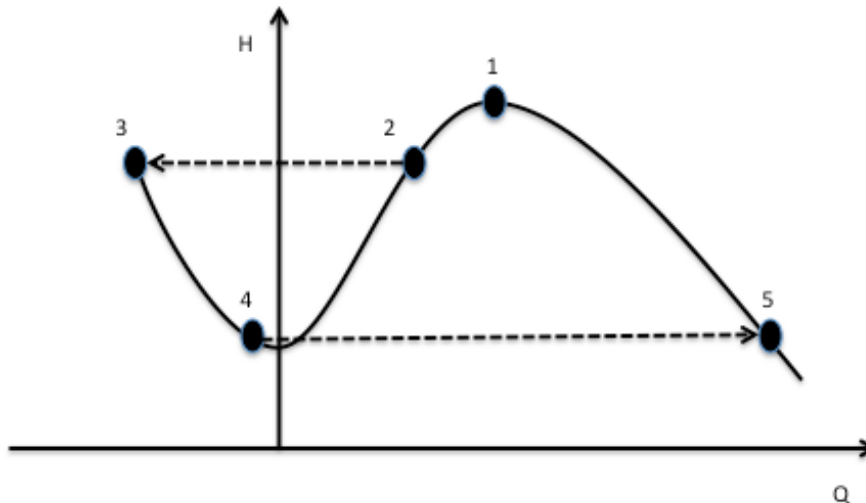
5.2 Uønskede driftsområder

I kap 2.4 ble det vist og forklart hvordan kompressorkarakteristikker fremkommer skjematisk. Og i figur 2 er det tegnet inn to linjer som avgrenser driftsområdet til kompressoren. Dette er linjene for:

- Surge
- Chocke/Stonewall

De to linjene er tegnet inn for å sikre at kompressorene ikke vil drives slik at disse fenomenene oppstår, og det vil forklares her hvorfor det er sentralt i driften av kompressorer å unngå drift i disse områdene.

Surgegrensen ligger helt til venstre i kompressorkurvene og den angir minste gasstrøm og maksimal løftehøyde for hvert turtall. Hvis volumstrømmen reduseres til lavere enn minimumet vil ikke kompressoren klare å øke trykket tilstrekkelig for å opprettholde gass-strømmen. Resultatet vil være at strømmen skifter retning og utløpsgass strømmer tilbake gjennom kompressoren. Dette vil heller ikke være en stabil situasjon og strømmingsretningen skifter igjen til normal retning. Men nå vil volumstrømmen være høyere og trykkøkningen lavere slik at driftspunktet ikke ligger i surgeområdet. Hvis ikke kompressoren reguleres vil utløpstrykket gradvis øke og volumstrømmen avta og syklusen starter på nytt. Figur 9 viser skjematisk hvordan denne syklusen ser ut i løftehøyde-volumstrøm diagram.



Figur 9: Surge i løftehøyde-volumstrøm diagram

Hvis surge forkommer vil det være store svingninger i trykk og strømning som kan skape omfattende skade på kompressoren og støttesystemene.

Stonewall eller choke er et annet begrensende fenomen ved kompressor drift. Linjen for choke ligger på motsatt side for surge i kompressorkurvene, figur 2. Denne linjen viser laveste trykkøkning og maksimal gassmengde for hvert turtall.

Lite forskning rundt hva som skjer med kompressorer som drives i choke er gjennomført, og det er vanlig å anta at drift i dette området stopper seg selv når gassmengden ikke kan økes lenger. Dette er også sant når løftehøyde og virkningsgradskurvene faller svært brått langt til venstre i kompressorkarakteristikken, og drift i dette området vil være med langt lavere virkningsgrad enn optimalt.

Men artikkel [21] tar opp problemstillingen med drift i chokeområde og kaller dette for "overload". Lange perioder i overload kan føre til store skader på kompressordeler og spesielt impeller. Kraftene som skaper disse skadene er i utgangspunkt lik som ved surge. Men i motsetning til surge som har svært store svingninger i trykket med lav frekvens er trykksvingningene i overload mindre og har høyere frekvens.

Drift i overload kan komme av flere årsaker:

- En kompressor i parallell tas ut av drift og resterende kompressorer må behandle en større gassmengde.
- Som resultat av avleiring. Hvis innløpsstegene taper ytelse vil dette kunne føre til at senere steg drives i overload.
- Endring i gasskomposisjon. En økning i molarvekt vil gjøre at drift i overload inntreffer ved lavere volumstrøm.
- Lastvariasjoner. Tilfeller hvor kompressorene kjøres for å prosessere maksimal mengde gass for å tilfredsstille sesongavhengige variasjoner.

Et viktig aspekt ved kompressor drift i overload er tilgjengelig drivkraft til kompressorene. Dette er fordi drift i overload vil kreve langt større kraft enn drift nær

optimal virkningsgrad. Dette kommer av at virkningsgraden vil være svært lav og gassmengden er stor.

Til slutt nevnes det at ved Kollsnes er det installert antisurgesystem for å hindre at kompressorene drives til surgelinjen. I tillegg er styringsfilosofien lagt opp slik at driftspunktet skal ligge med en gitt sikkerhetsmargin til surgelinjen. Dette gjør at det er svært liten sannsynlighet for at en av kompressorene ved anlegget skal drives slik at surge inntreffer.

Når det gjelder drift i overload kommer det raskt frem fra kompressorkurvene, disse blir presentert senere, at ved trykkøkning til 198 bar er det ikke nok tilgjengelig kompressorkraft til å øke gassmengden slik at kompressorene drives i overload.

5.3 Styringsmuligheter

I kap. 5.1 ble driftspunktet til kompressorer forklart og hvordan dette endres som følge av forskjellige variabler. Men det kom frem at mange av disse variable er som konstanter å regne i driftsstyringen av kompressorene. Det vil i dette avsnittet undersøkes hvilke styringsmuligheter anlegget på Kollsnes har for å sikre at kompressorene har et best mulig driftspunkt og dermed sikre optimal drift. Disse vil også øke fleksibiliteten i anlegget.

Ved anlegget finnes det forskjellige styringsmuligheter som i varierende grad kan benyttes for å sikre optimal drift. Disse mulighetene er:

- Lastfordeling
- Start/stopp
- Crossover
- Veksle utløpsmanifold

Disse operasjonene kan benyttes for å redusere energiforbruket og sikre at kompressorene drives optimalt.

Referanser som er funnet nyttig i denne delen er driftshåndbøker fra anlegget [20], CCC artikkel om lastfordelingsprinsipper [17] og Nørstebøs artikkel [16] hvor modeller benyttes for å undersøke effekten av de forskjellige styringsmulighetene.

5.3.1 Lastfordeling

Når kompressorer drives i parallell er det avgjørende å vite hvor mye av gassen som skal ledes til hver kompressor. Dette er et problem man ikke vil møte hvis man har kompressorene i serie da hele strømmen vil ledes gjennom hver kompressor etter tur. Når kompressorene er ordnet i parallell blir derimot dette spørsmålet viktig i driftsstyringen av anlegget. Hvis ikke lastfordeling styres kan det skje at sentrifugale kompressorer påvirker hverandre slik at den ”svakeste” kompressoren drives mot surge/resirkulering av den kompressoren med mest head kapasitet.

For kontrollsystemet som styrer lastfordelingen til maskinene er det ofte en sentral variabel som må opprettholdes. I det aktuelle anlegget er dette utløpstrykket fra kompressorene. Dette er på grunn av at gassen skal eksporteres i rørledninger og at trykket derfor er nødvendig for å opprettholde strømmen gjennom rørledningen samtidig som trykket ved utløp av rørledning tilfredsstiller salgskravet.

Kontrollsystemet vil da sørge for å tilfredsstille kravet til utløpstrykk samtidig som det optimalt fordeler lasten mellom kompressorene for å:

- Minimere muligheten for surge
- Minimere energiforbruket
- Minimere forstyrrelser som følge av start/stopp av kompressorer
- Sørge for at kompressorene operer innenfor gitte rammer

Det eksisterer forskjellige metoder for hvordan lastfordelingen for kompressorer i parallell skal styres. Spesielt 3 metoder nevnes som mulige lastfordelingsprinsipper, og de er:

- ”Base and swing”
- Lik strøm fordeling
- Lik avstand (Equidistant operation control)

Base and swing bruker prinsippet om at en eller flere kompressorer utgjør basen, altså sørger for å prosessere størstedelen av gassestrømmen. Den/de resterende kompressorene vil da ta strømforstyrrelsen og sørge for at base-kompressorene har konstant driftspunkt. Dette lastfordelingsprinsippet er i følge CCC lite effektivt og øker faren for surge i swingkompressoren. Swingmaskinen vil også gjerne måtte drives i recycle for å hindre surge, som vil føre til høyere energiforbruk enn nødvendig. Det kreves også at operatørene kontinuerlig overvåker og manuelt styrer driften. Derfor er ikke Base and swing lastfordeling anbefalt av CCC.

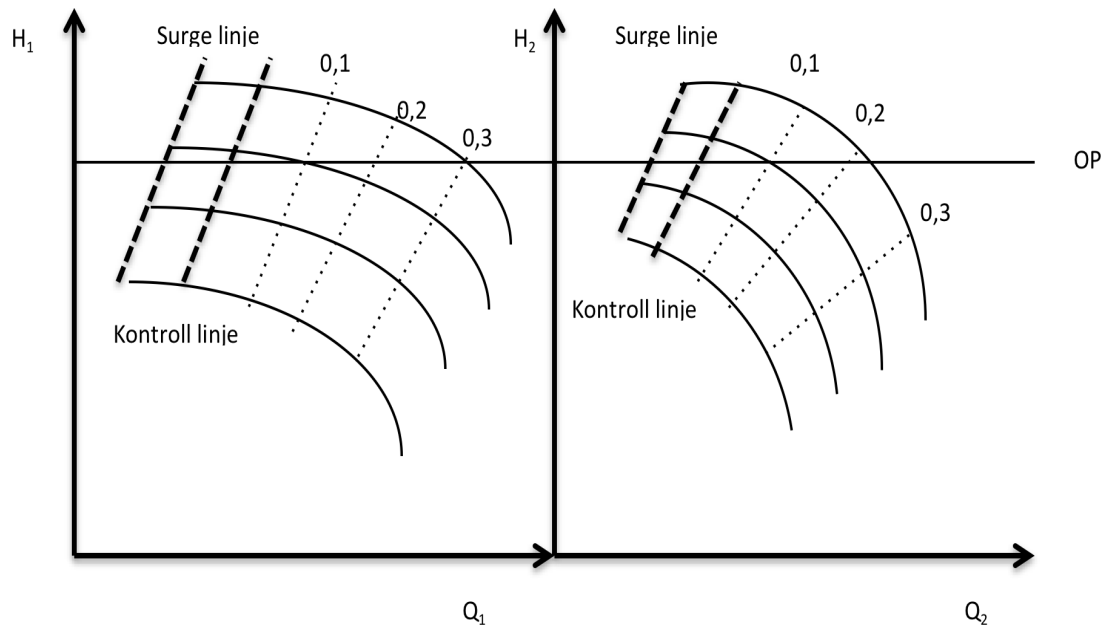
Lik strømfordeling vil styre kompressorene gjennom å lede samme andel av strømmen til hver kompressor. Dette kan ofte virke naturlig hvis nettverket består av kompressorer fra samme leverandør og modell. Men alle kompressorene er gjerne ikke helt like, og dette vil sammen med degradering sørge for at kompressorkarakteristikkene er noe forskjellig.

Dermed vil ikke lik strømfordeling nødvendigvis sørge for at beste driftspunkt blir benyttet. CCC nevner også ekstra kostnader ved installering av strømningsmåler og tap av innløpstrykk som følge av at disse målerne er negative resultater av styringsprinsippet.

Lik avstandprinsippet styrer kompressorene slik at alle kompressorene har et driftspunkt som ligger like langt fra surgelinejen og dermed også kontroll-linjen. Dette sørger for at kompressorene ikke havner i surge og også at resirkulering unngås. Og på denne måten vil kompressorene ha et driftspunkt som samlet vil gi lavt energiforbruk sammenlignet med de andre prinsippene.

Figur 9 viser skjematisk hvordan denne metoden fungerer. Kompressorkurvene er tegnet inn sammen med surgelineje og kontroll-linje, og i tillegg er det tegnet inn linjer

som indikerer punktene med 10 %, 20 % og 30 % margin til kontroll-linjen. Kompressorene vil på denne måten styres slik at begge kompressorene har lik margin til kontroll-linjen. På grunn av at kompressorene gjerne har noe ulik karakteristikk vil gassmengden og turtallet som hver kompressor drives med være forskjellig. Dette vil dermed sørge for at kompressorene som et nettverk optimaliseres. I eksempelet som er vist i figuren vil begge kompressorene drives med 10 % margin til kontroll-linjen og ved nest høyeste turtall.



Figur 10: Illustrasjon lastfordeling; lik avstand fra surgeline

Ved Kollsnes er det lik avstand til kontroll-linjen som er styringsprinsippet. Og med tanke på at kompressorene er like vil det i utgangspunktet bety at de drives med lik last. Men når degradering inntreffer og/eller gasskomposisjonen ikke er lik mellom kompressorene vil ikke ytelsen være den samme for alle kompressorene.

Det vil også være slik at ikke alle kompressorene drives med samme avstand til kontroll-linjen. Dette er fordi at som oftest vil tre kompressorer levere til hvert av de to utløpsmanifoldene og det vil bare være kompressorene mot samme manifold som styres med lik avstand. Det vil altså ikke være mulig å drive alle de 6 kompressorene med samme avstand så lenge de to utløpsmanifoldene ikke har samme utløpsbetingelser.

5.3.2 Start/stopp

Det er ved Kollsnes anlegget 6 eksportkompressorer som drives i parallell, og når anlegget drives ved full kapasitet trengs alle kompressorene for å sikre høyt nok utløpsstrykk. Det vil som oftest være 3 kompressorer som leverer gass til hvert av de to utløpsmanifoldene. Men i perioder der det er overskuddskapasitet vil det være mulig å ta en eller flere kompressorer ut av drift. Dette kan føre til et mindre energiforbruk og mindre slitasje på kompressorene da maskinene som drives gjerne får et mer ideelt driftspunkt.

Hvis en kompressor skal tas ut av drift er det som nevnt viktig at kapasiteten i de resterende kompressorene er stor nok til å behandle gassmengden som skal leveres. Det er viktig å ha en oversikt over forventet gassmengde som skal leveres da det i korte perioder ikke vil være fornuftig å ta en kompressor ut av drift. Fra [7] er det opplyst at nedkjøring og oppstart av kompressorene er både tidkrevende og medfører en del slitasje.

Det blir en avveining i besparelser mot kostnader knyttet til nedstengning av en kompressor. Kompressorene må kjøres en gitt tid i resirkulering både ved oppstart og nedkjøring som vil medføre ekstra energiforbruk, som i [16] er satt til 9-13 MWh for oppkjøring og 1,8-2,6 MWh for nedkjøring.

[16] undersøker hvordan forskjellige antall kompressor i drift påvirker energiforbruket. Det konkluderes med at så lenge kompressorene kan drives maksimalt og fortsatt klare å prosessere gassmengden vil dette kreve mindre energi enn å starte opp en ny kompressor.

5.3.3 Crossover

Mellom de to utløpsmanifoldene er det installert en crossover ventil som gjør det mulig å sende gass fra den ene linjen til den andre. Det er mulig å sende opp til 12 MSm³/d fra den linjen med høyest trykk til den med lavest trykk når trykkforskjellen er på 3-35 bar.

Muligheten med crossover er å øke gassmengden i kompressorene som leverer til utløpsmanifoldet med høyest trykk for så å sende "overskuddet" gjennom crossover til linjen med lavest trykk. Dermed kan de resterende kompressorene redusere gassmengden. Dette kan i spesielle driftssituasjoner gjøre at flere eller alle kompressorene drives i et bedre driftspunkt enn opprinnelig.

Crossover kan altså brukes hvis kompressorene av en eller annen grunn drives i uønskede områder. For eksempel hvis det ene settet med kompressorer opplever høy volumstrøm og dermed et uønsket driftspunkt med lav virkningsgrad, mens det andre settet kompressorer kjører med lav volumstrøm og gjerne med anitsurge (resirkulering). I dette tilfellet vil det kunne løses med å redusere gass-strømmen gjennom det ene sette og dermed oppnå bedre virkningsgrad. Samtidig vil gass-strømmen øke i det andre settet og fjerne nødvendigheten for resirkulering.

Det vil være tap forbundet med crossover i form av tapt trykk i det gassen strupes i ventil ned til trykket som samstemmer med trykket i den linjen som mottar gass-strømmen.

Nøstrebo [16] har undersøkt hvordan crossover kan benyttes for å optimalisere driften av anlegget. Det viser seg at når utløpsmanifoldene har nominasjoner som krever 1,5 eller 2,5 kompressorer for å prosessere gassmengden, kan crossover brukes for å oppnå bedre driftspunkt i kompressorene. Det vil si at i situasjoner hvor gassmengden som skal leveres gjør at kompressorene drives med lav volumstrøm og gjerne i resirkulering kan motvirkes ved crossover.

Driftsstyring som benytter crossover viser seg å være optimal når mengden gass mellom utløpsmanifoldene gjør at alle de 6 kompressorene drives med samme avstand fra kontroll-linjen.

5.3.4 Vekslede utløpsmanifold

Hver kompressor kan bare levere gass til ett utløpsmanifold til enhver tid, men alle kompressorene har muligheten å levere til begge. Dette betyr at driften av anlegget er fleksibelt med tanke på hvor mange kompressorer som brukes for å oppnå nødvendig trykk og gassmengde i de to rørledningene.

Utløpsmanifoldene er omtrent like store med relativt likt trykk, det er derfor vanlig at 3 kompressorer levere til hvert når anlegget drives nær maksimal kapasitet. Men det kan være situasjoner der salgskravene ikke passer med denne lastfordelingen. Det kan da være lønnsomt å skifte en kompressor mellom utløpsmanifoldene. Det vil si at en kompressor til tider levere til utløpsmanifold 1, og i denne perioden leveres det mer gass enn forespurt, for så å skifte og levere til utløpsmanifold 2. I perioden denne kompressoren ikke levere til utløpsmanifoldet vil det eksporteres for lite gass, mens når det er tilkoblet vil det levers litt for mye. Skiftene mellom utløpene må da passe slik at det totalt leveres riktig mengde gass til hver utløpsmanifold.

