

Energibruk og energiutnyttelse ved Kårstø gassprosesseringsanlegg

Pia Wendela Wølneberg

Master i energi og miljø

Oppgaven levert: Juni 2007

Hovedveileder: Ivar Ståle Ertesvåg, EPT

Biveileder(e): Hans Jørgen Dahl, Gassco

Oppgavetekst

Bakgrunn og Formål

Ved Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, og den samarbeidende avdelingen ved SINTEF Energiforskning AS har det i mange år vært en stor aktivitet knyttet til analyser og modellering av ulike prosesser og ledd i energikjeder. Rørtransport av naturgass, flytendegjøring av naturgass, og transport av flytende naturgass (LNG) er endel av dette. Det samme gjelder termodynamisk analyse av kraft- og varmeprosesser.

Gassprosesseringsanlegget på Kårstø (Gassco/Statoil) har vært i drift en del år, og man vurderer endringer/fornyelser for å redusere energibruk og miljøskadelige utslipp. Dette gjelder blant annet driften av Statpipe-kompressorene.

Masteroppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven fra høsten 2006. Der ble det eksisterende Statpipe-kompressor-anlegget analysert for omsetning av masse, energi og eksergi ut i fra dagens situasjon og alternative løsninger.

I oppgaven skal kandidaten:

- Sette seg dypere inn i eksergianalyse som teori og analyseverktøy for kraft- og varmesystem.
- Sette seg inn i kraft- og varmforsyningssystemet, særlig dampsystemet, på Kårstø, og de energianalysene som er gjort på dette.
- Gjennomføre eksergianalyse av dampsystemet og kraft- og dampproduksjon. Bruke dette til å vurdere tiltak for energisparing. Analysen skal vise brenselbruk, energibruk og eksergitap i ulike deler av anlegget. I tillegg kan analysen gi enkle overslag for utslipp til miljøet (CO₂, evt. andre). Avgrensning og detaljspesifisering må avtales med veilederne etterhvert som arbeidet skrider fram.
- Resultatet fra analysen skal drøftes, og de alternative løsningene skal sammenlignes med dagens anlegg.

Oppgaven gitt: 15. januar 2007

Hovedveileder: Ivar Ståle Ertesvåg, EPT

Forord

Hensikten med denne masteroppgaven har vært å se nærmere på energibruken på Kårstø gassprosesseringsanlegg. Den tar for seg kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø, og har som formål å belyse mulige energibesparende tiltak på anlegget. Oppgaven er en fortsettelse på et prosjektarbeid som ble utført høsten 2006.

Rapporten beskriver den delen av anlegget som er analysert. I tillegg inneholder den en kort beskrivelse av tidligere studier av energibruken på Kårstø. Analysemetoden som er benyttet i beregningene, samt resultater presenteres. Resultatene for det eksisterende anlegget sammenlignes med resultater for alternative anlegg.

Gjennom arbeidet med oppgaven har jeg fått endel hjelp av flere personer som jeg gjerne ønsker å takke. For det første ønsker jeg å takke min veileder på NTNU, Ivar S. Ertesvåg. Han har vært svært behjelpelig gjennom hele våren, til tross for at mye av kommunikasjonen har foregått via e-post. I tillegg har han gitt meg muligheten til å presentere arbeidet mitt til et bredere publikum, noe som har gitt jobben større mening.

En stor takk til Gassco med Hans Jørgen Dahl i spissen. Ved å få muligheten til å skrive oppgaven i Gassco sine lokaler, har jeg blitt enda bedre kjent med bedriften enn jeg var fra før.

GTPPro-modellen jeg benyttet i prosjektarbeidet høsten 2006 ble laget av Olav Bolland. Denne modellen har vært utgangspunktet for mange av beregningene mine, også i denne oppgaven. Jeg ønsker derfor å takke Bolland igjen for å ha hjulpet meg med dette.

Jon Magne Flo Hvidsten på Kårstø fortjener også en takk for verdifull hjelp med å skaffe informasjon til beregningene mine. Som relativt nyutdannet husker han fortsatt hvordan det er å skrive en masteroppgave, og han har hele tiden vært svært villig til å hjelpe.

Tilslutt ønsker jeg også å takke Svein-Erik Losnegård for å ha introdusert meg for LaTeX, og for hjelp med dette de gangene jeg har stått fast. Han har også vært en god støtte i løpet av hele våren mens jeg har jobbet med denne oppgaven.

Institutt for energi- og prosessteknikk 11.6.2007

Pia Wendela Wølneberg

Sammendrag

Hensikten med denne masteroppgaven har vært å studere energiforbruket på Kårstø gassprosesseringsanlegg. Økende energipriser og strengere miljøkrav fører til et økende fokus på energibesparende tiltak. Denne rapporten betrakter muligheter for slike tiltak i kraft- og varmforsyningssystemet på anlegget.

Hele kraft- og varmforsyningssystemet er analysert. Dette består av seks gassturbiner med tilhørende kjeler, samt to direktefyrte kjeler. Det eksisterende anlegget har blitt sammenlignet med to mulige scenario for kraft- og dampproduksjon. Første scenario forutsetter at en kjel av typen Foster Wheeler er ute av drift til enhver tid. Andre scenario ser på virkningen av å la de to direktefyrte kjelene utnytte røykgass fra hver sin nye gassturbin for dampproduksjon. Energiutnyttelsen på anlegget ved disse scenarioene er også sammenlignet med energiutnyttelsen på et nytt anlegg, der all produksjon av kraft og damp skjer ved kogenerering. Analyser for årene 2010 og 2017 er utført.

I tillegg er en mindre del av anlegget studert i nærmere detalj; Avon-Foster Wheeler-anlegget. Avon-turbinene driver tre salgsgasskompressorer i Statpipe-anlegget direkte, mens Foster Wheeler-kjelene produserer damp. Denne delen av kraft- og varmforsyningssystemet har vært i drift siden Kårstø ble bygget tidlig på 1980-tallet, og bærer derfor preg av slitasje. I tillegg er nyere teknologi nå tilgjengelig, og det har vært av interesse å finne ut hvordan kraften og dampen fra denne delen av anlegget kan produseres mer energieffektivt.

Følgene alternativer for dampproduksjon og drift av salgsgasskompressorene er betraktet:

1. Alternativ 1: Bytte ut Avon-turbinene med tre nye gassturbiner. Salgsgasskompressorene drives fortsatt direkte.
2. Alternativ 2: Bygge et nytt CHP-anlegg for produksjon av damp og elektrisitet. Elektrifisering av salgsgasskompressorene. Tre ulike muligheter er betraktet for kraft- og varmeproduksjon er betraktet.
3. Alternativ 3: Elektrifisere salgsgasskompressorene med elektrisitet fra nett. Direktefyrte kjeler for dampproduksjon. Ulike mengder resirkulering av røykgass fra kjelens utløp til kjelens innløp er betraktet og nummerert fra 3a-e.

Analysen av kraft- og varmforsyningssystemet tar for seg omsetning av masse, energi og eksergi i tillegg til enkle overslag av CO₂-utslipp.

For analysen av hele kraft- og varmesystemet viste resultatene at det eksisterende anlegget, bestående av kjeler og gassturbiner, har en total eksergivirkningsgrad på 41,4% i 2010 dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift. Dersom alle kjelene er i drift øker eksergivirkningsgraden

til 43,6%. Dersom man i tillegg kobler gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen øker eksergivirkningsgraden ytterligere til 47,3%. Dette kan igjen sammenlignes med et helt nytt anlegg med nye gassturbiner og kjeler. Et slikt anlegg er modellert med en resulterende eksergivirkningsgrad på 51,1%.

For Avon-Foster Wheeler-anlegget er det vist at nyere teknologi utnytter innfyrt eksergi bedre enn det eksisterende anlegget. Alternativ 3 resulterer derimot i at eksergikutnyttelsen blir dårligere. Når det gjelder total eksergivirkningsgrad for alle anleggene viser resultatene at alternativ 2b er det alternativet som har den høyeste totale eksergivirkningsgraden med 53,6% tett etterfulgt av alternativ 2a med 53,5%. Dette kan sammenlignes med Avon-Foster Wheeler-anlegget som har en total eksergivirkningsgrad på 46,7%. I tillegg er alternativ 2b det alternativet med det laveste CO₂-utslippet på 356,44 kg/MWh eksergi levert fra anlegget. Dette tilsvarer 14,4% lavere spesifikke utslipp enn Avon-Foster Wheeler-anlegget.