I forbindelse med skifte av utløpsmanifold vil kompressoren i et visst tidsrom være utilgjengelig for begge utløpsmanifoldene og den vil drives i resirkulering. Dette vil føre til tap av driftstid og et energiforbruk som ikke nyttiggjøres. Det er forventet at kompressorene vil drives i resirkulering i 1,5 timer for å bytte utløpsmanifold, og dette vil medføre et energiforbruk på 25 MWh

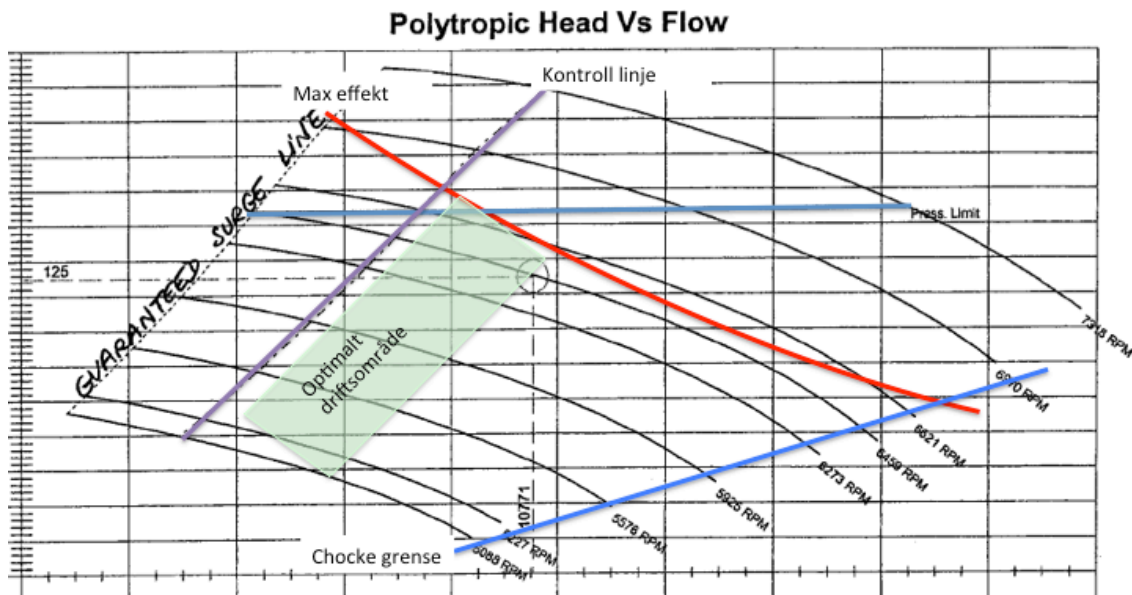
Det er nevnt i [16] at denne type driftsstyring fører til ujevn gassfordeling i rørene, men at dette kan motvirkes med gasslagrene som er i røret og dermed likevel gi en konstant leveringsrate ved rørutløpet. Det vil i enkelte situasjoner være mer energibesparende å skifte en kompressor mellom utløpsmanifoldene i stedet for å benytte crossover ventilen.

5.4 Optimalt driftsområde

I dette kapittelet er driftspunktet til kompressorene forklart. Hvordan dette bestemmes og hva som påvirker det. Det er også forklart hvordan størrelsen på de avgjørende parameterne avgjøres ved Kollsnes.

I kap. 5,3 er styringsmuligheter for kompressorer i parallell forklart og hvordan disse kan benyttes for å forbedre driften i forskjellige situasjoner.

Målet med denne driftsreguleringen og overvåking av driften er å sikre at alle kompressorene drives med høyest mulig virkningsgrad og samtidig unngår de uønskede driftsområdene nevnt i 5,2. Det kan illustreres i kompressorkurvene hvilket område det er ønskelig at driftspunktet ligger.



Figur 11: Optimalt driftsområde i løftehøyde-volumstrøm diagram

Figur 11 viser kompressorkurvene for løftehøyde mot volumstrøm som er hentet fra datablad [14] og illustrerende kurver for de begrensingene som er ved driften. Kurver som begrenser driftsområdet er:

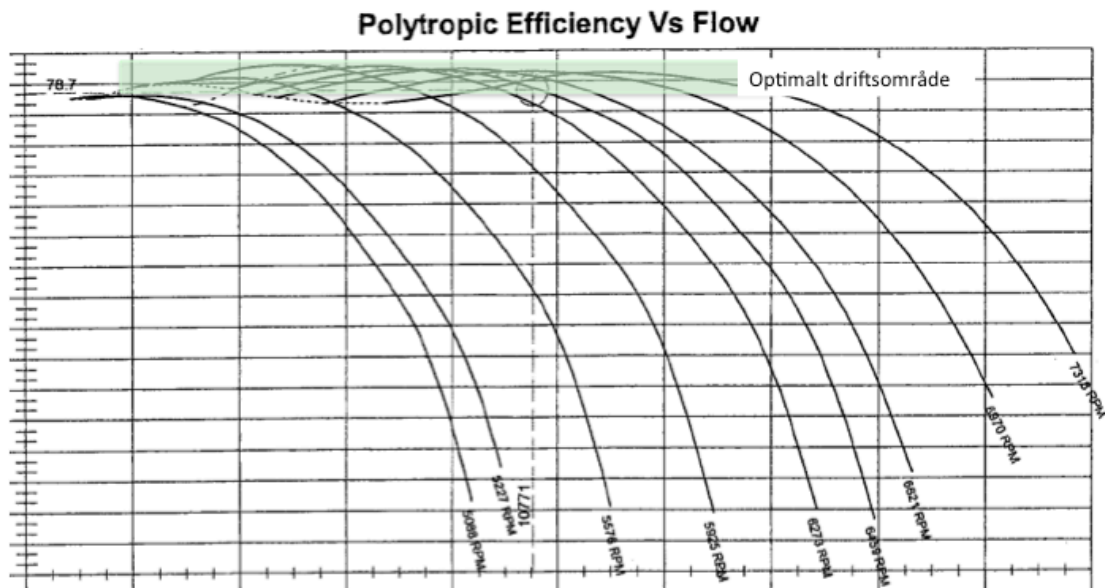
- Kontroll-linje (lilla)
- Chocke grense (mørke blå)
- Maksimal effekt (rød)
- Trykk grense (blå)

Kontroll-linjen og chocke grense er forklart tidligere og begrenser driftsområdet for å unngå skadelige driftssituasjoner. Kontroll-linjen ligger med 10 % margin til surgelinjen.

Det er også tegnet inn kurve for maksimal trykk, dette er gitt løftehøyde som øker trykket fra 75 bar til 220 bar.

Maksimal effekt avgjøres av gassmengde, løftehøyde og polytropisk virkningsgrad etter lig. (2.11). Når det er kjent at maksimal effekt er 38 MW kan kurven som er illustrert i figuren tegnes inn.

Når det avgrensede driftsområdet er etablert vil området som korresponderer med de høyeste virkningsgradene innenfor rammene utgjøre optimalt driftsområdet. Dette er merket i figur 11 og tilsvarende for virkningsgradsdiagrammet i figur 12, området er merket grønt.



Figur 12: Optimalt driftsområde virkningsgrad-volumstrøm diagram

Styring av driften vil søke å holde driftspunktet til samtlige kompressorer innenfor dette optimale driftsområdet, da dette vil sikre god virkningsgrad for hele kompressordelen i anlegget.

5.5 Oppsummering

Det er i kapitlet sett på hvilke styringsmuligheter som eksisterer ved anlegget og hvordan disse kan benyttes til å sikre optimal drift av kompressorene i parallell.

De uønskede driftsområdene er beskrevet og hvordan disse begrenser driftsområdet i kompressorkurvene.

For anlegget vil det beste være at kompressorene oppnår et optimalt driftsmønster ved hjelp av riktig lastfordeling når anlegget drives som normalt. Dette er den eneste styringsmuligheten som ikke medfører direkte energitap.

Ifølge [7] vil anlegget i stor grad operere nært maksimal kapasitet og det vil derfor ikke være muligheter for å benytte styringsmulighetene. Disse er mest aktuell når det er overskudd av kapasitet mot i hvert fall ett av utløpsmanifoldene.

6 Test og vedlikehold

Som nevnt er kompressorkurvene sentrale i driften og spesielt med tanke på optimal drift. Det er derfor svært viktig å ha gode data for tilstanden til hver kompressor slik at nøyaktig ytelseskarakteristikk er tilgjengelig for driftsstyring og at nødvendig vedlikehold kan gjennomføres.

Som beskrevet i kap 4 vil det ikke være mulig å holde ytelsen til kompressorer konstant og tap av ytelse vil forkomme som et resultat av forskjellige degraderings mekanismer.

Hva som gjør at ytelsen forringes er ikke alltid lett å identifisere uten å ta maskinen ut av drift og gjennomføre omfattende vedlikeholdsarbeid. Men det vil likevel være mulig å detektere endringer i ytelse gjennom mindre omfattende tester, for så å benytte disse resultatene til å korrigere driftspunktetene til kompressorene.

Det er også de senere årene benyttet mer komplette systemer for ytelsesovervåking og maskindiagnostisering. Der maskinens tilstand overvåkes mens den er i drift for så å foreta tilstandsbasert vedlikehold etter enkelte krav som er satt til maskinenes ytelse.

I dette kapitlet beskrives testene som gjennomføres ved Kollsnes og danner grunnlaget for tilstandsovervåkingen av kompressorene, og deretter vil en metode som kontinuerlig bruker driftsdata for overvåking beskrives og hvilke fordeler denne kan gi.

Ved Kollsnes gjennomføres det minimum en test hvert år for å undersøke endringer i ytelsen til hver kompressor. Hvis denne testen indikerer at det har vært vesentlig endringer i ytelse vil grundigere tester gjennomføres for å undersøke head-rise to surge.

Testen som gjennomføres ved Kollsnes er i prinsippet likt for alle kompressorene og som nevnt vil test avsluttes hvis ytelsestesten er identisk eller svært lik den foregående testen av samme kompressor.

Avgjørelsen om det skal gjennomføres en headrise to surge test tas av testleder. Denne avgjørelsen tas på grunnlag om det er funnet tegn på at ytelseskarakteristikken er vesentlig forandret. Altså om sikkerhetsmarginen til surge er mindre enn referanse.

Head rise to surge test gjennomføres for å undersøke at sikkerhetsmarginen til surge er opprettholdt. Hvis den ikke er det og kompressor fortsatt skal driftes, uten vedlikeholdsarbeid, vil kontroll-linjen flyttes for å sikre tilstrekkelig sikkerhetsmargin.

Grunnlaget for test ved Kollsnes er hentet fra [8].

6.1 Ytelsestest

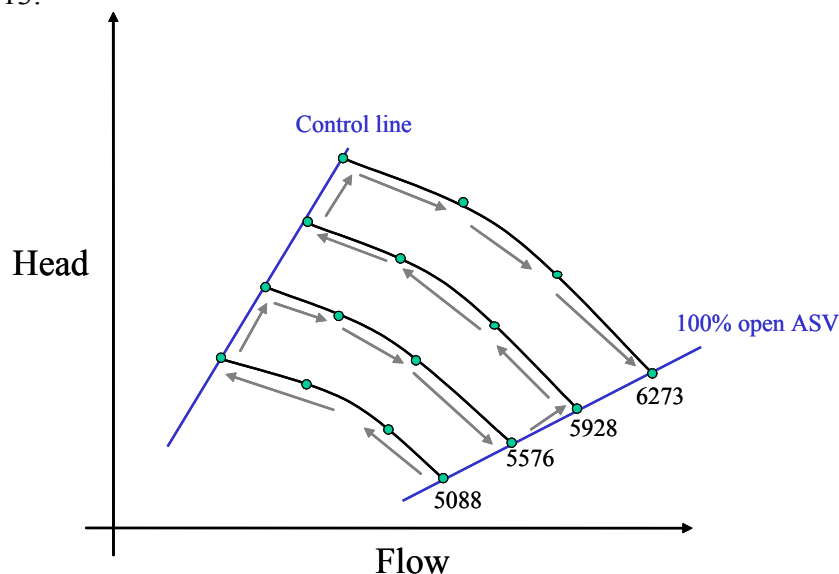
Formålet med denne testen er å vurdere tilstanden til maskinen, spesielt ved å identifisere faktisk surgelinje, og det gjennomføres ved kartlegging av 4 forskjellige turtall.

Forberedelse til test:

- EV ventil, sikkerhetsventil, overstyres slik at den ikke åpnes når kompressor utløpstrykk er likt trykket i utløpsmanifoldet.
- Etterkjøler styres manuelt med 4 vifter i drift
- Bypass ventil over etterkjøler stenges
- Kompressor hastighet, turtall, styres manuelt og settes til minimum turtall 5088 RPM
- Resirkuleringsventil åpnes fullt.

Etter forberedelsene drives kompressoren i en lukket sløyfe gjennom resirkulering og etterkjøler.

Det testes 4 turtall der 4-5 punkt for hvert turtall danner grunnlaget for kompressorkurvene. For hvert turtall er det ønskelig at punktene skal ha samme avvik fra kontroll-linjen som i forrige test. Det er viktig at kompressor drives i hvert punkt-lengde nok til at temperaturen er stabilisert før data lagres. Testprosedyren vises i figur 13.



Figur 13: Testprosedyre ytelsestest, hentet fra [8]

Etter første turtallslinje er testet blir det tatt en prøve av gassen for å analysere gasskomposisjonen.

Gassmengden kalkuleres ut fra trykkdifferanse over en strøm transmitter der det først regnes ut en volumstrøm og deretter en massestrøm ved hjelp av massetettheten til gassen.

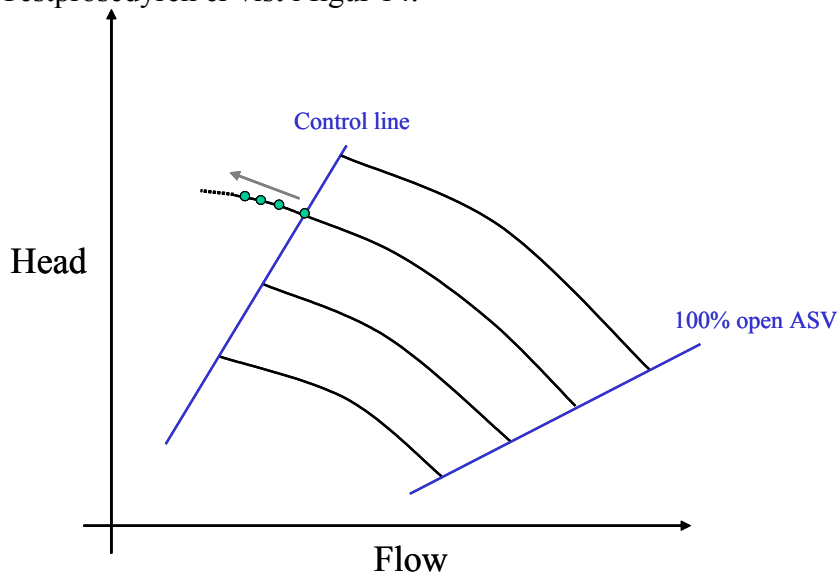
6.1.1 Head rise to surge

Hvis avvik er funnet under ytelsestesten kan testleder velge å også gjennomføre en "head rise to surge" test for å sikre tilstrekkelig forskjell i løftehøyde mellom kontroll-linjen og surge forhold.

Testen benytter samme sløyfe som ytelsestesten og gjennomføres ofte som en forlenges av denne når det er funnet nødvendig.

Startpunktet for testen er på kontroll-linjen for hastigheten som er valgt av testleder. Deretter lukkes antisurgeventilen slik av kompressoren mottar mindre gass ved innløpet. For hvert punkt beregnes løftehøyden (head) for å forsikre at det er en jevn stigning. Når stigningen i løftehøyde flater ut nærmer kompressoren seg surge tilstand og testen avsluttes før surge inntreffer.

Testprosedyren er vist i figur 14.



Figur 14: Testprosedyre "head rise to surge", hentet fra [8]

6.2 Overvåking og tilstandsbasert vedlikehold

Kompressorer er ofte nøkkelementer i olje og gass anlegg og det er derfor svært viktig at disse har en høy grad av tilgjengelighet og god ytelse.

Men selv om maskinene stadig er i utvikling og kvaliteten øker vil vedlikehold være nødvendig som følge av degradering. Det vil ikke være mulig å ha kompressorer i drift i lenger perioder uten at ytelsen tapes eller maskinen bryter ned, dette er gjerne et resultat av de store kreftene og spenningene i roterende maskiner.

Tradisjonelt er vedlikehold delt inn i to typer:

- Vedlikehold etter maskinhavari eller maskinfeil
- Planlagt vedlikehold

Den eldste formen for vedlikehold er å kjøre maskinen helt til den bryter sammen for så å gjennomføre nødvendig vedlikehold.

Denne formen for vedlikehold er lite forenelig med dagens krav til ytelser og energieffektivitet, da ytelsen til maskinen kan ha falt dramatisk lenge før maskinen havarer. Denne formen for vedlikehold vil også kreve lang nedetid når maskinen skal repareres, og det vil også være fare for så store skader på maskinen at det ikke lar seg rette opp.

Planlagt vedlikehold er vedlikehold som gjennomføres etter en gitt tidsperiode, ofte satt etter forventet levetid, der maskinen tas ut av drift for vedlikehold. Dette gjennomføres da uavhengig av maskinens ytelse, og viktige komponenter byttes ofte ut uansett tilstand.

Denne formen for vedlikehold gir ofte gode resultater da den forebygger sammenbrudd som følge av at slitasjedeler byttes ut jevnlig. Men den tar ikke høyde for uforventede endringer i maskinens ytelse i perioder hvor vedlikehold ikke er planlagt. I tillegg blir kompressorer stadig mer kompliserte og vedlikeholdskostnadene blir dermed dyrere. Dette gjør at overflødig vedlikehold er lite ønskelig.

Ved Kollsnes drives det med begge disse formene for vedlikehold. Korrektivt vedlikehold som følge av at det har oppstått problemer i kompressorene og planlagt vedlikehold som forbyggende tiltak.

I de senere år har det kommet et alternativ til disse vedlikeholds metodene som avgjør om og hvilke vedlikehold som gjennomføres som følge av overvåking av maskinen. Dette kalles tilstandsbasert vedlikehold og er omtalt i [15].

Motivasjonen for såkalt tilstandsbasert vedlikehold (CBM) er å redusere vedlikeholdskostnader ved å identifisere spesifikke problemer med maskinene for så å rette disse opp.

Det er tre hovedelementer i tilstandsbasert vedlikehold:

1. Datainnsamling
2. Data prosessering
3. Vedlikeholds beslutninger.

Målet ved å følge disse tre stegene er å ha et system som både kan diagnostisere og varsle feil med maskinen.

6.2.1 Datainnsamling

Datainnsamling er innsamling og lagring av nyttig data om maskinen og er et viktig steg i tilstandsbasert vedlikehold. Data som samles inn deles i to forskjellige kategorier; hendelsesdata og tilstands overvåkingsdata.

Hendelsesdata er informasjon om hva som har skjedd med maskinen som installasjon, overhaling, havari og også hvilke reparasjoner som er gjort i forbindelse med forskjellig vedlikehold.

Data fra tilstands overvåking er avhengig av hvilke maskintype som overvåkes og kan være målinger for vibrasjon, akustikk, oljeanalyse, temperatur, trykk med mer. Disse målingene blir gjort av forskjellige sensorer som gjør det viktig at disse er rett kalibrert og i riktig posisjon for høy nøyaktighet.

Begge formene for data er svært viktig i prosessen for å drive tilstandsbasert vedlikehold. Og hendelses data er viktig for videreutvikling av systemet.

6.2.2 Data prosessering

Det første steget i prosesseringen av data er å renske denne da det alltid vil være en viss mengde feil i data. Som for eksempel hendelsesdata som er nevnt i forrige del, denne dataen samles manuelt og er derfor alltid i fare for å inneholde mindre eller større feil. Også feil i sensorer som måler parametere kan være en kilde til feil i data.

Ønsket er å ha så lite eller ingen feil med videre inn i analysen og modelleringen.

For å prosessere dataen er det forskjellige modeller, algoritmer og verktøy som er tilgjengelig og avgjøres av hvilken type data som skal analyseres. Det er dataen fra tilstandsovervåkingen som avgjør dette og de tre viktigste typene nevnes her.

- Verdi: Data samlet i en gitt periode for tilstandsovervåking og er gitt av en enkelt verdi. For eksempel temperatur, trykk, effekt med mer.
- Bølgeformet: Data som er samlet for i et gitt tidsintervall som tidsavhengige serier. Dette er for eksempel vibrasjons målinger eller akustikk målinger.
- Flerdimensjonal: Typisk her er bilder som infrarøde termografer, røntgen og andre visuelle bilder.

Det vil ikke videre i denne oppgaven beskrives hvordan de forskjellige datatypene kan prosesseres, men dette er beskrevet i nærmere detalj i [15]. I denne oppgaven undersøkes hovedsakelig såkalt verdidata, som er dataen som kan simuleres i HYSYS. Ved Kollsnes brukes også såkalt bølgeformet data i form av vibrasjonssensorer.

6.2.3 Vedlikeholds beslutninger

Det siste steget i tilstandsbasert vedlikehold er beslutninger om og hvilke tiltal som skal gjøres.

Som nevnt er målet med systemet å kunne diagnostiere og varsle feil ved maskinene som overvåkes.

Diagnostiere vil si at systemet kan oppdage, isolere og identifisere feil som har oppstått i maskinen. Dette er altså at systemet reagerer på feil i maskinen etter de har oppstått.

Systemet kan også varsle før feil har inntruffet og varsle om en skade er i ferd med å skje og hvor sannsynlig det er at dette skjer. Dette kan altså brukes for preventivt vedlikehold. Eller eventuelt ha reservedeler og bemanning klar for et havari.

Det er mulig å fokusere på en av disse feilsøkingemetodene, men det anbefales i [15] å benytte begge to. For varslende systemer vil være å foretrekke når dette kan hindre skade på maskinen før det skjer, men det kan være hendelser som ikke kan forutsees og da vil et system som også kan diagnostiere være svært nyttig.

Det nevnes også at diagnostisering kan benyttes for å forbedre den varslende delen av systemet de gangende en feil ikke oppdages før den inntreffer.

6.2.4 Vellykkede implementeringer av CBM

Ytelses og tilstandsovervåking benyttes i stadig større grad for å optimalisere driften og vedlikehold ved olje og gassanlegg verden over. Og artikkel [23] tar for seg implementeringen av et slikt system på en FPSO tilknyttet Åsgard feltet.

På FPSO'en er det installert både kompressorer og turbiner som nå benytter et integrert ytelses og tilstands overvåkingssystem. Artikkelen er skrevet i 2002 og da hadde system vært i drift i over et år.

For de forskjellige maskinene er det forskjellige parametere som overvåkes, og for kompressorene er disse vist i tabell 1.

Tilstand	Parameter
Faktisk tilstand og korrigert til referanse innløpsbetingelser	Polytropisk løftehøyde
	Strøm
	Turtall
	Trykkforhold
Faktisk tilstand	Polytropisk virkningsgrad
	Effektforbruk

Tabell 1: Ytelsesparametere som overvåkes, [23]

Kompressorkurver fra leverandør benyttes som referanse for kompressorytelser og målinger korrigeres for å sammenlignes med referansene. Og når dette er gjort vil systemet kunne fremstille overvåkingen på forskjellige måter. Det fremstilles forskjellige grafer som plottet ytelsesparametere eller ytelses kurver og disse er vist i tabell 2.

Plotttype	Parameter som plottes
Plott som trender avvik fra referanse	Turtall
	Strøm
	Polytropisk løftehøyde
	Trykkforhold
	Polytropisk virkningsgrad
Ytelses kurver	Trykkforhold mot strøm
	Virkningsgrad mot strøm
	Løftehøyde mot strøm

Tabell 2: Plott for overvåking, [23]

Tabellen viser at i tillegg til å vise ytelseskurvene til maskinen kan de parameterne som overvåkes plottes som avvik mot referanseverdier. Dette gjør at det på et tidlig stadium kan oppdages når en kompressor ikke har en ytelse som samstemmer med referanse ytelsen.

Implementering av systemet har vært en suksess på FPSO'en og har vist at det kan detektere degradering i kompressorene, og turbinene, på et tidlig stadium før eventuelle vibrasjonssensorer vil påvise feil. Artikkel [23] konkluderer derfor med at implementeringen av systemet har forsvart investeringskostnadene ved å optimalisere driften og vedlikeholdet.

7 Modell kompressorer i parallell

I denne delen presenteres modellen som er laget for å undersøke driftsmønsteret for kompressorer i parallell. Simuleringsprogrammet HYSYS er brukt for beregningene mens kompressordata og gass spesifikasjoner er hentet fra kompressor datablad [14].

Modellen tar utgangspunkt i prosessanlegget og de komponentene som vil ha direkte innvirkning på driften av eksportkompressorene, men deler av anlegget som prosesserer gassen for tørking er ikke inkludert. Gassen inn til kompressorene blir derfor satt til spesifikasjonene oppgitt i databladene. Modellen begrenses til to eksportkompressorer med et felles innløpsmanifold og utløpsmanifold. Det vil derfor ikke være mulig å simulere situasjoner der crossover eller bytte av utløpsmanifold benyttes som styring.

Det er hovedsakelig optimal lastfordeling, effekten av degradering og resirkulering som kan undersøkes ved hjelp av modellen.

Først vil prosessen som kompressorene inngår i beskrives ved hjelp av designkriteriene som var satt da kompressorene ble produsert. Disse vil i stor grad beskrive også den reelle driften av kompressorene. Deretter blir viktige komponenter i modellen som kompressorkurver og tilstandsligning bli beskrevet før selve HYSYS modellen presenteres.

7.1 Driftsforhold

Kompressorene er designet ut fra at den høyeste virkningsgraden er i område hvor det er forventet at den skal drives mest. Virkningsgraden faller jo lenger vekk fra dette området driftspunktet ligger. Det blir her tatt utgangspunkt i kriteriene som lå til grunn for designet av kompressorene, disse er gitt i databladene.

For å kunne beregne driftspunktet og effektforbruket i HYSYS trengs verdier for gasskomposisjon, massestrøm, innløpsstrykk, utløpsstrykk og innløpstemperatur, i tillegg til kompressorkurvene. Tabellene under viser verdiene for disse parameterne slik de gitt i databladet.

Gass komponent	Mol %
Metan	93,16
Etan	3,58
Propan	0,674
i-Butan	0,315
n-Butan	0,09
i-Pentan	0,051
n-Pentan	0,021
Hexan	0,082
Nitrogen	1,712
Vann	0,004
Karbondioksid	0,034

Tabell 3: Gasskomposisjon fra [14]

Tabell 3 viser gasskomposisjonen som er oppgitt til kompressorprodusent slik det er forventet at gassen fremstår. Denne vil som nevnt tidligere variere noe og spesielt i sammenheng når gassen kommer gjennom NGL-toget og ikke DPC-toget. Men i denne oppgaven er det denne gasskomposisjonen som vil ligge til grunn for beregningene.

Inn- og utløps-betingelser	
Innløps trykk (bar)	75
Innløps temperatur (°C)	0
Massestrøm (kg/h)	760266
Utløpstrykk (bar)	198

Tabell 4: Kriterier for drift fra [14]

Tabell 4 viser størrelsen på viktige parametere slik de er oppgitt i databladene. Det er parametere slik det er forventet at de vil være når anlegget drives ideelt. I tillegg er utløpstrykket gitt fra kravene som er satt for gasstransport gjennom rørledningene. Gassmengden representerer hvor mye gass hver kompressor er forventet å behandle. Dette er som nevnt verdier som er opplyst som forventet driftstilstand i anlegget og vil naturligvis ha noe variasjoner når anlegget drives. Men det gir et godt grunnlag for denne modellen da kompressorkurvene er laget med utgangspunkt i dette driftsforholdet.

7.2 Valg av tilstandsligning

Etter at gass/væske sammensetningen er spesifisert i HYSYS må en tilstandsligning velges som grunnlag for kalkulasjonene. Det er da avgjørende å velge en ligning som passer til situasjonen da det alltid vil være noe variasjon i resultatene mellom ligningene, og hvis en upassende tilstandsligning benyttes kan feilene bli så store at resultatene fra simuleringen blir verdiløs.

Tilstandsligninger brukes i kalkulasjoner for gasser som ikke kan modelleres som ideelle gasser. De er nødvendig for å modellere og inkludere reelle gaseffekter, slik som er tilfelle for gassblandingen i denne modellen.

I HYSYS er det over 30 forskjellige tilstandsligninger å velge mellom som alle har sine styrker og svakheter, mange er modifiserte versjoner av ”vanlige” ligninger som Peng-Robinson (P-R) eller Redlich-Kwong (R-K). Og for å velge en ligning som passer formålet er det viktig å ha god oversikt over systemet som skal simuleres. Viktige parametere å ha oversikt over er; trykk, temperatur, gasskomposisjon og om disse vil endres mye under kompresjonen. Når oppsettet av modellen er kjent kan en tilstandsligning som passer gi svært nøyaktige resultater i simuleringen.

For å finne en tilstandsligning som passer for formålet i denne oppgaven er det søkt i tilgjengelig litteratur. Og referansene [4], [5] og [6] ble funnet spesielt nyttig.

I [6] blir tilstandsligninger som er vanlig å bruke i industrien presentert sammen med formål som passer de forskjellige ligningene. Dette er vist i tabell 5.

Anvendelse	Typisk valgte tilstandsligninger
Hydrokarbon gass blandinger med standard trykk og temperatur, lavt innhold av CO ₂ og N ₂ (< 6% tot). Luftblandinger	R-K SRK PR BWRS LKP BWR
Høytrykk anvendelser (>200 bar)	BWRS BWR LKP
Høyt innhold av CO ₂ og N ₂ (10-30% tot). Eller høyt hydrogen innhold	BWRS LKP
Gasser med høyt innhold av hydrogen (>80% tot)	P-R LKP SRK
Ikke hydrokarbon blandinger	Spesielle tilstandsligninger som er designet for hver anvendelse.

Tabell 5: Forslag til tilstandsligning etter anvendelse, fra [6]

Fra tabellen er det flere tilstandsligninger som kan passe for denne modellen. Det er lavt innhold av både CO₂ og N₂ i gassblandingen, sees i tabell 3. Og trykket er ikke over grensen for høytrykk anvendelse men ganske nærme. Det peker mot at en tilstandsligning som er nevnt for de to øverste anvendelsene i tabellen passer for denne modellen.

[5] omhandler noen av tilstandsligningene som er gitt i tabell 5, spesielt LKP og BWRS viste å gi gode resultater. Men det bør nevnes at selv om gassblandingen var lignende var trykket (>400 bar) godt over det som skal undersøkes i denne modellen.

[6] tar utgangspunkt i de samme kompressororene som denne oppgaven omhandler og kan dermed gi en god indikasjon på den mest nøyaktige ligningen. Resultatet fra flere tilstandsligninger ble sammenlignet med resultater fra GERG, og konklusjonen var at LKP gav minst avvik. Den ble også foretrukket som tilstandsligning for simuleringene, i HYSYS, som ble gjort videre.

GERG er en ny tilstandsligning som er utviklet for hydrokarbonblandinger med trykk opp mot 300 bar, den brukes nå i beregningen av ytelsen til eksportkompressorene ved Kollsnes.

I denne modellen vil LKP bli benyttet som tilstandsligningen. Den er i flere rapporter som omhandler lignende beregninger trukket frem som en ligning med nøyaktige resultater for gitte betingelser.

7.3 Kompressorkurver i modellen

Som nevnt brukes kompressorkurvene fra datablad [14]. Disse representerer ytelsen til eksportkompressorene A-E som ny, altså maksimal ytelse. Men som en del av oppgaven vil det undersøkes hvordan parallell drift av kompressorer endres når en eller begge kompressorene er degradert til et nivå med lavere ytelse. Det vil bety at kompressorkurvene som er gitt i databladet ikke lenger representerer ytelsen til kompressorene og derfor må ”nye” kurver beregnes.

I kap. 4 ble degradering av eksportkompressorene sett på og begroing identifisert som hovedårsaken til ytelsestap. Det er også denne formen for degradering som gjør at kompressorkurvene endres, den andre formen for degradering som er lekkasje fører til at driftspunktet forskyves som følge av endret volumstrøm gjennom kompressoren.

For å skifte kompressorkurvene slik at det illustrer degradering benyttes modell fra [12], som er en av få modeller tilgjengelig for sammenhengen mellom økt ruhet og endret ytelseskarakteristikk.

Fremgangsmåten i [12] gir mulighet til å finne endringen i virkningsgrad v.h.a. Reynoldstall og Ra-verdier (teknisk ruhet). Det kan enten leses verdier for friksjonsfaktor fra Moody diagram for rørstrøm eller ved bruk av gitte formler. For å undersøke hvordan ytelsen til eksportkompressorene endres når begroing oppstår vil ruheten, Ra-verdien, være den variable parameteren.

Modellen oppgir en formel for å finne Reynoldstall i sentrifugale kompressorer. Ligning (6.1) viser formelen, der U_2 er tupp hastigheten, b_2 er utløpsbredde og ν er kinematisk viskositet. Tupp hastigheten er hastigheten på tuppen av impeller utløpet og vil være den høyeste hastigheten over impeller radiusen.

$$Re = \frac{U_2 b_2}{\nu} \quad (6.1)$$

For å finne friksjonsfaktorene ut fra Moody diagram brukes sammenhengen for relativ ruhet og Ra vist i lign. (6.2).

$$\frac{k_s}{D_h} = \frac{Ra}{b_2} \quad (6.2)$$

Endringen i polytropisk virkningsgrad ved endret fiksjonsfaktor beregnes ved hjelp av ligning (6.3)

$$\frac{1 - \eta_{sp}}{1 - \eta_t} = \frac{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_{sp}}{\lambda_{cr}}}{0,3 + 0,7 \frac{\lambda_t}{\lambda_{cr}}} \quad (6.3)$$

I ligningen henviser sp og t til spesifisert og test henholdsvis. Det vil si at sp er verdiene for ruhet ved opprinnelig tilstand, mens t er de nye verdiene ved degradert tilstand. λ_{cr} , kritisk fiksjonsfaktor, er fiksjonsfaktoren ved opprinnelig ruhet når Reynoldstall går mot uendelig.

Når degradert polytropisk virkningsgrad er utregnet kan endringen i løftehøyde koeffisient og volum strøm koeffisient bergenes av ligning (6.4) og (6.5)

$$\frac{\phi_1}{\phi_2} = \sqrt{\frac{\mu_1}{\mu_2}} \quad (6.4)$$

$$\frac{\mu_1}{\mu_2} = 0,5 + 0,5 \left(\frac{\eta_1}{\eta_2} \right) \quad (6.5)$$

Her er ϕ volumstrøm koeffisient og μ er løftehøyde koeffisient. Forholdet som finnes for beste driftspunktet gjelder også for resten av karakteristikken og kan brukes for å tegne nye ytelses kurver. Koeffisientene er definert i ligning (6.6) og (6.7).

$$\mu = \frac{H_p}{U_2^2} \quad (6.6)$$

$$\phi = \frac{\dot{V}}{U_2 D_2^2} \quad (6.7)$$

\dot{V} er volumstrømmen og D_2 er impeller diameter ved utløp.

Det er ikke data tilgjengelig fra anlegget som beskriver endringen i ruhet som følge av degradering og derfor vil en noe forenklet versjon av denne modellen benyttes. Dette er fordi det er ønskelig å få med tapet i volumstrøm i tillegg til tapet av virkningsgrad.

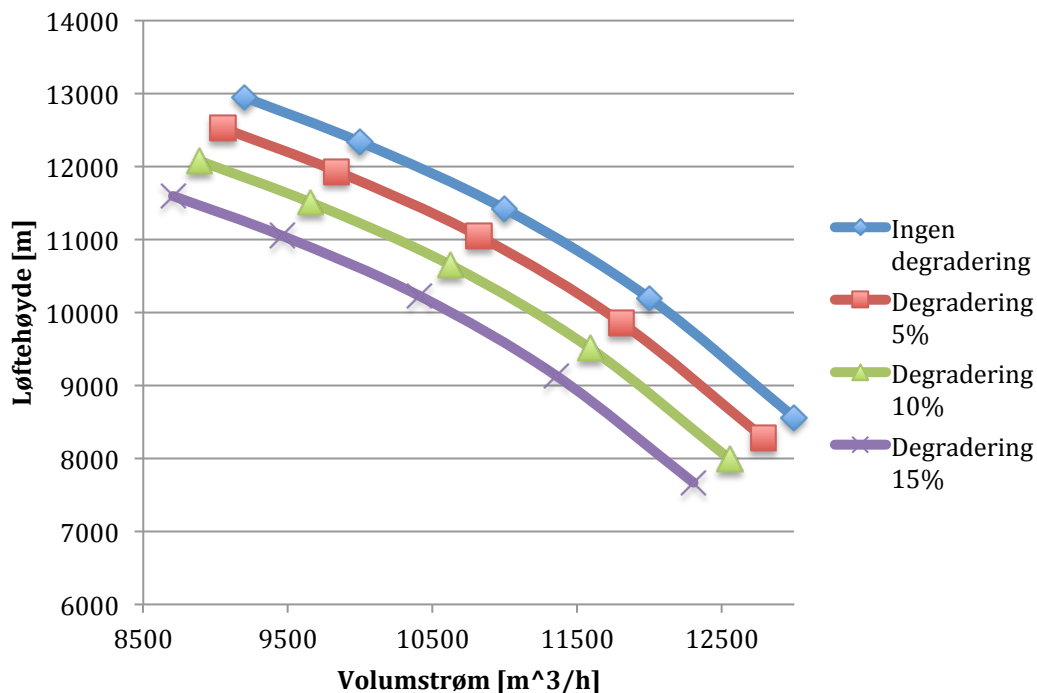
Først beregnes kompressorkurvene om til løftehøyde og volumstrøm koeffisienter etter lig. (6.6) og (6.7). Det beregnes også en tupphastighet U_2 for hvert turtall, dette brukes så i utregningen av koeffisientene.

Deretter blir det antatt et tap i beste virkningsgrad som illustrerer tapet forbundet med degradering og kurvene skiftes v.h.a. lig. (6.4) og (6.5).

Som modellen forklarer vil forholdene mellom spesifisert/ny tilstand og degradert tilstand for beste driftspunkt også gjelde for resten av punktene på kurven. Og dermed vil en ny kompressor karakteristikk begrenses ved hjelp av disse forholdne som er funnet for hvert turtall.

For å undersøke effekten degradering har på driftsmønsteret til anlegget vil det senere i oppgaven bli simulert forskjellige driftssituasjoner som benytter degraderte kompressorkurver. Det benyttes 4 sett med kurver som representerer 0, 5, 10 og 15 % tap i beste virkningsgrad.