Summary

The purpose of this Master thesis has been to investigate the energy utilisation at the Kårstø gas processing plant. Increasing energy prices and stricter rules regarding environmental issues has increased the focus on energy saving measures. This thesis investigates such measures in the heat and power supply system at the plant.

The entire heat and power supply system at the plant has been studied. This comprises six gas turbines with six supplementary fired heat recovery steam generators (HRSG). It also comprises two direct fired boilers. The existing plant has been compared with to different scenarios of heat and power production. The first scenario calculates the effect on the plant if one HRSG is out of order at all time. The second scenario studies the effect of changing the two direct fired boilers into HRSG's by installing two new gas turbines. The energy utilisation for the existing plant and the two chosen scenarios are compared to the energy utilisation at a new plant, where all the required energy are produced by combined heat and power (CHP). Analyses are performed for the years 2010 and 2017.

Also, a smaller part of the plant are studied further in detail; the Avon Foster Wheeler plant. The Avon turbines are supplying the sales gas compressors in the Statpipe part of Kårstø with direct power, while the Foster Wheeler boilers are producing steam. This part of the heat and power system has been operating since the Kårstø plant was built in the early 1980's, and it is showing signs of age. Since newer technology is now available, it has been of interest to find out how the heat and power from this part of Kårstø may be produced more effectively.

The following alternatives to replace the Avon Foster Wheeler plant has been studied:

1. Alternative 1: Trade out the Avon turbines with three new gas turbines. The sales gas compressors are still direct drive.
2. Alternative 2: Build a new CHP-plant for heat and electricity production. Electrifying the sales gas compressors. Three different possibilities of heat and power production has been investigated.
3. Alternative 3: Electrify the sales gas compressors, and buy the electricity from the national grid. Direct fired boilers for heat production. Different amounts of recycled exhaust gas from the boiler outlets to the boiler inlets have been investigated and given the numbers 3a-e.

The analysis of the heat and power supply system includes studies of mass, energy and exergy balances of the plant. In addition, estimates of the CO₂ emissions have been studied.

For the study of the entire heat and power production system, the results showed that the

existing plant has a total exergy efficiency of 41,4% in 2010 if one Foster Wheeler HRSG is out of order. If all the fired boilers and HRSG's are running, the exergy efficiency increases to 43,6%. Further, if the KEP and Sleipner boilers are connected to gas turbines to utilise the exhaust gas, the exergy efficiency increases to 47,3%. Comparing this with a completely new CHP-plant, the exergy efficiency are calculated to 51,1% for the chosen gas turbines.

For the Avon Foster Wheeler plant it is shown that newer technology can utilise the fired gas, in terms of exergy, better than the existing plant. However, by replacing the existing plant with alternative 3, the exergy utilisation will decrease. Alternative 2b has the highest total exergy efficiency; 53,6%, followed by alternative 2a with a result of 53,5%. This may be compared to the existing Avon Foster Wheeler plant with a total exergy efficiency of 46,7%. Also, alternative 2b is the alternative with the lowest CO₂ emission rate of 356,44 kg/MWh exergy delivered from the plant. This corresponds to a 14,4% lower specific emission rate than the Avon Foster Wheeler plant.

Innhold

Forord	i
Sammendrag	iii
Summary	v
Innhold	vii
Symbolliste	ix
Definisjoner	xvii
1 Innledning	1
2 Beskrivelse av Kårstø og energisystemet	3
2.1 Kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø	3
2.1.1 Inndeling av Kårstøanlegget	3
2.1.2 Kraftgenerering	4
2.1.3 Dampproduksjon	5
2.1.4 Oversikt over dampsystemet	7
2.2 Energistudie på Kårstø	9
2.2.1 Mulige tiltak for energibesparelser	9
2.2.2 Energibesparelser og dampsystemet	11
3 Teori	13
3.1 Valg av analysemetode	13
3.2 Massebalanse	13
3.3 Lagring av energi	14
3.4 Termodynamikkens 1. og 2. hovedsetning	14
3.5 Eksergi	15
3.5.1 Termomekanisk eksergi	16
3.5.2 Kjemisk eksergi	17
3.6 Irreversibiliteter	19
3.7 Virkningsgradsberegninger	19
4 Analyse og metode	23
4.1 Verktøy og vinkling	23
4.2 Overordnet analyse	24

4.2.1	PRO/II-modell	24
4.2.2	Andre antagelser	26
4.2.3	Produksjonsmengder	27
4.2.4	Tiltak for energibesparelser	30
4.3	Avon-Foster Wheeler-anlegget	31
4.3.1	PRO/II-modeller	31
4.3.2	Andre antagelser	34
4.4	Miljø	36
5	Resultater	39
5.1	Innledning	39
5.2	Overordnet analyse	39
5.2.1	Masse, temperatur og trykk	39
5.2.2	Energi	41
5.2.3	Eksergi	43
5.2.4	Modifikasjoner og alternativer til eksisterende anlegg	46
5.2.5	Miljø	49
5.3	Avon-Foster Wheeler-anlegget	50
5.3.1	Masse, temperatur og trykk	50
5.3.2	Energi	52
5.3.3	Eksergi	57
5.3.4	Miljø	62
6	Diskusjon og anbefalinger	65
6.1	Overordnet analyse	65
6.1.1	Masse, temperatur og trykk	65
6.1.2	Energi	66
6.1.3	Eksergi og irreversibiliteter	66
6.1.4	Miljø	68
6.2	Avon-Foster Wheeler-anlegget	68
6.2.1	Masse, temperatur og trykk	68
6.2.2	Energi	69
6.2.3	Eksergi og irreversibiliteter	71
6.2.4	Miljø	72
6.3	Feilkilder og anbefalinger av videre studie	73
7	Konklusjon	75
	Bibliografi	77
	A Ligninger	79
	B Kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø	83
	C Avon- Foster Wheeler-anlegget	93
	D Artikkel	107

Symbolliste

Latinske bokstaver

E	Eksergi [J]
c_p	spesifikk varmekapasitet [J/kgK]
E	Energi [J]
g	Tyngdeakselerasjon [m/s^2]
h	Spesifikk entalpi [J/kg]
h_{nbv}	Spesifikk nedre brennverdi [J/kg]
m	Masse [kg]
p	Trykk [bar]
Q	Varme [J]
q	Spesifikk varme [J/kg]
R	Gasskonstant [J/kgK]
S	Entropi [J/K]
s	Spesifikk entropi [J/kgK]
T	Temperatur [K] eller [°C]
V	Hastighet [m/s]
W	Arbeid [J]
w	Spesifikt arbeid [J/kg]
x_j	Molfraksjon
z	Avstand målt i meter fra et valgt nullpunkt [m]
n	Stoffmengde [mol]

Greske bokstaver

Δ	delta
δ	delta

\dot{I}	Entropiproduksjon [W/K]
ϵ	Spesifikk eksergi [k/kg]
ϵ_0	Spesifikk kjemisk eksergi [J/kg]
ν	Støkeometrisk mengde av et stoff som inngår i en kjemisk reaksjon [kmol]
σ	sigma
$\tilde{\epsilon}_0$	Spesifikk molar kjemisk eksergi [J/kmol]
$\tilde{\epsilon}$	Spesifikk molar eksergi [J/kmol]
ϵ_{tm}	Spesifikk termomekanisk eksergi [J/kmol]

Andre symboler

ΔG_0	Gibbs frie energi
\dot{H}_{nbv}	Nedre brennverdi [W]
\dot{I}	Irreversibilitet [W]
\dot{m}	Massestrøm per tidsenhet [kg/s]
\dot{n}	Molstrøm per tidsenhet [kmol/s]
\dot{Q}	Varme per tidsenhet [W]
\dot{W}	Arbeid per tidsenhet [W]
\dot{W}_x	Arbeid for et system x [W]
\tilde{R}	Den universelle gasskonstant [kJ/kmolK]
p^e	Partialtrykk til et stoff i atmosfæren [bar]
p_0	Omgivelsestrykk [bar]
T_0	Omgivelsestemperatur [K] eller [°C]
V_{cv}	Kontrollvolumets totale volum [m ³]

Hevet og senket skrift

0	Omgivelsestilstand
b	Systemgrense
bl	Blanding
cv	Control Volume
f	Flow, benyttet for å betegne eksergi som følger en massestrøm
gt	Gassturbin
i	Innløp
j	Teller

kj	Kjel
kompr	Komprimering
nbv	Nedre brennverdi
oks	Oksidant
pr	Produkt
r	Reaktant
ref	Referanse
rev	Reversibel
tm	Termomekanisk
tot	Totalt
u	Utløp