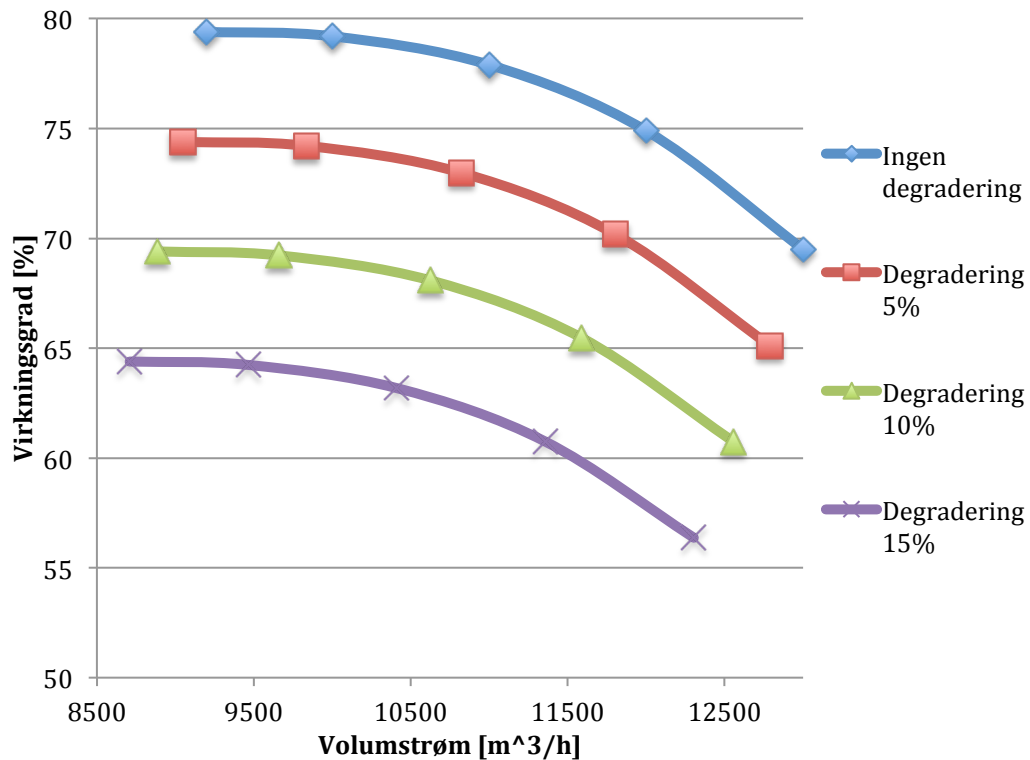
For å illustrere effekten av å benytte modellen over er det vist i figur 15 og 16 hvordan kompressorkurvene skifter som følge av tap i virkningsgrad. Det er illustrert ved å bruke kurvene for turtall 6237 rpm. Både referansekurver og kurver for de degraderte tilstandene er tegnet inn.



Figur 15: Degraderte løftehøydekurver, turtall 6237 rpm

Grafen i figur 15 viser hvordan løftehøyden vil endres som følge av degradering når modellen over benyttes. Den viser at kurvene ikke skiftes direkte nedover som ville vært tilfelle hvis degradering bare forringet virkningsgraden. Men det vil også være en endring i volumstrømmen som gjør at kurvene skifte både ned og til venstre.

Effekten av dette vil være at turtallet ytterligere må økes hvis en gitt løftehøyde skal opprettholdes.



Figur 16: Degraderte virkningsgradskurver, turtall 6237 rpm

Figur 16 viser virkningsgradskurvene med degradering. Og det samme fenomenet som for løftehøyde kurvene vises her. Degradering vil gjøre at kurvene skiftes både ned og til venstre i grafen.

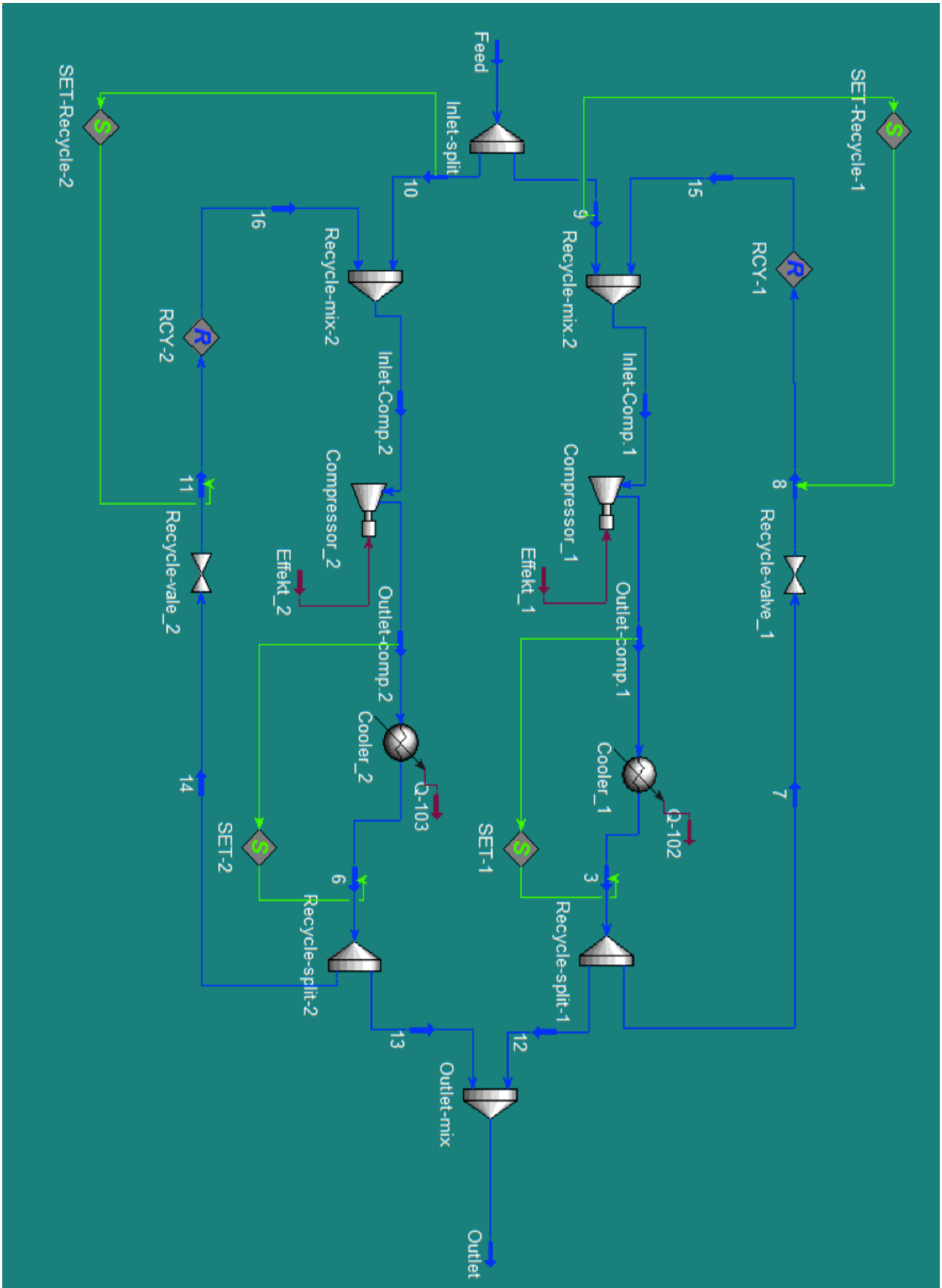
Det viser at for turtall 6237 rpm hvis en volumstrøm på 10500 m^3/h skal behandles vil virkningsgraden påvirkes ved at kurven skifter ned og i tillegg at driftspunktet nå ligger lenger fra kontroll-linjen og optimalt driftspunkt.

7.4 HYSYS modell

HYSYS modellen består av to kompressorer som operer i parallell og har hver sin resirkulerings loop (antisurge). Det vil her forklares de viktige komponentene i modellen og hvordan disse brukes i simuleringen. Et oversiktsbilde er vist i figur 17.

Som nevnt omhandler modellen bare to kompressorer og andre deler av anlegget som turboeksapanderne er ikke tatt med.

Innløpet representerer sugemanifoldet som leverer gass fra DPC-togene og utløpet er eksportmanifoldene som går til rørledningene. Mellom utløp og innløp er de viktigste komponentene tatt med, slik det er på Kollsnes, med unntak av innløpsseparator. Dette er fordi at gassammensetningen vil holdes konstant fra innløp til utløp i modellen.



Figur 17: HYSYS modell, parallell oppsett kompressorer

Feed er innløpsstrømmen med tørrgass som er satt til tilstanden beskrevet i forrige avsnitt, altså innløps trykk, temperatur, massestrøm og gasskomposisjon.

Inlet-split deler innløpsstrømmen og kontrollerer dermed hvor stor andel av gasstrømmen som sendes til hver kompressor. Denne komponenten er sentral i simuleringen da dette er et viktig styringsverktøy for kompressorer i parallell. Når utløps kriterier for trykk er satt er det mengde gass gjennom kompressorene som bestemmer driftspunktet.

Recycle-mix blander gassen fra innløp og eventuell gass som kommer fra resirkulering.

Inlet.Comp. er strømmen inn i kompressoren og brukes som overvåking av gasstrømmen inn til kompressorene etter blanding i *Recycle-mix*.

Compressor er kompressorene i modellen og den mest sentrale delen. Her legges kompressor karakteristikene inn.

Effekt er energitilførselen til kompressorene og beregnes fra løftehøyden, massestrømmen og virkningsgraden som er beregnet i *compressor*.

Outlet-comp. er kompressorutløpet og dermed den ferdig prosesserte gassen. Det er her trykkkravet er lagt inn og *compressor* benytter dette for å tilbake beregne nødvendig løftehøyde.

Cooler er en varmeveksler som senker temperaturen i gass-strømmen. Den er installert i anlegget for å kjøle gassen til et temperaturkrav for transport i rørledningene. Den er tatt med i denne modellen fordi temperaturfallet vil spille inn på temperaturen inn til kompressoren hvis resirkulering benyttes. Kravet for temperatur inn i utløpsmanifold er at gassen skal kjøles til 50°C.

Set-1 og *Set-2* brukes for å ha samme trykk før og etter varmeveksleren. Det antas altså at det ikke er noe trykktap i denne operasjonen.

Recycle-split deler strømmen i to og styrer hvor mye av strømmen som eventuelt sendes i resirkulering.

Recycle-valve er en strupeventil som sørger for å strupe trykket i resirkuleringsstrømmen tilbake til innløpsstrykk. Dette sikres ved at *Set-Recycle* setter samme trykket etter strupeventilen som i *Feed*.

RCY-1 er en operasjon i HYSYS som sørger for å ”matche” resirkuleringsstrømmene ved hjelp av iterasjon.

Outlet-mix blander de to strømmene som er ferdig prosessert. Strømmene vil ha samme trykk og temperatur slik at det ikke er noe blandingstap. Strømmen har samme massestrøm som *feed* slik at systemet er ”steady-state”.

Outlet er gass strømmen ut av modellen og representerer eksportrørledningen.

8 Simulering

I denne delen blir HYSYS modellen som er presentert i forrige del benyttet i simuleringer for å undersøke optimal drift av eksportkompressorene og hvordan denne vil endres som følge av degradering. De forskjellige simuleringene som gjennomføres blir forklart og resultatene blir deretter presentert og diskutert.

Som nevnt tidligere styres kompressorene ved lik avstand til kontroll-linje prinsippet, noe som sikrer god ytelse og avstand fra surgeområde. Ved denne styringen ligger kompressorkurvene i datablad [14] til grunne for driften. Og hvis kompressorene degraderes vil ikke disse ytelseskurvene representere den faktiske ytelsen. Dermed kan det gjøre at kompressorene drives i punkt som ikke lenger sikrer optimale.

Som nevnt er det to aspekter som er viktig ved optimal drift, og det er at energiforbruket holdes så lavt som mulig samtidig som dette ikke går på bekostning av gassmengden som prosesseres. Og for å kartlegge hvordan degradering påvirker driftsmønsteret til kompressorene vil effekten av degradering på både energiforbruk og kapasitet undersøkes.

Simuleringer rundt hvordan utvalgte parametere endres som følge av degradering vil gjennomføres. Dette er for å identifisere optimale parametere som kan benyttes for å detektere degradering tidlig.

Ved hjelp av modellen for kompressorkurver som er presentert i 6.4 er det laget 3 sett med degraderte kurver som representerer 5 % 10 % og 15 % tap i beste virkningsgrad. Disse er lagt inn i kompressorene i HYSYS og kan aktiveres etter hvilken driftssituasjon som skal simuleres. Kurvene som benyttes i simuleringene er vist i vedlegg 1.1-1.4.

Det vil ikke gjennomføres spesifikke simuleringer for å undersøke om resirkulering kan benyttes for å optimalisere driften. Dette er fordi drift hvor resirkulering benyttes aldri vil representere optimal drift. Det er en driftsstyringsmulighet som bare benyttes for å unngå surge i kompressorene.

8.1 Validering av modell

Det første som undersøkes er resultatene for simuleringer med driftsforholdene som er gitt i datablad [14]. Disse kan da sammenlignes opp mot verdiene som er gitt i databladene. Dette vil gi en pekepinn på hvordan HYSYS modellen fungerer sammenlignet mot de referansene som er tilgjengelig.

Det er gitt tre forskjellige driftsforhold i databladet, det ene er for design og i tillegg er det et for høyere innløpstrykk og et for lavere innløpstrykk. Alle de tre driftsforholdene blir undersøkt her, og driftsbetingelsene er vist i tabell 6.

Driftsbetingelse	Design	Høyere innløpstrykk	Lavere innløpstrykk
Gassmengde per kompressor [kg/h]	760266	760266	760266
Innløpstrykk [bar]	75	79	66
Innløpstemperatur [°C]	0	0	0
Utløpstrykk [bar]	198	198	198

Tabell 6: Driftsforhold fra datablad [14]

Verdiene fra datablad er gitt av tester hos leverandør og er utført på en enkelt kompressor. Men det vil simuleres med to kompressorer i parallell drift for å undersøke modellen og hvordan den fungerer. Gassmengden som er oppgitt vil derfor dobles i *feed* og spiltforholdet er 50/50.

Tabell 7 viser resultatene fra simuleringen, verdiene som er målt og beregnet av leverandør og avviket mellom verdiene.

Design			
Parameter	Simulert	Fra datablad	Avvik
Utløpstemperatur [°C]	84,48	82	0,7 %
Effekt [kW]	33588	33030	1,7 %
Turtall [rpm]	6438	6442	-0,1 %
Polytropisk virkningsgrad [%]	78,77	78,7	0,1 %

Tabell 7: Simulering mot referanse ved drift i design

Simulerte verdier ved design viser god nøyaktighet sammenlignet med verdiene som er gitt fra leverandør. Det største avviket er 1,7 % og er for effekten som kreves av kompressorene. De andre verdiene har et avvik på mindre enn 1 %. Turtall og polytropisk virkningsgrad har et avvik på bare 0,1 %.

Høyere innløpstrykk (79 bar)			
Parameter	Simulert	Fra datablad	Avvik
Utløpstemperatur [°C]	78,92	76,7	0,6 %
Effekt [kW]	31146,6	30735	1,3 %
Turtall [rpm]	6208	6199	0,1 %
Polytropisk virkningsgrad [%]	78,95	78,8	0,2 %

Tabell 8: Simulering mot referanse ved drift med høyere innløpstrykk.

Ved høyere innløpstrykk, 79 bar, er en av innløpsbetingelsene endret. Modellen viser likevel god nøyaktighet sammenlignet med verdiene fra leverandør. Det er igjen effekten som kreves som har det største avviket, nå er dette 1,3 %. De andre avvikene er nesten like som ved forrige simulering og alle er fortsatt godt under 1 %.

Lavere innløpstrykk (66 bar)			
Parameter	Simulert	Fra datablad	Avvik
Utløpstemperatur [°C]	97,89	95,1	0,8 %
Effekt [kW]	38005	37318	1,8 %
Turtall [rpm]	6986	6972	0,2 %
Polytropisk virkningsgrad [%]	78,8	78,7	0,1 %

Tabell 9: Simulering mot referanse ved drift med lavere innløpstrykk

Ved lavere innløpstrykk, 66 bar, viser modellen mye det samme som ved de to foregående simuleringene. Det er god nøyaktighet mellom verdiene og effekten er igjen verdien med størst avvik på 1,8 %.

Modellen viser god nøyaktighet sammenlignet med verdiene som er gitt fra test hos leverandør. Det maksimale avviket er 1,8 % som er effekten ved det laveste innløpstrykket. Dette er ikke særlig store avvik og de andre verdiene viser god nøyaktighet. Men spesielt utløpstemperaturen med så lite avvik gir indikasjoner på at modellen har god nøyaktighet. Hvis en mindre passende tilstandsligning hadde blitt benyttet ville dette avviket vært større.

Det var også forventet noe avvik da kompressorkurvene som er lagt inn i modellen er lest av fra grafene i datablad. Disse ble lest av manuelt og det vil derfor ikke være mulig å ha helt nøyaktige kurver i modellen.

8.1.1 Del konklusjon

Modellen er i dette avsnittet sammenlignet med referansene som er gitt i databladene for kompressorene. Og det viser at modellen gir simulerte resultater som ligger nært de som er oppgitt som referanser. De avvikene som er tilstedte er små, maksimalt 1,8 % og vil ikke påvirke simuleringene som gjennomføres senere i noen nevneverdig grad. Det er i hovedsak effekten degradering har på driftsmønsteret som undersøkes. Der er derfor bra at modellen viser at avviket er stabile selv med endringer i enkelte av betingelsene.

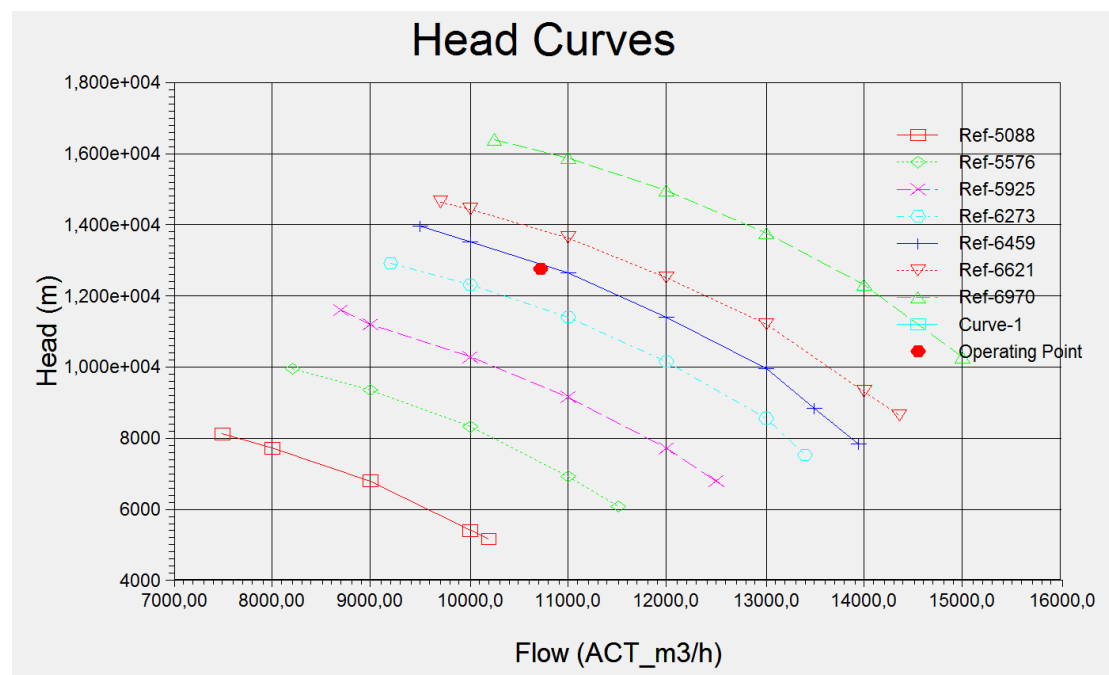
Noe avvik var også forventet som følge av at kurvene som danner grunnlaget for HYSYS modellen er manuelt avlest og vil derfor ikke være helt nøyaktig. Hvis digitaliserte kurver hadde vært tilgjengelig er det forventet at avvikene hadde vært mindre.