Forkortelser

ASG	Åsgard
BFW	Boiler Feed Water
CHP	Combined Heat and Power
CRAIER	CO ₂ Removal and Increased Ethane Recovery
CV	Control Volume
DPCU	Dew Point Control Unit
EEE	Equivalent Electrical Efficiency
EG	Eksosgass
FW	Foster Wheeler
GE	General Electric
GT	Gassturbin
HP	High Pressure - Høyt trykk
KEP	Kårstø Expansion Project
LP	Low Pressure - Lavt trykk
LPG	Liquefied Petroleum Gas
MCR	Maximum Continuous Rate
MP	Medium Pressure - Mellomtrykk
NBV	Nedre brennverdi
NG	Naturgass

NGK	Norsk gasskraftverk
NGL	Natural Gas Liquids
PES	Primary Energy Savings
ppm	parts per million
RPES	Relative Primary Energy Savings
SP/SL	Statpipe/Sleipner
SRK	Soave Redlich Kwong
SRKK	Soave Redlich Kwong Kabaddi Danner
STP	Statpipe
TF	Tilleggsfyring
UGK	Utenlandsk gasskraftverk
UKK	Utenlandsk kullkraftverk
WHB	Waste Heat Boiler

Figurer

2.1	Skisse av en gassturbin med tilhørende salgsgasskompressor.	4
2.2	Skisse av en Foster Wheeler-kjel.	6
2.3	System 52, KEP-kjelen. Blokkdiagrammet er hentet fra [6].	7
2.4	System 52, Statpipe. Blokkdiagrammet er hentet fra [6]	7
2.5	System 52, Åsgard. Blokkdiagrammet er hentet fra [6]	8
2.6	Varmevekslerkonfigurasjon for produksjon av varmtvann fra eksosgass, hentet fra [9].	10
2.7	Illustrasjon av en konvensjonell splitteprosess sammenlignet med en prosess der man utskiller flere stoffer i en og samme kolonne, hentet fra [9].	11
3.1	En reversibel modul for bestemmelse av termomekanisk eksergi i en massestrøm (etter [2, s.38]).	16
3.2	En massestrøm ledes fra intitiell tilstand, via omgivelsestilstand, til død tilstand.	18
4.1	PRO/II-modell av dampsystemet på Kårstø.	25
4.2	PRO/II-modell benyttet for beregninger av brenselforbruk i en Sleipner- og KEP-kjel med utnyttelse av eksosvarme fra gassturbin.	30
4.3	PRO/II-modell av en gassturbin.	32
4.4	PRO/II-modell av en direktefyrte kjel med resirkulering av eksosgass.	33
5.1	Ytelse som funksjon av eksostemperatur.	40
5.2	Ytelse som funksjon av brenselforbruk.	40
5.3	Irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet, samt dampfordelingsnettverket, gitt i % av samlet innfyrte eksergi.	45
5.4	Irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet, samt dampfordelingsnettverket, gitt i % av innfyrte eksergi. Gassturbin koblet til Sleipner- og KEP-kjel.	48
5.5	Oksygeninnhold ut av skorsteinen på en direktefyrte kjel for ulike mengder resirkulert røykgass.	52
5.6	Kraft-/varmeforhold plottet mot total energivirkningsgrad.	53
5.7	Kraft-/varmeforhold plottet mot ekvivalent elektrisk virkningsgrad	53
5.8	Varmeovergang fra eksos til vann for en Foster Wheeler-kjel ved bruk av eksosgass fra en Avon-turbin skalert ned til 12,32 MW.	54
5.9	Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 1 ved bruk av eksosgass fra en GE LM1600 skalert ned til 12,32 MW.	55
5.10	Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2b ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500+ med en last på 34,58 MW.	55

5.11	Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel uten resirkulering av eksosgass.	56
5.12	Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel med resirkulering av 50% av eksosgassen ut av kjelen.	56
5.13	Total energivirkningsgrad plottet mot total eksergiovirkningsgrad for alle modellene.	58
5.14	Eksergiovirkningsgrad for gassturbin plottet mot total eksergiovirkningsgrad for modellene av Avon-Foster Wheeler-anleggene, alternativ 1 og alternativ 2.	58
5.15	Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrte eksergien i anlegget, Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1.	59
5.16	Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrte eksergien i anlegget, alternativ 2.	59
5.17	Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrte eksergien i anlegget, alternativ 3.	59
B.1	Figur av dampsystemet på Kårstø hentet fra [9], CY2010	84
B.2	Figur av dampsystemet på Kårstø hentet fra [9], CY2017	85
B.3	Ytelse i % av maksimal last som funksjon av gassturbinens energivirkningsgrad.	87
B.4	Ytelse som funksjon av gassturbinens energivirkningsgrad.	87
B.5	Fordeling av de totale irreversibilitetene i kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.	92
C.1	Varmeovergang fra eksos til vann for en Foster Wheeler-kjel ved bruk av eksosgass fra en Avon-turbin med en designlast på 13,44 MW.	95
C.2	Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 1 ved bruk av eksosgass fra en GE LM1600 med en designlast på 14,25 MW.	95
C.3	Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2a ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500+ med en last på 34,57 MW.	96
C.4	Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2c ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500 PE med en last på 23,25 MW.	96
C.5	Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel. 10 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.	97
C.6	Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel. 20 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.	97
C.7	Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel. 50 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.	98

Tabeller

2.1	Maksimal kraftproduksjon på Kårstø	4
2.2	Maksimal dampkapasitet på Kårstø	5
2.3	Minkende dampbehov som følge av ulike tiltak	12
4.1	Brenselsammensetning benyttet ved analyse av kraft- og varmforsyningssystemet.	26
4.2	Fyringsmengder for de ulike kogenereringsenhetene dersom anlegget kjøres på full last.	27
4.3	Fyringsmengder for de direktefyrte kjelene dersom anlegget kjøres på full last.	27
4.4	Dampproduksjon [tonn/time] i år 2010 og 2017, hentet fra ProSteam.	28
4.5	Sannsynlig dampproduksjon [tonn/time] i år 2010 og 2017 dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift.	28
4.6	Gassturbinlast [kW] for Avon- og LM2500-turbinene i år 2010 og 2017.	29
4.7	Brenselsammensetning benyttet ved analyse av Avon-Foster Wheeler-anlegget.	34
4.8	Luftsammensetning.	34
5.1	Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2010	41
5.2	Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2017	41
5.3	Energi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet.	42
5.4	Irreversibiliteter, samt eksergi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet.	45
5.5	Energi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø med GT koblet til KEP- og Sleipner-kjel.	46
5.6	Irreversibiliteter, samt eksergi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø med GT koblet til KEP- og Sleipner-kjel.	47
5.7	Oversikt over resultater for et helt nytt kogenereringsanlegg.	48
5.8	Eksergivirkningsgrader for anlegg med ulike kombinasjoner av brensel i gassturbiner og kjeler, år 2010.	49
5.9	CO ₂ -utslipp fra Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem slik anlegget er idag.	49
5.10	CO ₂ -utslipp fra Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem dersom Slipner- og KEP-kjelen tilknyttet hver sin gassturbin.	49
5.11	CO ₂ -utslipp fra et anlegg som produserer all kraft og varme ved bruk av kogenerering.	50
5.12	Massestrømmer, temperatur og trykk for Avon-FW og alt 1. 12,3 MW.	50
5.13	Massestrømmer, temperatur og trykk for Alternativ 2a, b og c.	51
5.14	Massestrømmer, temperatur og trykk for Alternativ 3a-e.	51
5.15	Samlet oversikt av beregninger for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alt. 1 med gassturbiner på 12,32 MW.	60

5.16	Samlet oversikt av beregninger alternativ 2.	61
5.17	Samlet oversikt av beregninger alternativ 3.	62
5.18	CO ₂ -utslipp for Avon-Foster Wheeler-anlegget, alternativ 1 og 2.	62
5.19	CO ₂ -utslipp for alternativ 3a og d.	63
B.1	Temperaturdifferanser mellom ProSteam og PRO/II.	86
B.2	Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2010 2FW.	86
B.3	Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2017 2FW.	87
B.4	Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2010.	88
B.5	Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2017.	88
B.6	Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2010 2 FW.	88
B.7	Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2017 2FW.	89
B.8	Kjemisk eksergi i brenselet STATPIPE.	89
B.9	Kjemisk eksergi i brenselet STATPIPE/SLEIPNER.	89
B.10	Kjemisk eksergi i brenselet ÅSGARD.	90
B.11	Kjemisk eksergi i brenselet CRAIER.	90
B.12	Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2010.	90
B.13	Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2017.	91
B.14	Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2010 2 FW.	91
B.15	Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2017 2FW.	91
B.16	Prosentandel av den innfyrte eksergien som går tapt i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.	92
B.17	Fordelingen av de totale irreversibilitetene i kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.	92
C.1	Forklaring av de ulike strømmene i PRO/II-modellene.	93
C.2	Massestrømmer, temperatur og trykk for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1 opprinnelig last.	94
C.3	Massestrømmer, temperatur og trykk for vannsiden av kjelene.	94
C.4	Kjemisk eksergi i brenselet for gassturbin.	98
C.5	Kjemisk eksergi i brenselet for tilleggsfyring.	99
C.6	Samlet oversikt av beregninger for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alt 1.	100
C.7	Samlet oversikt av beregninger alternativ 3.	101
C.8	Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1.	101
C.9	Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for alternativ 2.	102
C.10	Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for alternativ 3.	102
C.11	Totale irreversibiliteter; Avon-Foster Wheeler og alternativ 1.	103
C.12	Totale irreversibiliteter; Alternativ 2.	103
C.13	Totale irreversibiliteter; Alternativ 3.	104
C.14	Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 1.	104

C.15 Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 2a.	105
C.16 Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 3a.	106

Definisjoner

Nedenfor defineres ulike begreper denne rapporten benytter seg av. Dersom et ord i en definisjon er skrevet i kursiv betyr det at også dette ordet defineres her.

Død tilstand: Et system som befinner seg i død tilstand er i fullstendig likevekt med *omgivelsene*. Fullstendig likevekt krever at systemet og omgivelsene er i *kjemisk, termisk og mekanisk likevekt*.

Internt reversibel prosess: Et system som gjennomgår en prosess der det ikke er noen irreversibiliteter innenfor systemgrensen. Ingen eksergi er tapt inne i systemet [1, s. 197].

Kjemisk likevekt: Et system er i kjemisk likevekt med omgivelsene når stoffene *systemgrensen* omfatter har samme sammensetning som stoffene i omgivelsene [2, s. 34].

Kontrollvolum: Betegnelsen for den delen av en prosess som betraktes. Kontrollvolum kan forkortes med CV, fra det engelske ordet Control Volume.

LPG: Liquefied Petroleum Gas er flytendegjort gass bestående hovedsakelig av butan og propan [3].

Lukket system: Et system som kun kan påvirkes av eller påvirke *omgivelsene* ved arbeid eller varme. Masse kan ikke strømme over et lukket systems systemgrense.

Mekanisk likevekt: Et system er i mekanisk likevekt med omgivelsene når det ikke er ubalanserte krefter i systemet.

Nafta: Kalles også naturbensen og består hovedsakelig av propan og heksan.

Nedre brennverdi Den energien man kan få ut av et brensel når alt H₂O i eksosgassen befinner seg i gassform, og forbrenningen er fullstendig [1].

NGL: Natural Gas Liquids er en fellesbetegnelse for petroleumskomponenter som kondenserer ved en liten økning i trykk eller reduksjon i temperatur. NGL består hovedsakelig av etan, propan, butan, samt små mengder av pentan, heksan og heptan [3].

Omgivelser: Området utenfor *kontrollvolumet* som betraktes, med unntak av andre delsystem som også inngår i analysen.

Omgivelsestilstand Dersom et system er i *termisk og mekanisk likevekt* med *omgivelsene* sier man at systemet er i omgivelsestilstand. Et system i omgivelsestilstand sies å være i begrenset likevekt med omgivelsene. [2]

Operatør: En operatør av et prosessanlegg har det overordnede ansvaret for anlegget. Gassco, som operatør for Gassled, har den overordnede kontrollen over hva som til enhver tid produseres

og transporteres i Gassleds rør og prosesseringsanlegg.

Rikgass: En blanding av *tørrgass* og *NGL*. Det er denne gassen som ankommer Kårstø for prosessering.

Salgsgass: Ferdigprosessert komprimert *tørrgass* som sendes til Europa via rørledninger fra Kårstø [4].

Systemgrense: Grensesnittet mellom *kontrollvolumet* og *omgivelsene*.

Teknisk tjenesteyter: Den part som utfører de daglige driftsoppgavene på et anlegg. Statoil er teknisk tjenesteyter på Kårstø, men er ikke eier av anlegget.

Termisk likevekt: Et system er i termisk likevekt med omgivelsene når stoffene *systemgrensen* omfatter har samme temperatur som stoffene i omgivelsene [2, s. 34].

Øvre brennverdi: Den energien man kan få ut av et brensel når alt H_2O i eksosgassen befinner seg i væskeform, og forbrenningen er fullstendig [1].

Åpent system: Et system der masse kan strømme på tvers av systemgrensen.

Kapittel 1

Innledning

Kårstø gassprosesseringsanlegg ble bygget på begynnelsen av 1980-tallet, og befinner seg på sør-vestkysten av Norge. Anlegget skulle ta imot gass fra den nordlige delen av Nordsjøen og er idag verdens tredje største produsent av LPG (Liquefied Petroleum Gas). Dette er en følge av en rekke utvidelser siden den første gassen ble prosessert [5]. Etter den første utvidelsen i 1993 ble Kårstø åpnet for kondensatbehandling, og i 2005 ble det for første gang åpnet for storskala produksjon av et rent etanprodukt som kan fraktes fra anlegget med båt [6]. I tillegg til stabilisert kondensat og etan produseres det propan, iso- og normal-butan og nafta som fraktes fra anlegget via båt. Via rørledninger til Europa sendes det også en metanrik gass, såkalt salgsgass. En nærmere beskrivelse av anlegget, med fokus på de aktuelle områdene for denne rapporten, er gitt i kapittel 2.

Kårstø eies av et såkalt Joint Venture, bestående av ulike selskap som driver gassutvinning på norsk sokkel. Dette selskapet kalles Gassled. Statoil fungerer som teknisk driftsansvarlig. Det vil si at det er Statoil som utfører det fysiske arbeidet på Kårstø. Gassco er en statlig instans som, med oppdrag fra Gassled, fungerer som *operatør* av anlegget.

Masteroppgaven er en videreføring av et prosjektarbeid fra høsten 2006. Hensikten med prosjektarbeidet, samt arbeidet presentert i denne rapporten, er å undersøke mulighetene for å redusere energiforbruket på Kårstø. Økende energipriser og strengere miljøkrav fører til et økende fokus på energibesparende tiltak.

Prosjektrapporten, [7], fra 2006 tok for seg en avgrenset del av kraft- og varmeproduksjonen på Kårstø. Arbeidet bestod i en analyse av tre Rolls Royce Avon gassturbiner og tre Foster Wheeler-kjeler. Gassturbinene driver salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget på Kårstø direkte. Kjelene produserer damp ved hjelp av eksosgassen fra Avon-turbinene, samt ved ekstra tilleggsfyring. I tillegg til denne analysen tok prosjektarbeidet også for seg tre alternative måter å produsere damp og å drive salgsgasskompressorene på.

Denne rapporten gjenopptar og utvider deler av problemstillingen fra prosjektet. I tillegg utvides analysen til å betrakte anleggets hele kraft- og varmforsyningssystem. Rapporten sammenligner det eksisterende anlegget med alternative måter å produsere kraft og varme på i et termodynamisk lys. Den ser på kvaliteten på energien som utnyttes for å produsere kraft og varme, i forhold til kvaliteten på energien som leveres til andre deler av anlegget i form av mekanisk arbeid, elektrisitet og damp. I tillegg tar den for seg miljøbetraktninger, hovedsakelig

utslipp av CO₂, for det eksisterende anlegget og de mulige alternative anleggene.

Endringer på Kårstø kan være vanskelig å gjennomføre. Anlegget er svært sammensatt, og et inngrep i en del av anlegget har konsekvenser for andre områder. I tillegg er det trangt om plassen. En eventuell utskifting av utstyr vil derfor kreve arbeid inne på området mellom prosesser i drift. På tross av dette, er det i denne oppgaven valgt å fokusere på mulighetene fremfor begrensningene. Det er viktig å kartlegge muligheter for energibesparelser slik at man er klar over at de finnes. Dersom energibesparelser identifiseres, kan man deretter vurdere muligheter for endringer.