Effekten som hadde det største avviket mellom simulering og referanse kan være beregnet med noe forskjellig virkningsgrad. I datablad er det gjerne tatt med mekaniske tap som fiksjonstap i opplagring og tap i gir. Og slike mekaniske tap er ikke inkludert i HYSYS-modellen

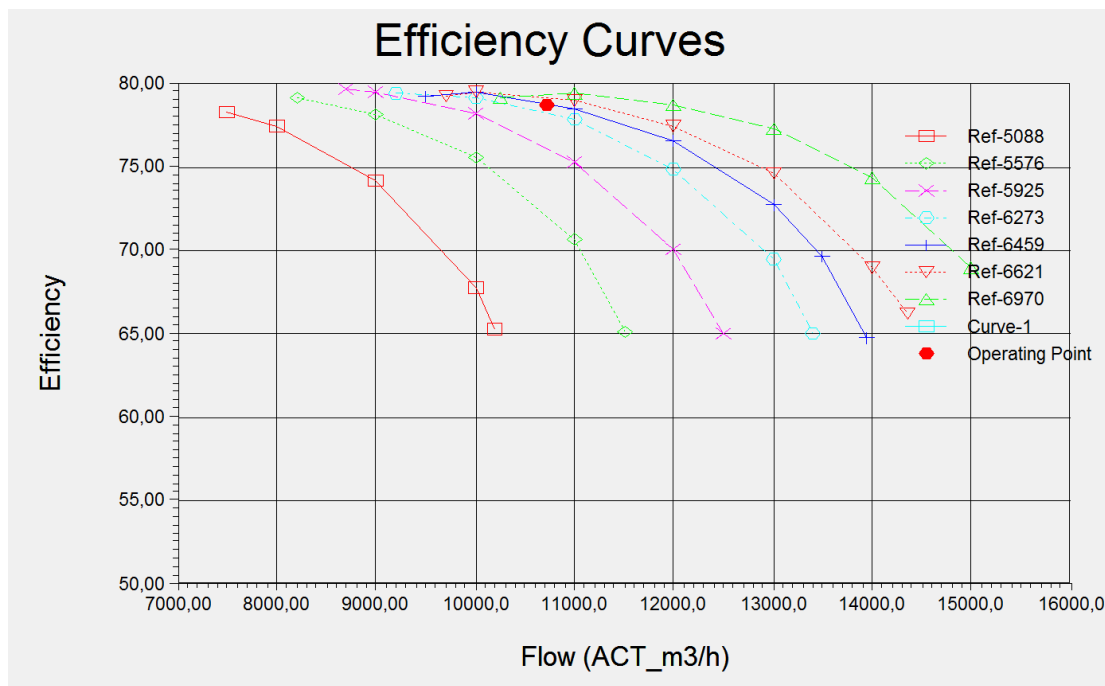
8.2 Driftspunkt kompressorkurver

For å undersøke om kompressorene drives nær optimalt vil det være greit å se på driftspunktet avmerket i kompressorkurvene. Det vil da komme klart frem hvilke turtall, løftehøyde og virkningsgrad kompressoren drives med. I tillegg vil det kunne avgjøres hvordan virkningsgraden i driftspunktet er i forhold til beste virkningsgrad og hvilken sikkerhetsmargin det er til kontroll-linjen.

I figur 18 og 19 er det tatt bilde av driftspunktet til kompressorene i HYSYS når referanse ytelseskurvene benyttes ved design innløps og utløpskriterier.



Figur 18: Kompressorkurver for løftehøyde med driftspunkt



Figur 19: Kompressorkurver virkningsgrad med driftspunkt

Fra bildene vises det at driftspunktet ligger tett opptil turtallkurven 6450 rpm som er 93 % og maksimalt turtall er 105 %. Driftspunktet har god avstand fra til kontroll-linjen med ca. 10 % margin i løftehøyde. På kurvene for virkningsgrad ligger driftspunktet litt under beste virkningsgraden ca 1 %. Men dette er forventet når beste virkningsgrad ofte ligger nær kontroll-linjen. Det blir da en avveining mellom økt virkningsgrad og sikkerhetsmargin til surge.

Virkningsgradskurvene er relativt flate nær beste driftspunkt. Dette gjør at selv med god avstand til kontroll-linjen vil det være mulig å ha en virkningsgrad nær beste virkningsgrad.

Grafene viser at virkningsgradskurvene for forskjellige turtall er svært like og har beste virkningsgrad i samme avstand fra kontroll-linjen. Det vil si at driftsstyring hvor en bestemt avstand fra denne linjen vil gi gode betingelser for optimal drift.

8.2.1 Del konklusjon

Fra kompressorkurvene kan det sees at når referanseytelsene for kompressorene benyttes og lasten deles likt mellom kompressorene drives disse nært optimalt. Så lenge det er ønskelig å ha noe avstand til kontroll-linje for å unngå surge i kompressorene vil dette føre til at virkningsgraden er noe lavere enn beste mulige. Dette er et spørsmål om hva som legges mest vekt på og i dette tilfelle ser vi at det er mulig med en god margin til kontroll-linjen og at virkningsgraden bare er ca. 1 % lavere enn beste mulige.

8.3 Effekt måleparametere

Gjennom samtaler med [7], er det kommet frem til at effekten av degradering ikke alltid kan identifiseres under driften av kompressorene. Det kan derfor være ønskelig å undersøke om det er parametere gir indikasjoner på om kompressorene er degradert.

Det er viktig å nevne at innløpsbetingelsene er holdt konstante og lik design. Hvis en eller noen av innløpsparameterne endres vil også utløpsparameterne endres. Og hvis en måleparameter skal benyttes som indikator på degradering er det viktig å ha oversikt over nøyaktige innløpsbetingelser.

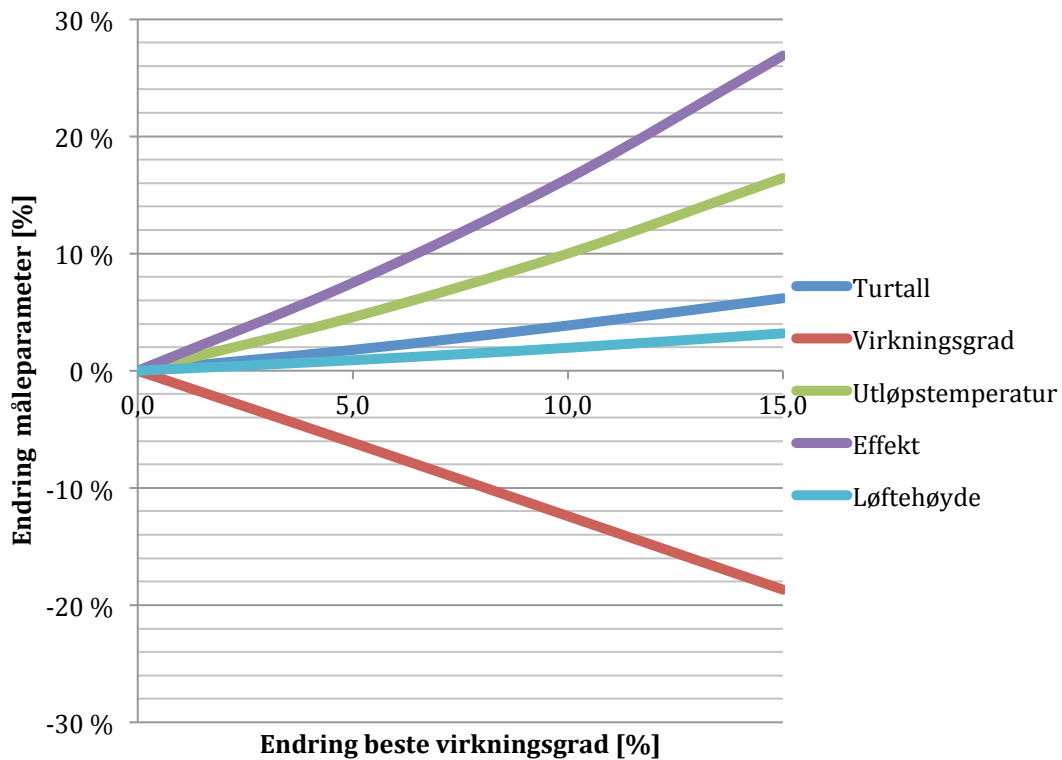
I simuleringen brukes de degraderte ytelseskurvene og variablene er tap av beste virkningsgrad. Ellers holdes utløpstrykket konstant slik at kompressoren oppfylder drift i følge design. De parametere som undersøkes er:

- Virkningsgrad (i driftspunktet, ikke nødvendigvis beste virkningsgrad).
- Tilført effekt
- Utløpstemperatur
- Turtall
- Løftehøyde

Ved bruk av måleparameter som indikator på degradering er det viktig at denne er sensitiv for endringer i ytelsen til kompressoren. Det vil si at størrelsen på målt verdi endres mye når maskinen ikke lenger oppfylder referanse ytelse. Dermed vil også kvaliteten på måleutstyret spille inn, da stor usikkerhet kan gi indikasjoner på at maskinen er degradert uten at den virkelig er det.

Simuleringene gjennomføres i HYSYS modellen ved at en kompressor kjøres i design kriteriene og degraderes 5- 10- og 15 %. Det kjøres fire simuleringer, en for hver ytelseskurve og nevnte parametere hentes ut fra programmet.

Figur 20 viser utviklingen mellom tap av beste virkningsgrad og %-vis endring i parameterene som er undersøkt.



Figur 20: Sensitivitet parametere

Fra figur sees det at spesielt tre parameter er sensitiv for degradering. Effekt, faktisk virkningsgrad og utløpstemperatur viser høy sensitivitet med endringer som er større enn endringen av beste virkningsgrad. Dette gjør at de kan være egnet for overvåking med tanke på degradering. Men det nevnes også at effekt og faktisk virkningsgrad vil bli beregnet ved hjelp av andre målte verdier i anlegget. Utløpstemperaturen derimot vil være mulig å måle med en temperatur sensor, og med god nøyaktighet hvis denne er riktig kalibrert og plassert.

Tabell 10 viser resultatene av sensitivitetsanalysen for hver grad av degradering.

Parameter	Endring [%]	Endring [%]	Endring [%]
Degradering beste virkningsgrad			
	-5,0 %	-10,0 %	-15,0 %
Turtall	1,8 %	3,9 %	6,2 %
Faktisk virkningsgrad	-6,1 %	-12,4 %	-18,7 %
Løfthøyde	0,9 %	2,0 %	3,2 %
Effekt	7,5 %	16,4 %	26,9 %
Utløpstemperatur	4,6 %	10,0 %	16,4 %

Tabell 10: Sensitivitet ved degradering måleparametre

Tabellen viser at utløpstemperaturen har lavere sensitivitet ved mindre tap av virkningsgrad. Da er endringen i utløpstemperatur mindre enn endringen i beste virkningsgrad. Mens når tapet blir større vil utløpstemperaturen endres mer enn endringen i beste virkningsgrad. Både faktisk virkningsgrad og effekt har høy

sensitivitet og endringene i disse parameterne er større enn endringene i beste virkningsgrad. Turtall og løftehøyde viser derimot lav sensitivitet med henholdsvis 6,2 % og 3,2 % endring selv ved 15 % tap av beste virkningsgrad.

8.3.1 Del konklusjon

Fra simuleringen viser det at enkelte parametere egner seg bedre enn andre for overvåking med tanke på degradering. Effekt og faktisk virkningsgrad har størst endring som følge av degradering slik den er modellert i denne oppgaven. Også utløpstemperatur viser klare endring når kompressor ytelsen degraderes.

Med tanke på måling og overvåking vil det være en fordel at valgte parametere er forholdsvis enkle å måle. Det taler dermed for at utløpstemperatur brukes da denne er målbar, mens virkningsgrad og effekt beregnes som et resultat av andre parametere. Men utløpstemperaturen vil igjen være svært avhengig av innløpsbetingesene og små endringer i disse vil gi endringer i målt utløpstemperatur.

8.4 Lastfordeling

Så lenge det er kapasitet nok til å behandle aktuell gassmengde vil det være av interesse å minimere energiforbruket og dermed også driftskostnadene, og for å oppnå optimal drift er lastfordelingen mellom kompressorer i parallell sentral. Riktig lastfordeling vil ofte gjøre at kompressorene drives optimalt gitt driftsforholdene.

I denne delen brukes modellen for å undersøke hvordan optimal lastfordeling med tanke på energiforbruket endres på grunn av degradering i kompressorene.

For å se hvordan degradering påvirker kompressorer i parallell drift vil det bare være en kompressor som degraderes i simuleringene. Dette er fordi at hvis begge kompressorene degraderes likt vil driftsmønsteret være identisk bare ved et høyere turtall og energiforbruk.

Det er kjørt fire simuleringer, en for hver grad av degradering, og så undersøkes energiforbruket ved forskjellige lastfordelinger. Dette gjøres ved hjelp av funksjonen *datatool* i HYSYS som gir mulighet til å endre en variabel mellom to verdier og hente ut resultater for hver verdi som simuleres.

I denne simulering er det *inlet-split* i HYSYS modellen som endres. Denne bestemmer hvor stor andel av strømmen som sendes til hver kompressor.

Begrensinger knyttet til surge linje, choke linje og tilgjengelig kraft fra el-motor danner grensene for simuleringene.

Fra kompressorkurvene undersøkes det hvilke volumstrøm som gir kontroll-linjen, slik at resultater som ligger nærmere surge ikke benyttes. Hvis driftspunkt ligger for nær surge vil resirkulering starte og dermed vil det ikke være et optimalt driftspunkt.

For hver løftehøyde vil det være en bestemt volumstrøm som ligger på kontroll-linjen.

Ved hjelp av modellen for degraderte kurver er det også funnet volumstrømmene som ligger på de degraderte kontroll-linjene. Tabell 11 viser minste volumstrøm for hver grad av degradering.

Tap beste virkningsgrad (%)	Minste tillatte volumstrøm (m ³ /h)
0	9104
5	9096
10	9089
15	9086

Tabell 11: Kontrollinje for gitt løftehøyde og degradering

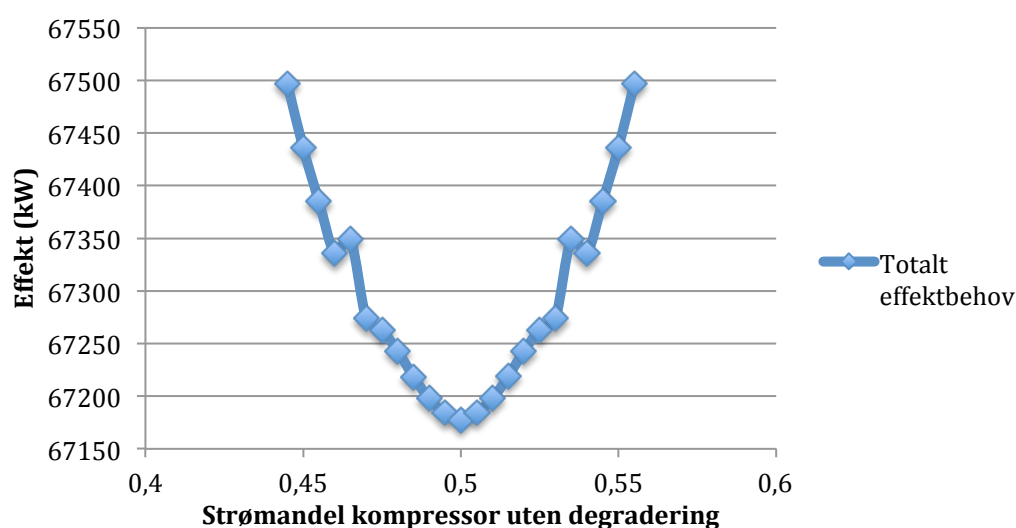
I tillegg til begrensingene knyttet til kontroll-linjen vil resultatene som krever mer enn 38 MW for en kompressor forkastes da dette ikke mulig å oppnå i gjeldende anlegg.

Ved gjeldende utløpstrykk vil det som nevnt ikke være mulig å kjøre kompressorene med så stor gassmengde at driftspunktet nærmer seg chocke da kraftbegrensingene til el-motorene vil hindre dette.

8.4.1 Design driftsforhold

Det vil først undersøkes hvordan degradering påvirker optimal lastfordeling når inn- og utløps-betingelser holdes som spesifisert i design driftsforhold.

Grafene under viser sammenhengen mellom totalt effektbehov og andelen av strømmen som sendes til kompressor 1, dette er kompressoren med konstant ytelse i simuleringene.



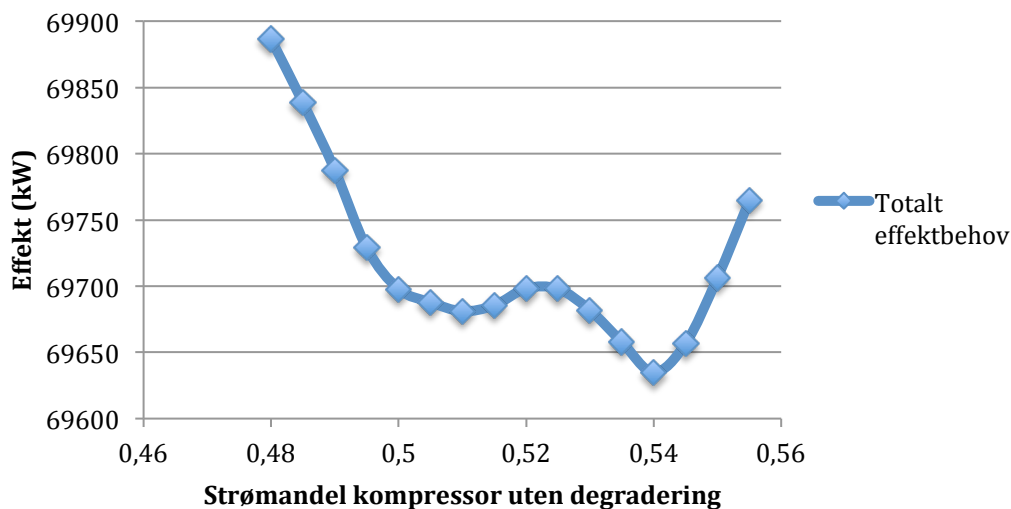
Figur 21: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, ingen kompressorer er degradert

Figur 21 viser sammenhengen mellom effektbehov og andel av gassen som sendes mot kompressor 1. Ingen av kompressorene har tap av ytelse i denne simuleringen,

altså er kompressorkurvene like. Det vises da som forventet at den beste lastfordelingen er når strømmen deles likt mellom kompressorene.

Grafen viser at det er mulig å fordele lasten slik at en kompressor tar opp mot 55 % av strømmen, men hvis mer enn dette sendes til en kompressor vil ikke el-motorene klare å levere nok effekt. Det vil heller ikke være ønskelig at en kompressor mottar mer enn 50 % av strømmen da dette totalt vil kreve mer energi.