Kapittel 2 beskriver kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø i tillegg til introduksjonen av hvordan anlegget er delt inn. Produksjonen av kraft og damp, samt ulike bruksområder, beskrives.

Statoil har gjennomført en egen energistudie på Kårstø som har pågått siden våren 2006. Beskrivelse av studien, samt de viktigste resultatene derfra er også presentert i kapittel 2. Dette er for å få et innblikk i arbeidet som allerede er utført, og for å vise hvilke konklusjoner som er trukket fra Statoil sin side.

Teorien benyttet i beregningene i denne rapporten presenteres i kapittel 3. Denne teorien er også beskrevet i prosjektrapporten fra høsten 2006, men gjengis kort i denne rapporten.

Kapittel 4 beskriver analysemetoden benyttet i arbeidet. Det beskriver hvordan ulike simuleringmodeller er bygd opp, både for den overordnede analysen av kraft- og varmforsyningssystemet, samt for den mer detaljerte analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget. Kapitlet beskriver også hvilke mulige energibesparende tiltak som kan implementeres på Kårstø.

Resultatene av analysene beskrives i kapittel 5. Både resultater for den overordnede analysen, og den mer detaljerte analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget presenteres.

Resultatene fra kapittel 5 kommenteres og diskuteres i kapittel 6.

Kapittel 2

Beskrivelse av Kårstø og energisystemet

2.1 Kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø

2.1.1 Inndeling av Kårstøanlegget

Kårstø-anlegget er delt inn i fire deler, henholdsvis Statpipe-, Sleipner-, Åsgard- og CRAIER-anlegget. I tillegg til disse delene har man også hjelpesystemene.

Statpipe-anlegget er den eldste delen av Kårstø-anlegget, og har vært i drift siden 1985. Anlegget er delt inn i to parallelle prosesseringstog; T100 og T200¹. *Rikgass* kommer inn til denne delen av Kårstø via rørledningen Statpipe. Metan og etan skilles ut av gassen før de tyngre komponentene går videre til *NGL*-fraksjonering der propan, isobutan, normalbutan og *nafta* blir skilt i ulike komponenter[6].

Sleipner-anlegget ble satt i drift i 1993. Dette anlegget består av to prosesseringstog for kondensatstabilisering; T310 og T320. Ustabilisert kondensat kommer inn på anlegget via Sleipner-rørledningen og blir stabilisert. Dette skjer ved at det ustabiliserte kondensatet blir separert, der heksan og tyngre komponenter lagres i tanker som stabilisert kondensat. De lettere komponentene blir deretter sendt videre til fraksjonering[6].

Åsgard-anlegget ble først satt i drift i år 2000, og består av prosesseringstogene T410 og T420. I tillegg består anlegget av en såkalt DPCU II²-enhet som ble bygget i forbindelse med utvidelsen av Kårstø-anlegget, gjennom prosjektet KEP2005³[6]. Rikgass kommer inn på anlegget via rørledningen Åsgard transport. I likhet med Statpipe-anlegget skilles metan og etan ut av rikgassen i T410, T420 og i DPCU II, før tyngre komponenter blir fraksjonert i de ulike produktene nevnt ovenfor.

En nyere del av Kårstø-anlegget er CRAIER-anlegget. Dette anlegget tar imot rå etan fra T100 og T200 i Statpipe-anlegget, og T300 i Sleipner-anlegget. Rå etan er en blanding av etan, metan og CO₂. Blandingen sendes inn i to CO₂-strippere der metan og CO₂ fjernes fra etanen. Den CO₂-rike avgassen benyttes deretter som brensel ved dampproduksjon på

¹T = Tog, eller på engelsk Train

²Dew Point Control Unit

³Kårstø Expansion Project

anlegget. Dette blir sett nærmere på i kapittel 4, der CRAIER-avgassen blir benyttet som fyrgass i en av Kårstøs direktefyrte kjeler. CRAIER-anlegget har bidratt til at Kårstø, i tillegg til å produsere salgsgass, kondensat og NGL, også produserer etan [6].

Salgsgass, hovedsakelig bestående av metan, men også endel etan, blir komprimert og sendt ut til kontinentet fra tre salgsgasskompressorer, via tre boosterkompressorer, i Statpipe-anlegget. I Åsgard-anlegget er det også tre salgsgasskompressorer. To av disse har vært i drift siden år 2000, mens en kun har vært i drift siden 2005 da Kårstø-anlegget ble utvidet [6].

For fraksjonering og komprimering kreves store mengder kraft og varme.

2.1.2 Kraftgenerering

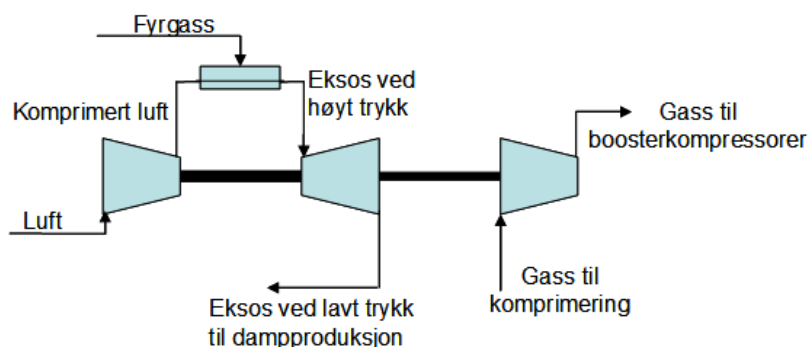
Kraftgenerering på Kårstø skjer hovedsakelig i seks store gassturbiner som beskrevet i tabell 2.1. Tabellen viser maksimal elektrisitet eller mekanisk arbeid man kan få ut av de ulike gassturbinene.

Tabell 2.1: Maksimal kraftproduksjon på Kårstø

Type	Tag-nummer	Designlast [MW]
Rolls Royce Avon	22-KA-101A/B/C(T)	$3 \times 12,3$
GE Frame 6	81-EG-101	38,0
GE LM2500	22-DT-203A/B	$2 \times 28,0$

Hver av gassturbinene listet opp i tabellen er med på å produsere damp. Dette skjer ved at eksosgassen fra turbinene varmeveksler med vann i en kjel. De tilhørende kjelene er beskrevet i avsnitt 2.1.3.

De tre Avon-turbinene driver salgsgasskompressorene i Statpipeanlegget, 22-KA-101A/B/C. Salgsgasskompressorene er direkte-drevne. Figur 2.1 viser en forenklet skisse av en gassturbin med tilhørende salgsgasskompressor. Som vist i figuren går den komprimerte salgsgassen fra salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget videre, fra de tre salgsgasskompressorene, til tre boosterkompressorer, 22-KA-102A/B/C.



Figur 2.1: Skisse av en gassturbin med tilhørende salgsgasskompressor.

Frame 6 turbinen, eller GE-turbinen (General Electric) som den ofte kalles, produserer elektrisk energi til ulike deler av Kårstø-anlegget.

Gassturbinene av typen LM2500 produserer mekanisk arbeid til de to eldste salgsgass-kompressorene i Åsgard-anlegget, 22-KA-203A/B, og er direktdrevet [6]. Disse er også produsert av GE, men blir heretter referert til som LM2500-turbinene.

I tillegg til gassturbinene genereres arbeid i mindre enheter ved bruk av dampturbiner. Disse dampturbinene driver utstyr som kjølekompressorer, pumper og vifter [8].

2.1.3 Dampproduksjon

Dampsystemet på Kårstø inngår i anleggets hjelpesystemer. Damp benyttes for drift av de ulike dampturbinene på anlegget, samt ved destillering (fraksjonering). I tillegg benyttes damp ved forbrenning i gassturbiner, ovner og ved fakling⁴. Dampen benyttes også til rengjøringsformål [9, s. 37].

Dampproduksjonen på Kårstø skjer ved hjelp av åtte kjeler, der to av kjelene er direktefyrte. De seks resterende kjelene utnytter eksosgass fra gassturbinene beskrevet i avsnitt 2.1.2. I tillegg fyres de delvis direkte av fyrgass. Tilleggsfyringen er viktig for å oppnå ønsket mengde damp, samt for å regulere kvaliteten på den produserte dampen.

Kombinert produksjon av kraft og varme/damp kalles kogenerering. For mer informasjon om dette henvises det til [10].