Videre viser grafen at forskjellen på beste og verste lastfordeling er ca 350 kW som ikke er mye relativt det totale forbruket. Det er likevel ønskelig å spare energi hvor det er mulig og i tillegg vil en optimal lastfordeling føre til at kompressorene er mindre sensitiv for svingninger i gassmengden.

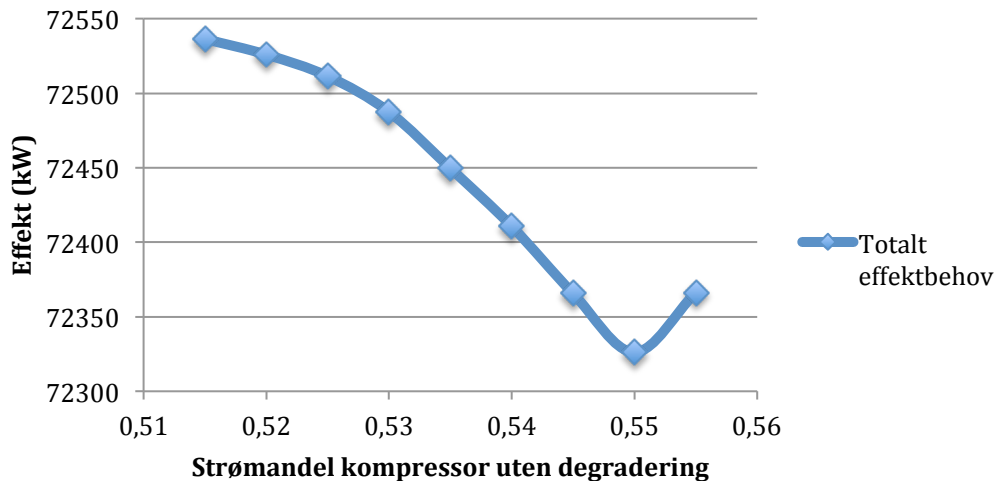


Figur 22: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, en kompressor er degradert med 5% tap av beste virkningsgrad

Figur 22 viser hvordan effektbehovet endres sammenlignet med lastfordelingen når kompressor 2 degraderes slik at beste virkningsgrad er 5 prosentpoeng lavere.

Fra grafen kommer det frem at lik lastfordeling ikke lenger sikrer lavest energiforbruk. For i tillegg til at totalt effektbehov har økt som følge av degraderingen har også punktet for lavest energiforbruk skiftet mot at kompressoren uten degradering tar en større andel av lasten. Som vist vil det laveste energiforbruket inntreffe når 54 % av strømmen sendes mot kompressor uten degradering.

I forhold til totalt effektforbruk er det ikke veldig stor forskjell på beste punkt og lik strømfordeling. Det er bare i overkant av 50 kW som er forskjellen. Til sammenligning har effektbehovet økt med nærmere 2,5 MW som følge av degraderingen i den ene kompressoren.



Figur 23: Effektbehov ved forskjellig lastfordeling, en kompressor er degradert med 10% tap av beste virkningsgrad

Figur 23 viser sammenhengen når kompressor 2 er degradert med 10 prosentpoeng tap i beste virkningsgrad og viser at beste driftspunkt er ytterligere flyttet til høyre i grafen. Beste lastfordeling er nå at kompressoren som ikke er degradert mottar 55 % av gassen som skal prosesseres. Det sees også at en lik lastfordeling ikke er mulig da den degraderte kompressoren vil ha et effektbehov som er større enn 38 MW hvis den skal prosessere halvparten av gass-strømmen.

Annet som bør bemerkes er at lastfordelingsområde er kraftig redusert fra opprinnelig. Det er ikke lenger mulig med en 50/50 lastfordeling, og anlegget vil dermed være mer sensitiv for svingninger i gassmengden.

Når det simuleres at kompressor 2 degraderes med 15 prosentpoeng tap av beste virkningsgrad er det ikke lenger flere muligheter ved å styre lastfordelingen. Det er bare en spesifikk lastfordeling som gjør at effektbehovet for begge kompressorene er under 38 MW samtidig. Denne fordeling er ved at 55,5 % av gassen sendes til kompressor uten degradering. Og i dette driftspunktet drives begge kompressorene svært nært 38 MW. Altså er det lite margin for å tåle svingninger i gassmengden.

Totalt effektbehov for denne simuleringen er 75,5 MW.

Kompressor 2 degradering %	Driftspunkt, lastfordeling 50/50		Optimalt driftspunkt		
	Totalt effektforbruk	Endring %	Totalt effektbehov	Endring %	Lastandell kompressor 1
0	67178	0,0 %	67178	0,0 %	0,5
5	69698	3,8 %	69635	3,7 %	0,54
10	72683	8,2 %	72326	7,7 %	0,55
15	76207	13,4 %	75511	12,4 %	0,555

Tabell 12: Oppsummering simuleringer for lastfordeling

Tabell 12 viser hvordan drift med lik lastfordeling sammenlignes med optimalt driftspunkt med tanke på energiforbruk. De røde feltene i tabellen indikerer at

driftspunktet ikke er gyldig da en kompressor vil kreve mer enn 38MW fra elektromotorene. Det er likevel tatt med her for å sammenligne effekten av å endre lastfordelingen.

Tabellen viser at det totale effektforbruket øker mindre enn tapet i virkningsgrad som den ene kompressoren opplever. Dette var også forventet når det bare er en kompressor som degraderes. Videre viser det at det i denne driftsituasjonen er lite å tjene på å gi kompressor 1, som representerer kompressor med konstant ytelse, en større andel av gassen. Ved 5 prosentpoeng tap i ytelse på den ene kompressoren er det ikke mulig å redusere tapet som følge av degradering med mer enn 0,1 prosentpoeng ved å endre lastfordelingen.

8.4.2 Lavere last

Etter samtaler med L.E. Bakken er det også undersøkt hvordan degradering påvirker lastfordeling hvis mengden gass som skal behandles er noe lavere enn ved design.

Simuleringene tar nå utgangspunkt i at inn-og utløpsbetingelsene er som i design uten om gassmengden som er satt til 90 % av det opprinnelige. Det vil si at gassmengden nå er 1684239 kg/h for hver kompressor hvis de behandler halv strømmen hver.

Framgangsmåten er lik som for forrige simulering og grafene for hver grad av degradering er vist i vedlegg 1.4 og 1.5 og vil ikke kommenteres detaljert her.

Tabell 13 viser en oppsummering av simuleringene som er gjennomført med den reduserte gassmengden.

Kompressor 2 degradering %	Driftspunkt, lastfordeling 50/50		Optimalt driftspunkt		
	Totalt effektforbruk	Endring %	Totalt effektbehov	Endring %	Lastandel kompressor 1
0	60006	0,0 %	59980	0,0 %	0,515
5	62276	3,8 %	62214	3,7 %	0,520
10	64896	8,1 %	64789	8,0 %	0,520
15	68134	13,5 %	67809	13,0 %	0,525

Tabell 13: Oppsummering lastfordeling, redusert gassmengde.

Tabellen viser at effekten av degradering er den samme som når gassmengden var satt til design. Beste lastfordeling forskyves mot kompressor som ikke er degradert men at det er liten forskjell i effektbehovet mellom de forskjellige lastfordelingene.

Det er mindre endringer i lastandelen som sendes til kompressor uten degradering, enn forrige simulering. Ved 15 prosentpoeng tap i kompressor 2 vil det med lavere gassmengde være optimalt å dele lasten 52,5/47,5 mot 55,5/44,5 når gassmengden var som i design kriteriene.

Også ved lavere gassmengde vil ikke kompressoren som degraderes ha kapasitet til å behandle halve strømmen hvis den er degradert med 15 prosentpoeng i beste virkningsgrad.

8.4.3 Del konklusjon

Det er i denne delen undersøkt hvordan optimal lastfordeling med tanke på energiforbruk endres når en kompressor degraderes. Det er undersøkt to forskjellige lastmengder for å se om degradering har forskjellig effekt når driftsområdet er forskjellig.

Resultatene av simuleringen viser at beste lastfordeling vil forskyves mot kompressor som ikke er degradert. Det viser også at når en kompressor degraderes med tap i beste ytelse på 10 % vil ikke en kompressor klare å øke trykket til 198 bar ved referanse gassmengde.

Antall mulige lastfordelinger ble langt lavere når en kompressor ble degradert, og dette vil føre til en lavere fleksibilitet i anlegget.

Men simuleringene viser at det er minimalt med energi som kan spares ved å endre lastfordelingen, og spesielt relativt det økte energiforbruket som kommer av lavere virkningsgrad ved degradering.

8.5 Maksimal kapasitet

Gjennom samtaler med fagpersonell ved Kollsnes er det nevnt at anlegget i perioder drives med maksimal kapasitet. Det vil si at kompressorene drives ved høyeste mulige gassmengde gitt effektbegrensningene. Dette er i perioder der etterspørselen etter gass er høy, og den er gjerne sesongbasert. I slike situasjoner vil kapasiteten for å få prosessert maksimal mengde gass være prioritert foran energieffektiviseringen av driften. Det vil derfor ikke reduseres i gass-strømmen for å oppnå høyere virkningsgrad i kompressorene så lenge utløpstrykket holdes til 198 bar.

Derfor undersøkes det hvordan maksimal kapasitet påvirkes av at kompressorene degraderes. Dette kan være viktig i planlegging av vedlikehold da redusert kapasitet kan føre til stor tap i perioder med høy etterspørsel etter gass.

Først undersøkes det hvordan maksimal kapasitet endres når begge kompressorene degraderes likt. Det vil kjøres fire simuleringer med kurver for 0, 5, 10 og 15 % tap av beste virkningsgrad for begge kompressorene.

Fra kurvene i datablad sees det at ved gitt løftehøyde, for å nå 198 bar utløpstrykk, vil det ikke være fare for å kjøre kompressorene til stonewall. Dette er fordi før gassmengden blir så stor vil effekten som kreves overskride maksimal effekt som kan leveres av elektromotorene. Maksimal kapasitet inntreffer altså når kompressorene behandler en gassmengde som krever 38 MW for å øke trykket fra 75-198 bar.

Så lenge begge kompressorene degraderes likt vil beste lastfordeling være lik last som vist i forrige del. Det vil derfor holdes lik splitt av strømmen i denne simuleringen.

Tabellen under viser hvordan maksimal kapasitet endres når kompressorene degraderes.

Tap beste virkningsgrad	Maks kapasitet [kg/h]	% Av maksimal design kapasitet
0 %	1695000	100,0 %
5 %	1590000	93,8 %
10 %	1485000	87,6 %
15 %	1365000	80,5 %

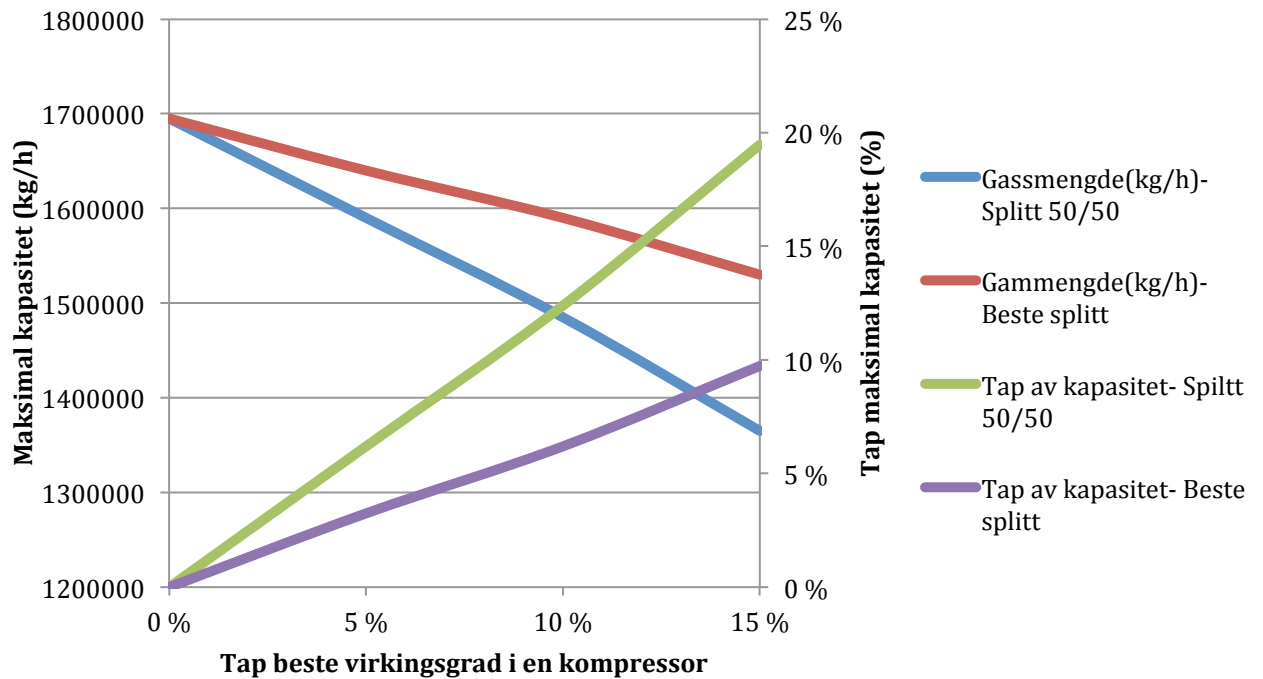
Tabell 14: Tap av maksimal kapasitet som følge av degradering

Fra tabellen kommer det frem at maksimal kapasitet reduseres med mer enn tap i beste virkningsgrad. For eksempel vil kapasiteten være redusert med nesten 20 % når virkningsgraden er redusert med 15 %.

Hvis ikke kompressorene har lik ytelse vil ikke en lastfordeling der halve strømmen ledes til hver kompressor sikre optimal drift av kompressorene. Dette undersøkes ved at en kompressor opplever degradering mens den andre har referanseytelse. Altså degraderes den ene kompressoren med tap av beste virkningsgrad med 5-10 og 15 % mens den andre kompressoren ikke har noen tap i virkningsgrad.

Figur 24 viser hvordan utviklingen av maksimal kapasitet, gassmengde er når en kompressor degraderes. Det er også tegnet inn endringen av kapasitet, altså hvor mange % maksimal kapasitet endres som følge av degradering. For hvert nivå av degradering er det simulert både med lik lastfordeling før beste lastfordeling er funnet. Dette er når begge kompressorene krever 38MW.

I figuren er ”50/50” kapasiteten når det er lik last mellom kompressorene. Og ”beste splitt” er splittforholdet som gjør at begge kompressorene yter maksimal effekt.



Figur 24: Simulering maksimal kapasitet, en kompressor degraderes. Merk: Prosentvis endring i kapasitet er plottet mot sekundæraksen

Fra figur 24 sees det at selv med bare en kompressor som degraderes er tapet av maksimal kapasitet stort. Dette er fordi med en lik lastfordeling vil kompressoren som degraderes være begrensningen og når denne når sin maksimale effekt kan ikke gassstrømmen økes ytterligere. Derfor vil tapet være like stort som om begge kompressorene degraderes.

Men når det undersøkes forskjellige lastfordelingsmuligheter viser det seg at tapet av kapasitet kan begrenses ved å sende mer av strømmen mot kompressoren med best ytelse. Dette er da for å utnytte hele kapasiteten til begge kompressorene.

Når beste lastfordeling benyttes kan tapet av maksimal kapasitet omtrent halveres sammenlignet med en lik lastfordeling. Figuren viser at ved 15 % tap av beste virkingsgrad i en kompressor vil maksimal kapasitet være ca. 20 % lavere enn opprinnelig når lastfordeling er lik mellom kompressorene. Men når lastfordelingen optimaliseres slik at begge kompressorene drives ved 38 MW vil tapet av maksimal kapasitet være i underkant av 10 %.

Tabell 15 viser hvordan beste lastfordeling med tanke på maksimal kapasitet endres når en kompressor degraderes.

Tap av beste virkingsgrad	Beste splittforhold	
	Andel degradert kompressor	Andel kompressor uten degradering
0	50,0 %	50,0 %
5	48,5 %	51,5 %
10	46,7 %	53,3 %
15	44,6 %	55,4 %

Tabell 15: Beste lastfordeling ved degradering av kompressor 1.

Når den ene kompressoren har 15 % tap i beste virkningsgrad vil kapasiteten være maksimal når 55,4 % av gassen ledes til den kompressoren som ikke er degradert. Ved å gjøre dette er tapet av maksimal kapasitet redusert fra nesten 20 % til i underkant av 10%.

Ved å endre på andelen av gassmengden som går til kompressorene vil en fordeling som gjør at effektbehovet til begge kompressorene samtidig når 38MW gi maksimal kapasitet ved gitte driftsforhold.

8.5.1 Del konklusjon

Simuleringene viser at kapasiteten for anlegget vil endres mye som følge av degradering. Hvis kompressorer degraderes likt vil anleggets maksimale kapasitet reduseres mer enn tapet i beste virkningsgrad og at optimal lastfordeling fortsatt vil være lik last mellom kompressorene.

Men hvis det bare er en kompressor som taper ytelse kan tapet av kapasitet motvirkes ved å lede en større andel av gassen gjennom den andre kompressoren. Tapet av maksimal kapasitet kan halveres sammenlignet med hvis lasten deles likt.

8.6 Sensitivitetsendringer ved degradering

Det er i databladene og i oppgaven antatt at innløpsparameterene, spesielt trykk og temperatur, er konstant og lik forholdene beskrevet i datablad.

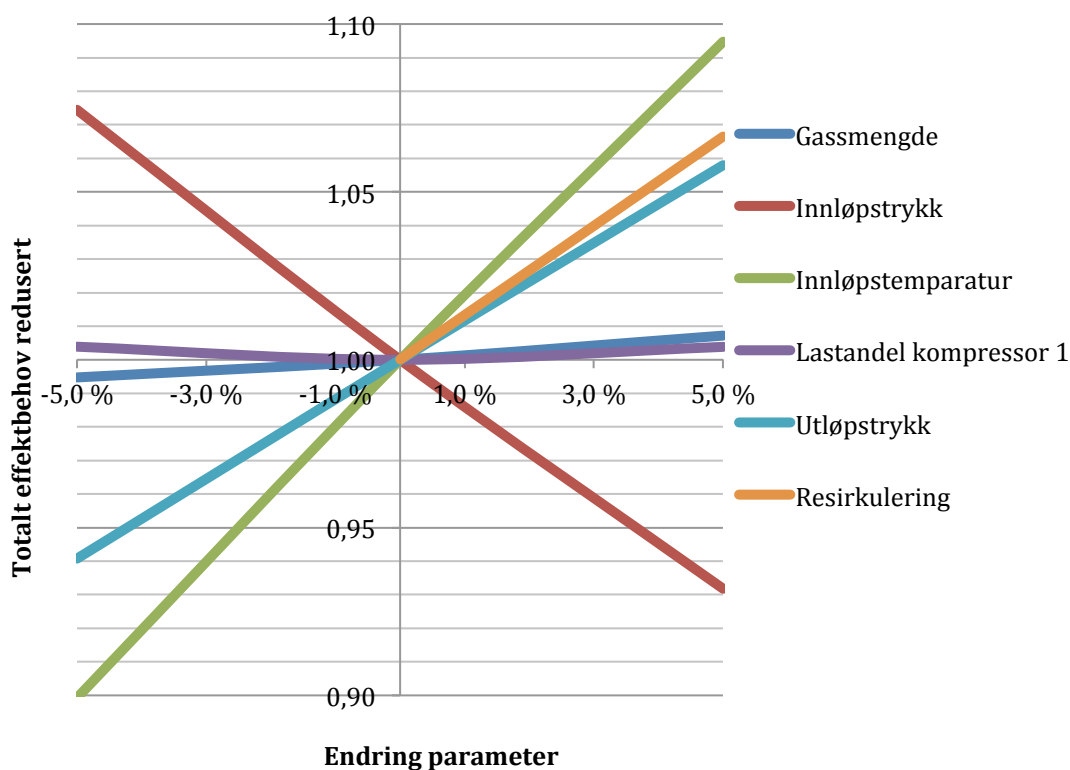
Ved faktisk drift i anlegget ved Kollsnes vil det fokuseres på å holde disse betingelsene så nær optimal så mulig. Men det vil ofte av forskjellige årsaker ikke være mulig å drive resten av anlegget slik at kompressorene har konstante innløpsbetingelser. Og det er allerede nevnt at hvilke gassbehandlingstog som prosesser gassen før salg vil spille inn på noen av disse betingelsene.