Maksimal dampproduksjon på anlegget er vist i tabell 2.2.

Tabell 2.2: Maksimal dampkapasitet på Kårstø

Navn	Tag-nummer	Kapasitet [tonn/time]
Mossekjelen	52-FE-102	120
Foster Wheeler-kjelene	52-FE-101A/B/C	3 × 70
Sleipner-kjelen	52-FB-121	145
KEP-kjelen	52-FB-601	120
Ålborgkjelene	52-FE-501A/B	2 × 100
Maksimal totalkapasitet [tonn/time]		795

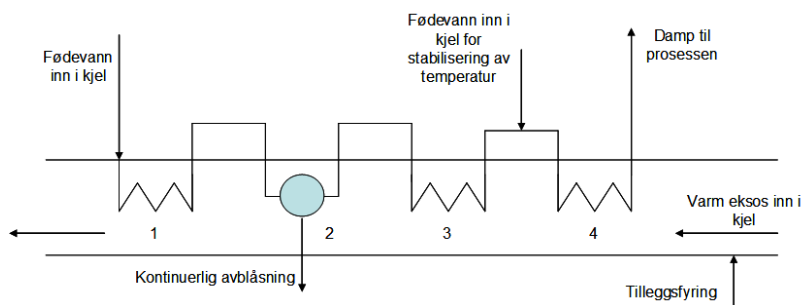
Damp produseres kun som høytrykksdamp på Kårstø. Deretter føres denne gjennom ulike dampturbiner og strupeventiler. På denne måten benyttes dampen til produksjon av mekanisk arbeid, før den føres videre til ulike lavere trykknivå, der den benyttes av de ulike brukerne [9].

Det er flere trykknivå på dampen som benyttes; Høytrykksdamp (HP), mellomtrykksdamp (MP) og lavtrykksdamp (LP). Det er to ulike MP-nivå, og tre ulike LP-nivå. LP-dampen er det dampnivået som benyttes mest. Dette er fordi alle kolonnene benytter denne typen damp i kokerene [9, s. 37].

De tre Foster Wheeler-kjelene produserer damp ved å varmeveksle vann med eksosgassen fra Avon-turbinene. Eksosgassen ut av gassturbinen inneholder nok oksygen til å kunne fungere

⁴Ved forbrenningsformål benyttes damp for å redusere NO_x-utslipp [8]. Når temperaturen minkes som følge av dampinjeksjon vil dette føre til at termisk NO_x-dannelse minker.

som oksidant ved tilleggsfyringen av kjelen. Produktet av forbrenningen etter tilleggsfyringen går igjennom kjelen og kan illustreres ved hjelp av figur 2.2.



Figur 2.2: Skisse av en Foster Wheeler-kjel.

I figuren er nummereringen som følger: 1. forvarmer, 2. koker, 3. første overheter og 4. andre overheter.

Hver Foster Wheeler-kjel har to overheteere som vist i figuren, med en såkalt atemperator⁵ (ekstra tilførsel av fødevann) mellom for stabilisering av damptemperaturen [11].

Mosse-kjelen, produserer også damp ved hjelp av kogenerering. Denne benytter eksosgassen fra GE-turbinen, og har tre overheteere med en atemperator etter hver av de to første overheteere. Ålborg-kjelene benytter eksosgassen fra de to LM2500-turbinene, og er bygd opp på samme måte som Foster Wheeler-kjelene[11].

Sleipner-kjelen og KEP-kjelen er de to kjelene som fyres direkte. Disse kjelene er såkalte lav- NO_x -kjeler. KEP-kjelen ble installert i forbindelse med Kårstø Expansion Project, derav navnet. Denne er bygd opp på samme måte som Foster Wheeler-kjelene. Sleipnerkjelen har to atemperatorer; en etter hver av kjelens to overheteere[11].

Fordelingen av dampproduksjonen i de ulike kjelene optimaliseres med tanke på miljøutslipp og energiutnyttelse. Det er derfor ønskelig å kjøre de kjelene som benytter eksosgass med minst mulig tilleggsfyring. I tillegg benyttes Sleipner-kjelen og KEP-kjelen som grunnlast, til tross for at disse ikke utnytter varme fra en annen kilde enn direkte fyring av gass. Det er likevel en fordel å benytte seg av disse kjelene med tanke på Kårstøs totale NO_x -utslipp [9, s. 66].

Alle kjelene produserer damp ved minimum trykk og temperatur på 59 bar⁶ og 420°C.

Til tross for at anlegget har kapasitet til å produsere totalt 795 tonn høytrykksdamp i timen er det ikke ønskelig å kjøre kjelene på full last. Normal drift av kjelene tilsvarer en last på ca 80% MCR (Maximum Continuous Rate). Det er også mulig å kjøre kjelene på 90% MCR, men dette er ikke holdbart over lengre perioder [9, s. 65]. Dersom Kårstø skulle hatt et kontinuerlig behov for 795 tonn/time damp ville det vært nødvendig å installere ekstra kapasitet.

At kjelene har behov for oppgradering etterhvert, er også noe man må ta i betraktning. Foster Wheeler-kjelene har for eksempel vært i drift siden oppstarten Kårstø-anlegget i 1985. Disse er utsatt for korrosjon og termiske spenninger som gjør kjelene svake [9, s. 83]. Det er viktig å være klar over at dette kan bli en problemstilling i fremtiden. Valget vil stå mellom kontinuerlig vedlikehold og reparasjoner eller en utskiftning av kjelene.

⁵Atemperering = desuperheating på engelsk.

⁶Bar benyttes i denne rapporten som absolutt trykk, bara.

2.1.4 Oversikt over dampsystemet

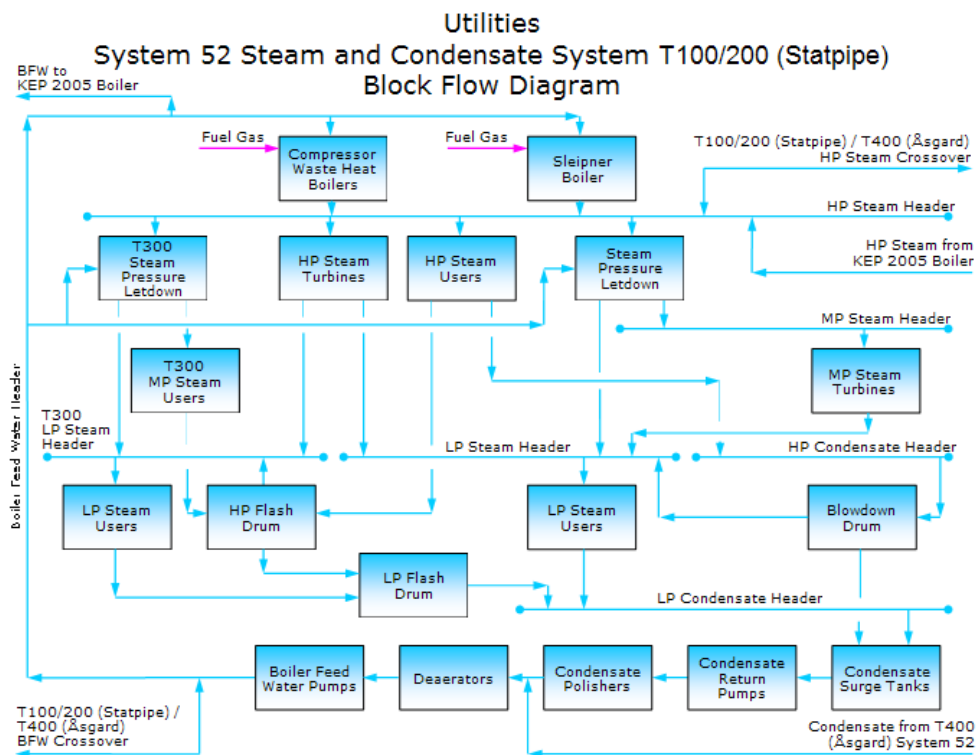
Figur 2.3-2.5 viser forenklede blokkdiagram over dampsystemet på Kårstø. Blokkdiagrammene er hentet fra [6].

Figur 2.3 viser en enkel figur av den direktefyrte KEP-kjelen. Fyrgass og vann tilføres kjelen, og produktet er høytrykksdamp. BFW står for Boiler Feed Water, og er med andre ord fødevannet inn til kjelen.



Figur 2.3: System 52, KEP-kjelen. Blokkdiagrammet er hentet fra [6].

Figur 2.4 viser Statpipe/Sleipner-delen av dampsystemet. Øverst til venstre i figuren kan man se at en del av fødevannet for kjelene sendes til KEP-kjelen. Damp fra KEP-kjelen returneres til dampsystemet som vist til høyre i figuren.



Figur 2.4: System 52, Statpipe. Blokkdiagrammet er hentet fra [6]

Kjelene er representert som to blokker. Blokken definert som "Compressor Waste Heat Boilers" er de tre Foster Wheeler-kjelene, samt Mosse-kjelen. Den andre kjelen, representert som en blokk, er Sleipner-kjelen.

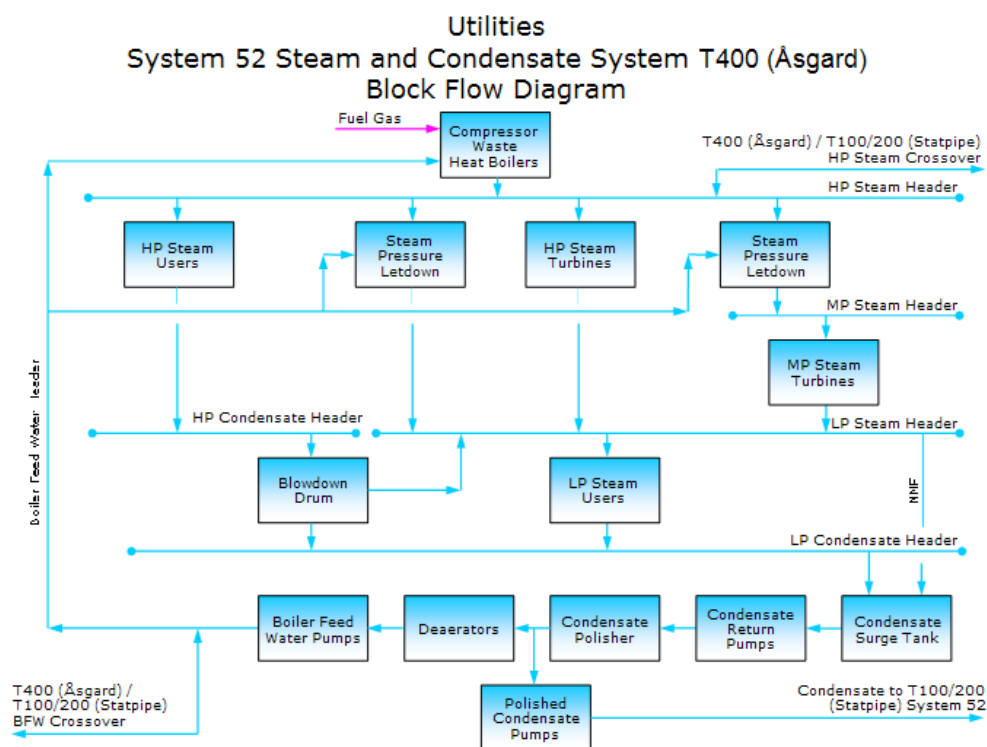
Av figuren ser man at dampen generert fra kjelene leveres til en såkalt HP Steam Header, eller samleskinne for HP-damp. Derfra fordeler dampen seg til strupeventiler (letdown), HP-dampturbiner og HP-damp brukere.

Strupingen av dampen skjer til samleskinner for både MP-damp og LP-damp. Videre går dampen fra både MP- og LP-nivå til ulike brukere. Fra samleskinnen for MP-damp går noe damp via dampturbiner der dampen tas videre ned til LP-nivå.

Etter bruk føres kondensert damp til ulike flash-tanker der noe føres tilbake til ulike samleskinner for damp, og noe føres tilbake, via avluftningstanker (deaeratorer) og fødevannspumper, til kjelene for gjentatt oppvarming.

Man kan også se at det tilføres noe vann fra fødevannspumpene og direkte inn på blokkene som illustrerer struping. Dette er vann som benyttes for å regulere kvalitet og mengde damp som strupes. Dette er en form for atemperering på samme måte som for kjelene.

Figur 2.5 viser Ålborg-kjelene med produksjon av HP-damp. På samme måte som i figur 2.4, leveres HP-dampen til en samleskinne. Deretter fordeler den seg til ulike formål; direkte bruk, struping til lavere nivå og kraftproduksjon.



Figur 2.5: System 52, Åsgard. Blokkdiagrammet er hentet fra [6]

Figurene viser også at det er en tilknytning mellom Statpipe/Sleipner-systemet og Åsgard-systemet for dampproduksjon; Både HP-damp og fødevann kan strøkke fra det ene dampsystemet til det andre.

2.2 Energistudie på Kårstø

2.2.1 Mulige tiltak for energibesparelser

I januar 2005 ble Gassco og Statoil, som henholdsvis *operatør* og *teknisk tjenesteyter* på Kårstø, pålagt av Gassled, som eier⁷, å utføre en tottrinns energianalyse av anlegget. Først skulle en kartlegging av energibruken på anlegget utføres. Deretter skulle det utføres en studie av mulige energibesparende tiltak. Hensikten med denne studien var å finne muligheter for reduksjon av driftskostnader på Kårstø [9, s. 9].

Rapporten, "Energy Analysis of the Kårstø plant" [9], tar utgangspunkt i en pinchanalyse av anlegget. Hensikten med en slik analyse er å identifisere muligheter for varmeveksling mellom kalde og varme strømmer i en prosess. Ved å utnytte mulighetene for varmeveksling innad i anlegget, vil man kunne minimalisere bruk av damp og kjølevann. Det vil si at man kan minimalisere bruken av eksterne energikilder. Denne oppgaven tar ikke for seg Pinchanalyse, og metoden beskrives derfor ikke her. For mer informasjon om Prosessintegrasjon og Pinchanalyse henvises det til [12].

Energistudien tar for seg en rekke ulike områder av Kårstø-anlegget med muligheter for energibesparelse. Noen foreslåtte tiltak ble forkastet av ulike årsaker. Noen tiltak krevde damp ved tilstander Kårstø ikke har tilgjengelig. Andre tiltak ble forkastet fordi de var mer komplekse eller dårligere enn andre tiltak [9, s. 24]. Det er valgt å ikke gå nærmere inn på dette i denne rapporten.

Følgende prosjekter er identifisert som teknisk mulige å gjennomføre:

1. Varme opp kokere i Statpipe-splitterne med varmtvann
2. Varme opp kokere i Sleipner-splitter med varmtvann
3. Varme opp kokere i DPCU II demethaniser med varmtvann
4. Varme opp kokere i Statpipe demethaniser med varmtvann
5. Varme opp innløpsvarmere i Statpipe-anlegget med varmtvann
6. Varme opp innløpsvarmere i Åsgard-anlegget med varmtvann
7. Varmepumping av Åsgards C4-isomersplitter
8. Bedre kjøling før innløpet av salgsgasskompressorene i Åsgard-anlegget
9. Dele Sleipner-splitteren i to, og kvitte seg med debutaniser

Av disse anbefales førsteprioritet av punkt 1, 2, 3, 4, 7 og 9 [9, s. 83].

En demethaniser er en destillasjonskolonne der metan skilles fra rikgass. En debutaniser skiller butan fra tyngre komponenter. En splitter er en kolonne der butan splittes i normalbutan og isobutan. Innløpsvarmere er varmevekslere som tilfører varme til rikgassen som kommer inn på Kårstø, før gassen blir tørket og viderebehandlet.

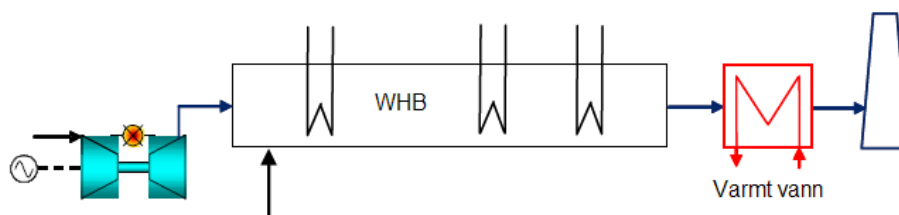
⁷Denne rapporten går ikke nærmere inn på eierskapsforholdene på Kårstø.