Årsaker som degradering eller havari av turboekspandere vil medføre at andre innløpsbetingelser som trykk og temperatur endres.

Det er derfor simulert forskjellige situasjoner hvor enkelte driftsbetingelser endres til +/- 5 % av design for å undersøke hvordan dette påvirker effektforbruket.

Betingelsene som endres:

- Innløpstrykk
- Innløpstemperatur
- Splittforhold
- Resirkulering
- Gassmengde



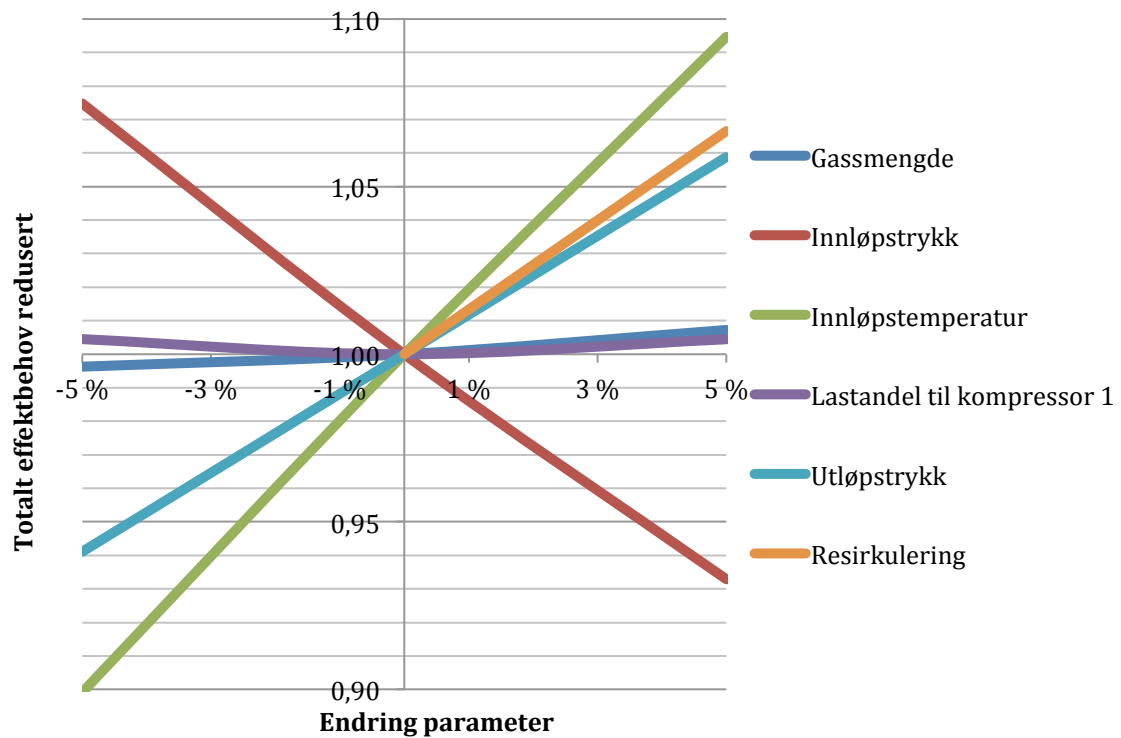
Figur 25: Sensitivitet effektbehov for parameter, ingen degradering

Figur 25 viser hvordan effektbehovet endres som følge av 5 % endringer i de forskjellige variablene. Den viser at innløpsbetingelsene som trykk og temperatur er veldig viktig for effektforbruket. En endring i 5 % i innløpstrykket gjør at det totale effektbehovet endres ca. 7 %.

Innløpstemperaturen er den parameteren som vil påvirke effektforbruket mest ved små endringer. Her betyr en 5 % økning i innløpstemperaturen at effektbehovet for å løfte trykket i gassen blir 9 % høyere.

Andre variabler som gassmengde og splittforhold er mindre sensitivt. Dette vil også være positivt da svingninger i gassmengden vil forekomme.

Fra grafen vises det at å resirkulere 5 % av gassen vil gjøre at det totale effektforbruket blir 7 % større og bekrefter at resirkulering ikke er en styringsmulighet for å sikre optimal drift.



π

Figur 26: Sensitivitet effektbehov for parameter, 5 % degradering beste virkningsgrad

Figur 26 viser hvordan sensitiviteten er for de samme variablene når kompressorene er degradert med 5 % i beste virkningsgrad. Det er svært lik sensitivitet som for kurvene som ikke er degradert. Innløpsbetingelsene og utløpstrykk er fortsatt de variablene som har størst innvirkning på energiforbruket.

8.6.1 Del konklusjon

Undersøkelsen av sensitiviteten effektforbruket har for forskjellige parametere viser at innløpsbetingelsene og utløpstrykk her størst betydning. Og etter simuleringer med degraderte kurver er det ikke funnet noe nevneverdig endring i sensitiviteten for disse parametere. Det vil si at driftssituasjonen med degraderte kompressorer vil påvirkes på samme måte som kompressorer ved ny-tilstand for små endringer i driftsbetingelsene.

Det bør nevnes at pga lavere virkningsgrad vil el-motorene drives nærmer maksimalt. Men sensitiviteten i forhold til variablene som er undersøkt er den samme.

9 Diskusjon

I denne oppgaven er det sett på optimal drift av eksportkompressorer og i kapittel 5 og 6 er det dokumentert driftsrutiner for kompressorer i parallell. Det er funnet at styringsprinsippet ved Kollsnes, som er å drive kompressorene med lik avstand til kontroll-linjen, er det mest anbefalte i tilgjengelig litteratur. Andre styringsmuligheter er også presentert, men det viktigste styringsverktøyet vil være lastfordelingen mellom kompressorene. Det er denne som vil optimalisere driften uten å medføre tap.

Det er presentert et alternativ til vedlikeholdsrutinene ved dagens drift. Tilstandsbasert vedlikehold er et mer komplett system som overvåker maskinytelsen i tillegg til hva som bør vedlikeholdes og når dette bør gjøres. Da det er et forholdsvis nytt system for vedlikeholds-styring er det vanskelig å konkludere hvordan dette ville fungert i praksis ved Kollsnes.

Modellen som er etablert i HYSYS benytter tilgjengelig informasjon, hovedsakelig hentet fra databladene som er gitt fra leverandør ved levering av kompressorene. Dette vil derfor ikke nødvendigvis representere kompressorene slik de fremstår og drives i dag.

Verifisering av HYSYS-modellen viser god nøyaktighet med tilgjengelig data. Og det konkluderes med at riktig tilstandsligning er benyttet. Dette kan endres hvis gasskomposisjonen ved anlegget ikke samstemmer med data gitt i databladene.

Simuleringene som undersøker optimal lastfordeling viser at ved driftsforholdene beskrevet i datablad vil en lastfordeling hvor hver kompressor behandler halve strømmen gi lavest energiforbruk. Dette er også tilfellet hvis kompressorene degraderes likt.

Det er undersøkt hvordan optimal lastfordeling endres hvis det bare er en kompressor som degraderes. Og det viser at en større andel av lasten bør sendes mot kompressor som ikke er degradert. Det er derimot svært lite energi som spares ved å fordele lasten slik sammenlignet med 50/50.

Simuleringene knyttet til effekten av degradering på maksimal kapasitet er gjennomført og viser at degradering vil senke maksimal kapasitet mer enn tapet av virkningsgrad.

Hvis bare en kompressor degraderes vil optimal lastfordeling med tanke på kapasitet kunne benyttes for å motvirke effekten av degradering. Simuleringene viser at tapet i kapasitet når en kompressor degraderes kan halveres når optimal lastfordeling benyttes i stedet for 50/50.

Det kan derfor konkluderes med at degradering ikke i nevneverdig grad påvirker optimal lastfordeling for å minimere energiforbruket. Men hvis degradering fører til forskjellig ytelse i kompressorene vil optimal lastfordeling skyves mot kompressor med den høyeste ytelsen. Dette er spesielt viktig hvis anlegget skal drives ved maksimal kapasitet, men også for å opprettholde fleksibiliteten i anlegget.

Sensitivitetsanalyse hvor endring i effekt undersøkes som følge av endringer driftsforhold viser at degradering ikke spiller inn på sensitiviteten. Kompressor med degraderte kurver viser samme sensitivitet for disse parameterne som kompressor med referanse ytelse.

For å oppnå optimal lastfordeling er det gjennom simuleringene kommet frem at kompressor kurver som illustrer virkelig ytelse er viktig. Dette vil kunne oppnås med overvåkingsrutinene som er et ledd i tilstandsbasert vedlikehold.

Som et alternativ er det undersøkt hvilke parametere som kan brukes som indikatorer for degradering. Effekt, virkningsgrad og utløpstemperatur er de parameterne som endres mest når kompressoren degraderes, og er dermed best egnet som overvåkingsparameter. Med tanke på måling og overvåking vil utløpstemperatur være den enkleste parameteren og benytte, da de to andre vil bergenes av flere utløps og innløps målerverdier.

10 Forslag til videre arbeid

I oppgaven er det sett på hvordan degradering i form av avleiring påvirker driften av kompressorene. Det er som nevnt i oppgaven også mistanke om at det kan forekomme lekkasjer i kompressorene. Denne formen for degradering vil påvirke driften på en annen måte enn avleiring.

En ny modell hvor lekkasjer i kompressorene kan simuleres vil kunne brukes for å se på hvilke effekt dette har på optimal drift.

Gjennomføres en test med strenge krav til nøyaktighet kan resultatene av denne sammen med modellene benyttes for å identifisere hvilke form for degradering som er dominerende ved Kollsnes. Dette vil være nyttig informasjon for overvåking av kompressorene og for vedlikeholdsrutiner.

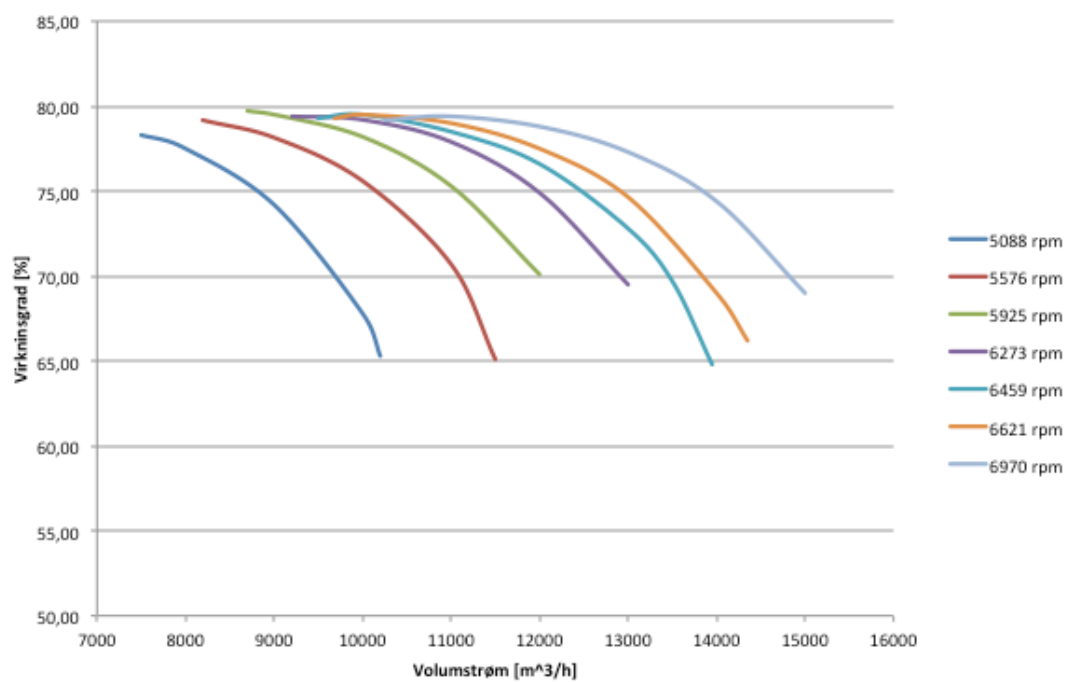
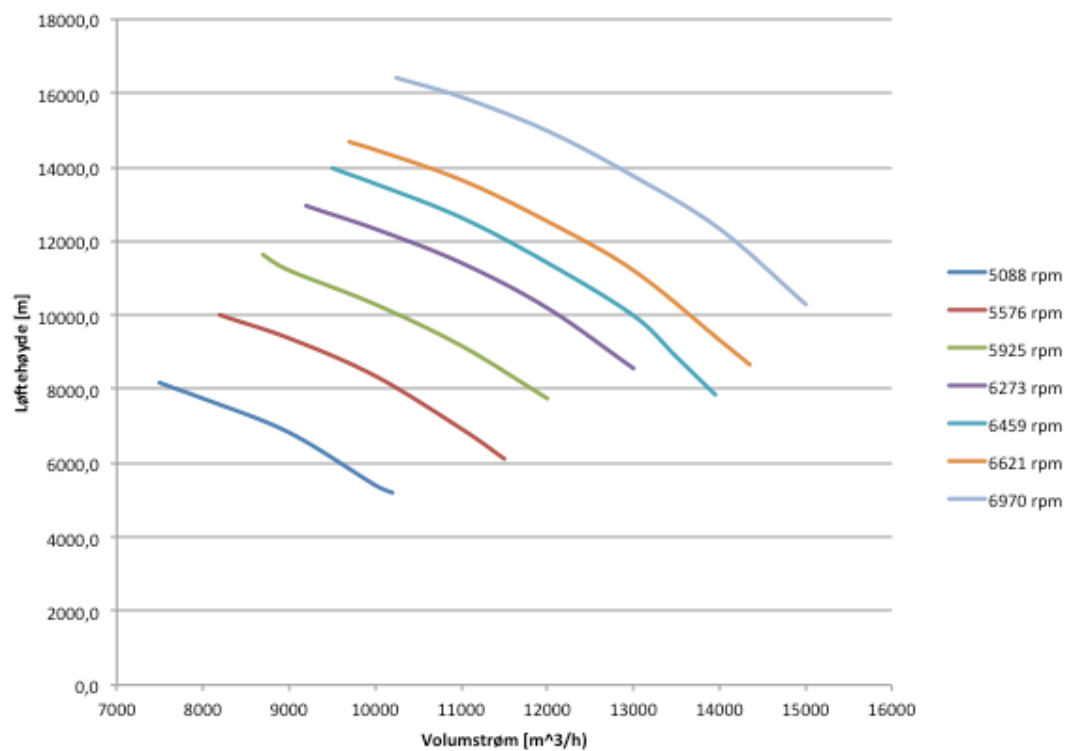
11 Referanser

- [1] Foss, T., *Energieffektivisering av eksportanlegg for naturgass*, 2012 NTNU
- [2] Bakken L.E., *Thermodynamics. Compression and Expansion Processes*, NTNU
- [3] Schultz John M., *The Polytropic Analysis of Centrifugal Compressors*, 1962
- [4] Mogstad, S.R., *Kompressorytelsens innvirkning på kapasitet og energiforbruk*, 2011 NTNU
- [5] Sandberg, M.R., *Equation of state influences on compressor performance determination*, 2005
- [6] Brun, K. et al, *Guideline for field testing of gas turbines and centrifugal compressor performance*, 2006
- [7] Samtaler med fagpersonell ved Statoil Kollsnes
- [8] Testprosedyre kompressorer, interndokument Statoil
- [9] Kurz R. and Braun K., *Degeneration in Gas Turbine Systems*, 2001
- [10] Kurz R., Brun K. and Wollie M., *Degeneration Effects on Industrial Gas Turbines*, 2009
- [11] Bone J.P., *A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines*, 2010
- [12] ICAAMC, *Influence of Reynolds Number of Performance of Centrifugal Compressors*”,
- [13] Bloch H.P., *A Practical Guide to Compressor Thechnology*, Wiley 2006
- [14] Kompressor datablad fra Kollsnes
- [15] Jardine A. K. S. et al., *A review on machinery dignostics and prognostics implimenting condition-based maintenance*, 2005
- [16] Nørstebø, Vibeke S., *Optimum operation of gas export systems*, NTNU 2008
- [17] CCC, *Series 3 Plus antisurge controller*, 2005
- [18] *Driftshåndbok for system 25 Gassbehandling DPC*
- [19] *Driftshåndbok for system 25 NGL*
- [20] *Driftshåndbok for system 26 Salggass, kompresjon og måling*

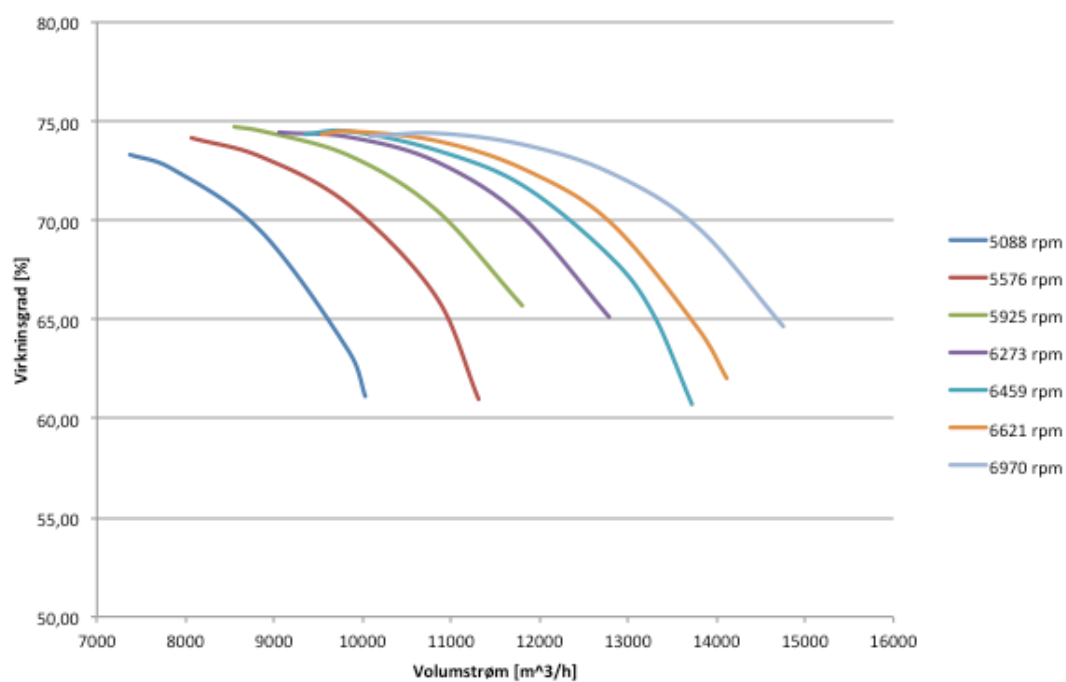
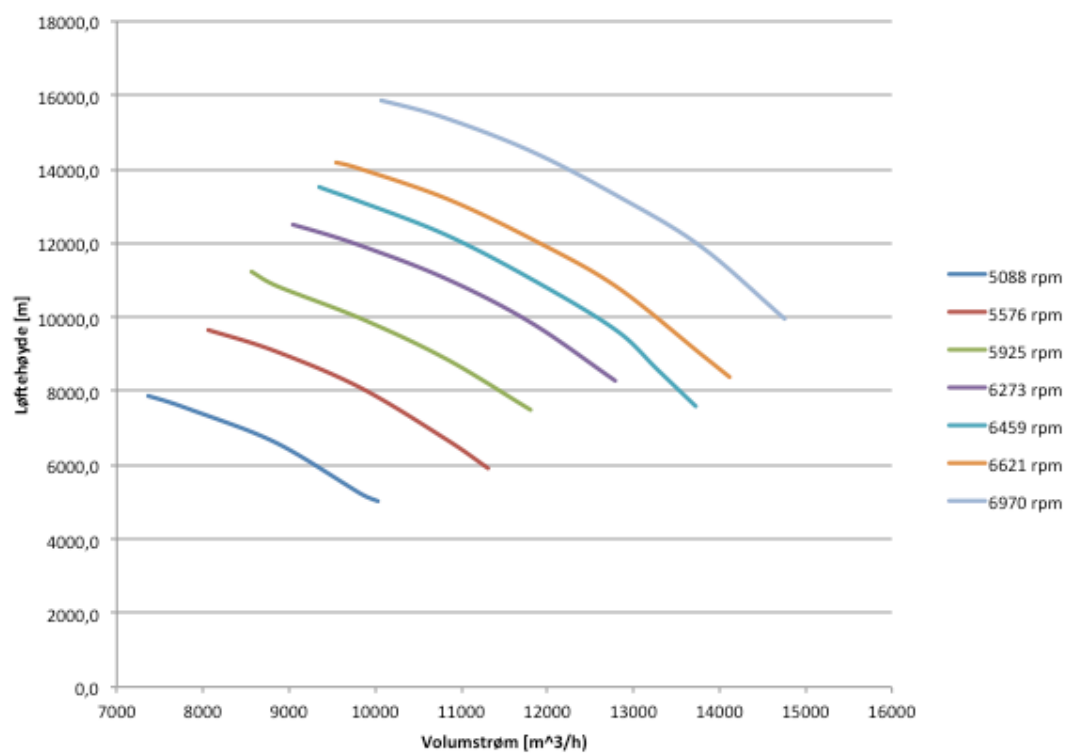
- [21] Sorkes J.M, et al., *The consequences of compressor operation in overload*, 2006
- [22] Olje og energidepartementet
- [23] Sølve A., et al., *Performance monitoring on Åsgard "A" FPSO as a part of an integrated monitoring strategy*, 2002
- [24] Kurz R., et al., *Series of parallel arrangement in a two-unit compressor station*, 2002

1 Vedlegg

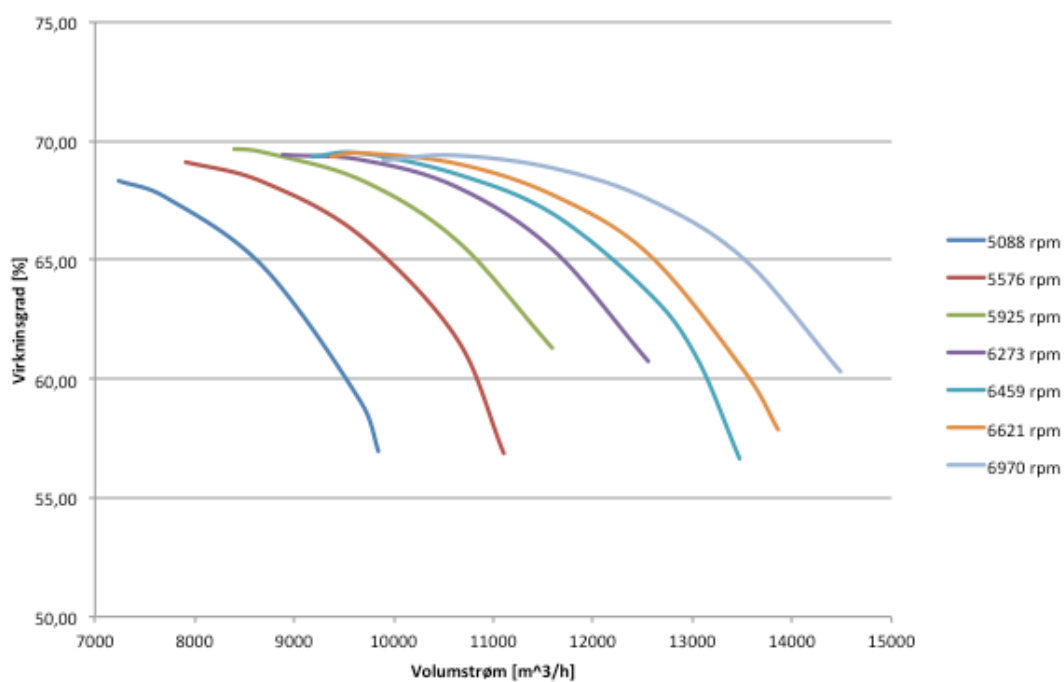
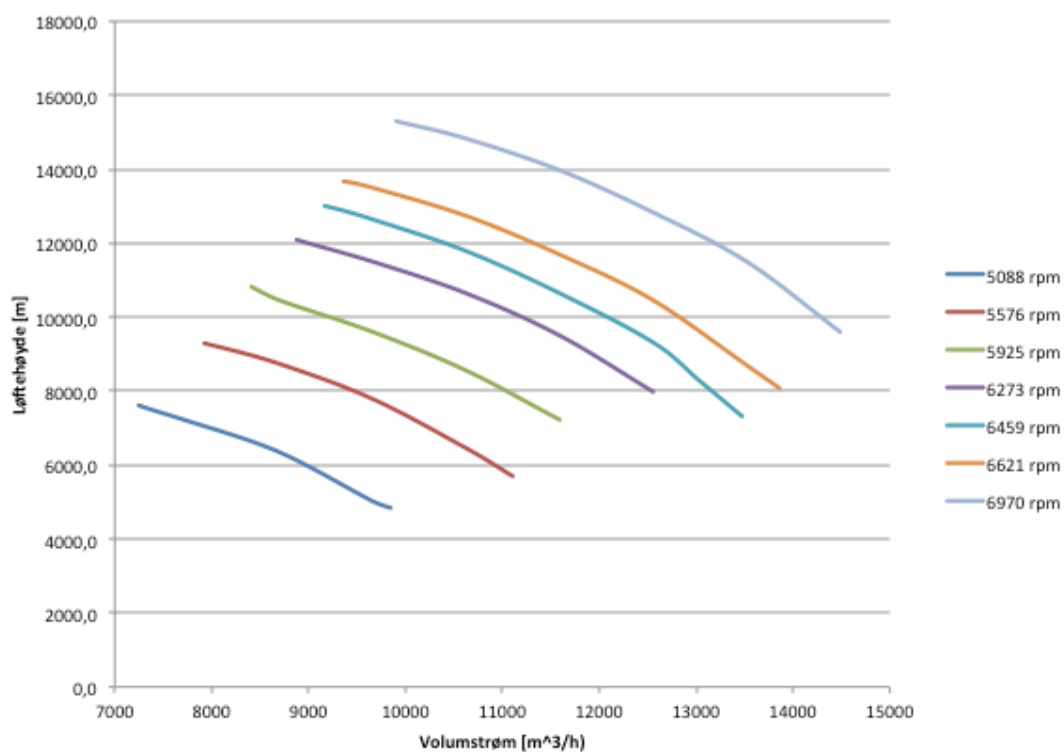
1.1 Kompresorkurver referanse ytelse



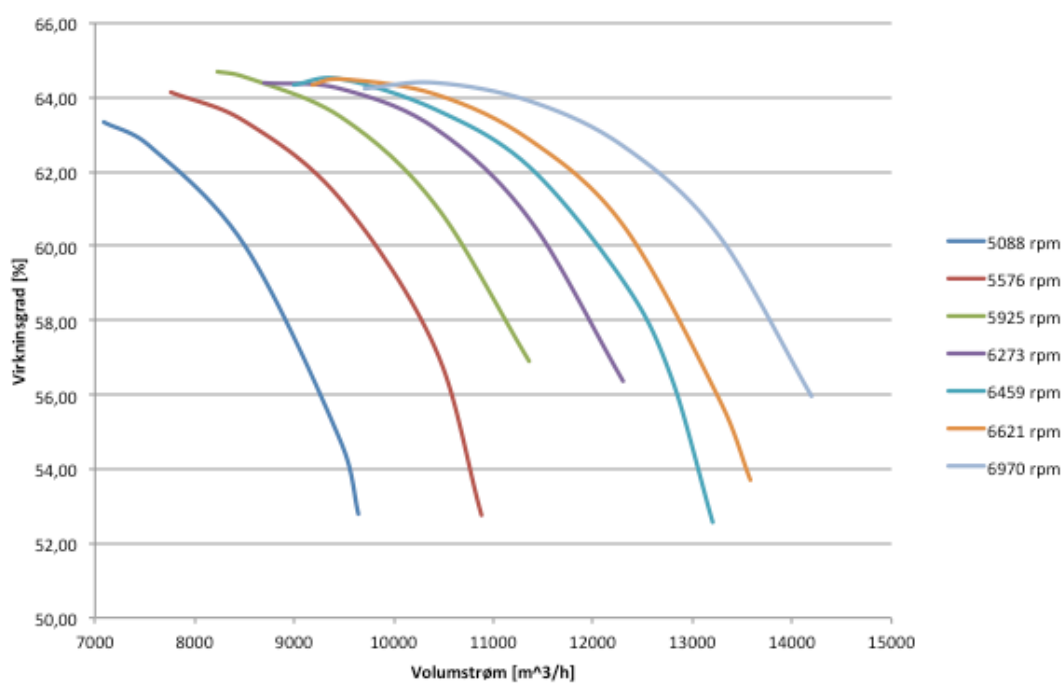
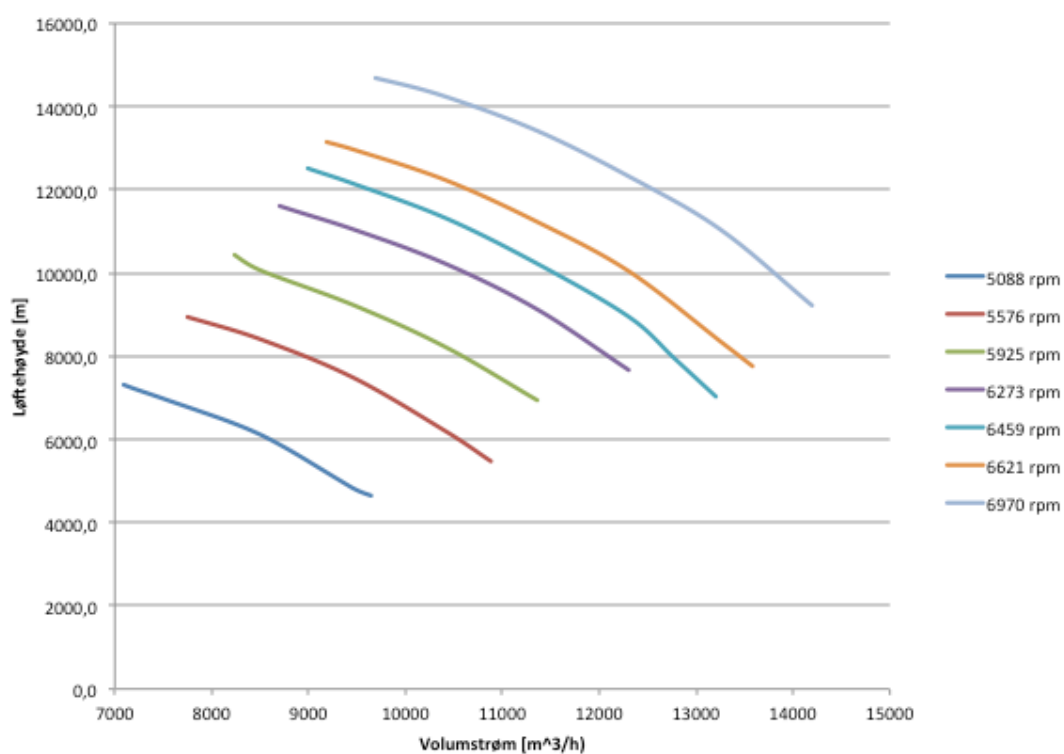
1.2 Kompressorkurver 5% degradering



1.3 Kompressorkurver 10% degradering

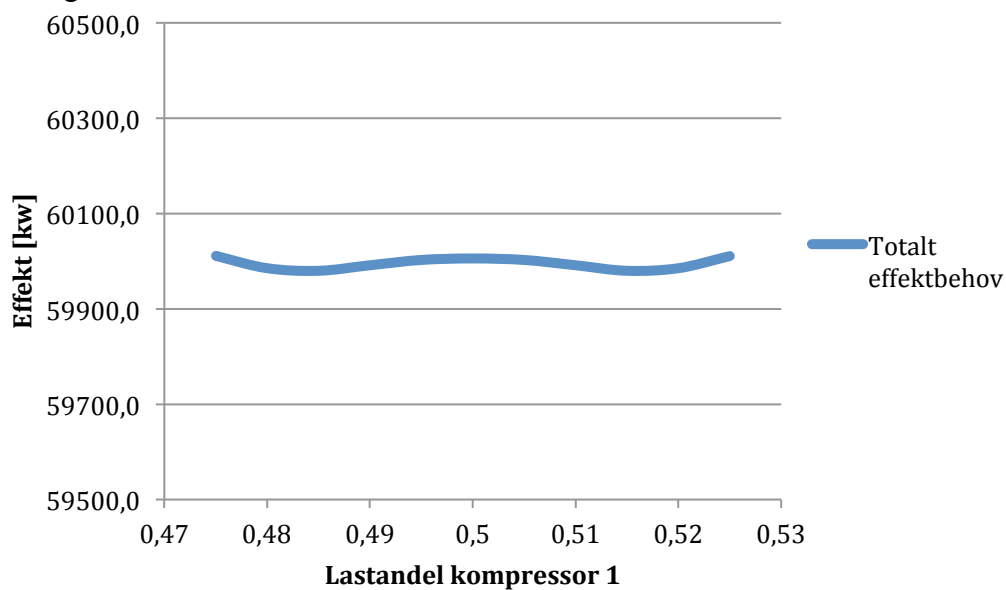


1.4 Kompressorkurver 15% degradering

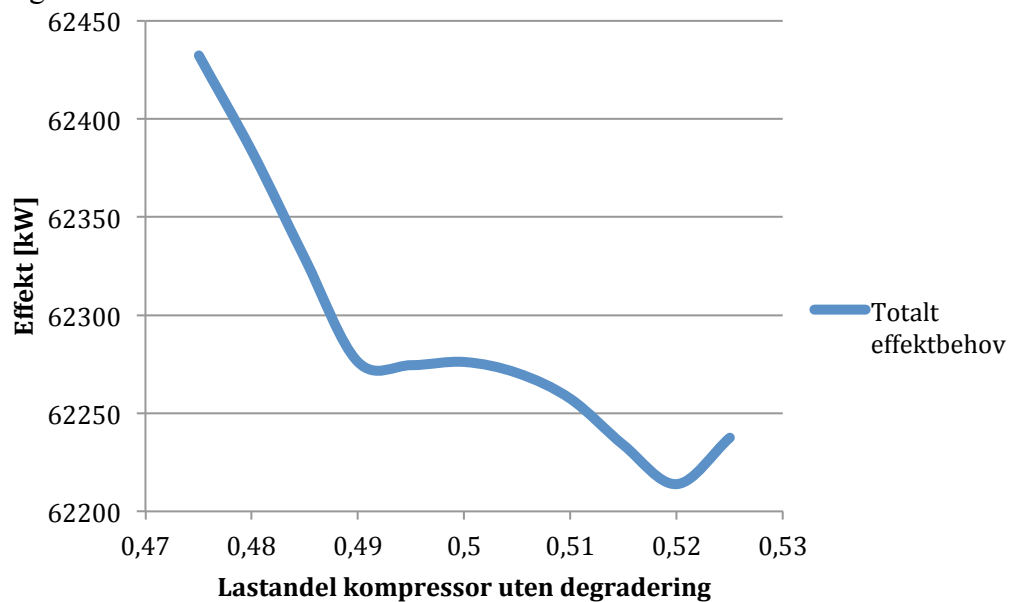


1.5 Resultater simulering kap. 8.4.2

Total effekt mot lastfordeling, ingen av kompressorene er degradert. Total last er 0,9 av design

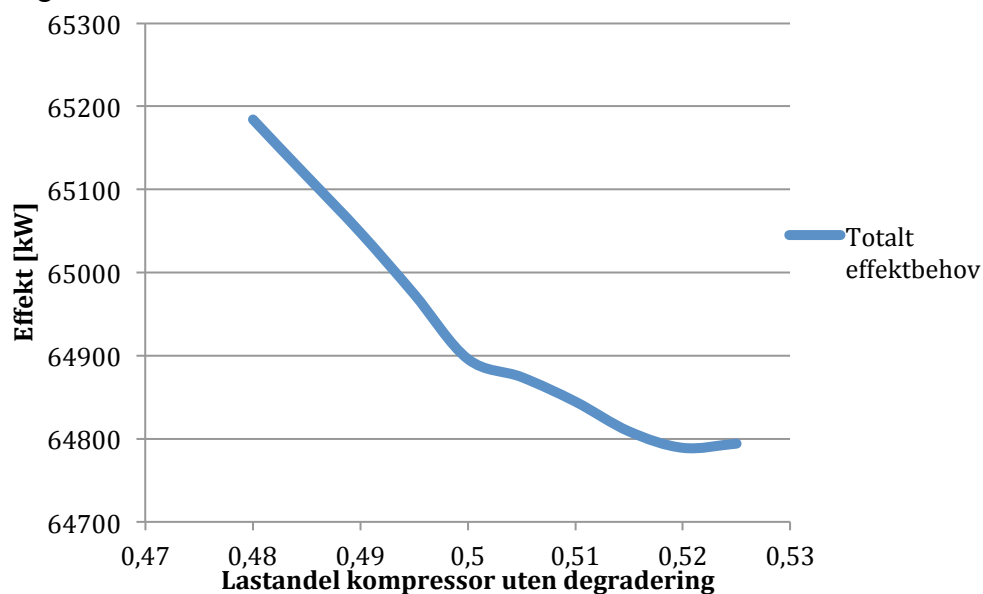


Total effekt mot lastfordeling, en kompressor degradert 5%. Total last er 0,9 av design



1.6 Resultater simulering kap. 8.4.2

Total effekt mot lastfordeling, en kompressor degradert 10%. Total last er 0,9 av design



Total effekt mot lastfordeling, en kompressor degradert 15%. Total last er 0,9 av design