Ved å benytte varmt vann som varmemedium i kokeren på en kolonne vil dette føre til et redusert behov for damp, ettersom kokerene idag drives ved hjelp av lavtrykksdamp. Varme som ellers ville blitt sluppet ut til omgivelsene vil kunne utnyttes i prosessen, og føre til en bedre energiutnyttelse. Ulemper ved å benytte varmt vann er at dette krever store rør, i tillegg til at varmt vann kun har begrensede utnyttelsesmuligheter som følge av lav temperatur [9, s. 31].

Produksjon av varmt vann vil kunne skje på flere måter. For innløpsvarmerene kan man skaffe varmtvann, ved at kaldt vann varmeveksler med gass fra et mellomtrinn i salgsgass-kompressorene på Åsgard-anlegget, eller med avgassen fra boosterkompressorene i Statpipe-anlegget. For kokeren i DPCU II demethaniseren foreslås det i [9, s. 34] å benytte gassen fra salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget til oppvarming av vann.

Det er en fordel at gass som skal komprimeres avkjøles først. Fra salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget går gassen videre til boosterkompressorene, og dersom salgsgassen avkjøles før videre kompresjon, vil kraften som kreves for kompresjonen minke. For konfigurasjoner av denne typen varmeveksling henvises det til [9, s. 32-34].

Når det gjelder varmekilde for kokere i Statpipe- og Sleipner-anlegget er det foreslått å benytte eksosgassen ut av kjelene til videre produksjon av varmt vann, som vist i figur 2.6, hentet fra [9].

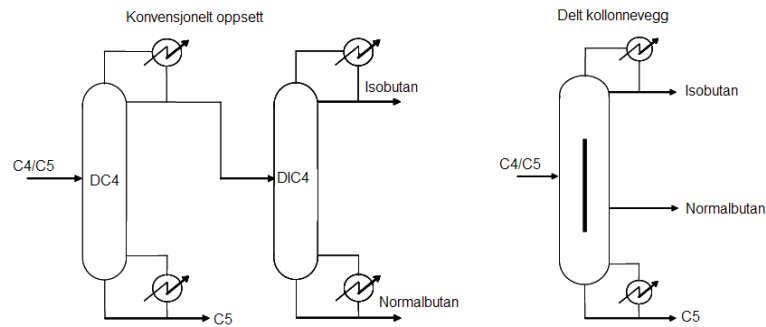


Figur 2.6: Varmevekslerkonfigurasjon for produksjon av varmtvann fra eksosgass, hentet fra [9].

Denne eksosgassen har allerede varmevekslet med vann i kjeler for produksjon av høytrykksdamp. Det er likevel mulig å utnytte mer varme fra eksosgassen fordi noen av kokerene i prosessanlegget ikke krever svært høye temperaturer. For kokerene i butansplitterene i både Statpipe- og Sleipner-anlegget ligger kokertemperaturen på ca 53°C. Det samme gjelder demethaniseren i DPCU II-anlegget [8].

Når det gjelder varmepumping i Åsgard-splitter er det tenkt at man kan hente varme fra toppproduktet i butansplitteren, og deretter levere varme i bunn av splitteren. På denne måten minsker behovet for ekstern avkjøling i splitterens kondenser, samt ekstern oppvarming i splitterens koker.

Ved å dele Sleipner-splitteren i to kan man kvitte seg med kolonnen som skiller butan fra tyngre komponenter, ved at man tar butansplittingen og utskillingen av tyngre komponenter i en og samme prosess. Dette er vist i figur 2.7 hentet fra [9].



Figur 2.7: Illustrasjon av en konvensjonell splitteprosess sammenlignet med en prosess der man utskiller flere stoffer i en og samme kolonne, hentet fra [9].

2.2.2 Energibesparelser og dampsystemet

I energistudien, [9], er dampsystemet på Kårstø simulert i et program som heter ProSteam⁸. Figur B.1 og B.2, i tillegg B viser to figurer av dampsystemet simulert for år 2010 og 2017 henholdsvis. Figurene viser dampsystemet slik brukergrensesnittet i ProSteam fremstiller det.

Hensikten med disse modellene har vært å se på den totale produksjonen av HP-damp, samt fordelingen av damp til ulike lavere trykknivå, eller undernivå. Fordelingen skjer via dampturbiner og strupeventiler.

Hvor mye damp som til enhver tid strupes er avhengig av hvor mye damp det er behov for på hvert undernivå. I tillegg er det avhengig av hvor mye damp som kan tas ned et trykknivå ved hjelp av dampturbiner. Jo mindre damp som strupes, jo bedre utnyttelse av høytrykksdampen kan man oppnå.

Det er ønskelig å redusere mengden strupet damp, fordi struping fører til at man ikke utnytter energien i dampen. Litt damp strupes likevel til enhver tid. Ved å gjøre dette kontinuerlig er det enkelt å justere dampproduksjonen slik at man hele tiden har tilgang på den dampmengden som trengs i hvert undernivå. Dette gjør systemet robust når det gjelder endringer i dampbehov ved et gitt trykknivå. Dersom man ikke trenger mer arbeid fra en dampturbin, og ikke kan føre mer damp gjennom denne, kan man skaffe damp til for eksempel en samleskinne for LP-damp ved å føre damp til samleskinnen fra et høyere trykknivå via en strupeventil.

Å produsere den mengden damp som behøves på anlegget er svært viktig. Dersom man produserer mer damp enn nødvendig, vil dette for det første føre til et energitap fordi man må dumpe produsert damp. Dumpingen fører også til et tap av stoff (damp). Dette tapet må dekkes ved å tilføre systemet mer vann. Vannet må demineraliseres, og dette kan bli et problem fordi kapasiteten på demineraliseringsenheten ikke er stor nok til å produsere nok vann dersom dumpingen av damp blir for stor[9, s. 51].

I tillegg er det viktig at man hele tiden har tilgang på den mengden damp som behøves for å drive Kårstø-anlegget.

Ved å betrakte de ulike tiltakene beskrevet i avsnitt 2.2.1, har [9] tallfestet energibesparelsene

⁸ProSteam er et Excel-basert verktøy som baserer seg på damptabeller og modeller for utstyr som benytter eller genererer damp, som for eksempel kjeler, dampturbiner og avluftningstanker [9] For simuleringene som ble utført av Statoil ble verdier fra en såkalt Megamodell av Kårstøanlegget benyttet som input-verdier.

som er mulige å oppnå. Rapporten lister opp svært mange resultater, og velger tilslutt et par tiltak som tas nærmere i betraktning, [9, s. 67]. Det er valgt å kun beskrive disse tiltakene her.

Dersom man velger å bygge om butansplitteren i Sleipner-anlegget, som vist i figur 2.7, vil anlegget slik det er simulert for år 2010, ha et dampbehov på 466 tonn/time. Dersom man inkluderer en varmpumpe i Åsgard-splitteren fører dette til at dampbehovet minker med 21 tonn/time. Ved å implementere flere av tiltakene får man resultater som vist i tabell 2.3⁹.

Tabell 2.3: Minkende dampbehov som følge av ulike tiltak

Dampmengde gitt i [tonn/time]	totalt behov	spart
Ombygging av SLP-splitter	466	-
Varmpumping av ASG-splitter	445	21
Varme opp kokere i STP-splittere og demethaniser med varmtvann	441	25
Varme opp kokere i SLP-splitter med varmtvann	400	66
Varme opp kokere i DPCU II demethaniser med varmtvann	392	74
Varme opp innløpsvarmere i STP-anlegget med varmtvann	388	78

Man kan spare totalt 78 tonn/time med HP-damp dersom man implementerer alle tiltakene listet opp i tabell 2.3. For de seks tiltakene listet opp i tabellen tar rapporten for seg 3 mulige scenario.

1. Fyre kjelene for dampproduksjonen mest mulig NO_x-vennlig
2. Fyre kjelene for dampproduksjon mest mulig brenseeffektivt
3. Bygge et nytt kogenereringsanlegg med elektrisk effekt på 62 MW

Punkt 1 krever større utnyttelse av Sleipner-kjelen og KEP-kjelen som følge av disse kjelenes lav-NO_x-brennere. Punkt 2 fører til større utnyttelse av kjelene som benytter eksosgass til dampproduksjon.

Dersom Kårstø kan produsere 62 MW på egenhånd vil anlegget nærme seg målet om å bli kraftnøytralt, og vil dermed ikke ha behov for så mye elektrisitet fra nett [9, s. 83].

Det anbefales også å skifte ut Avon-turbinene og Foster Wheeler-kjelene med to nye kogenereringsenheter for drift av salgsgasskompressorene. Dette begrunnes med at Avon-turbinene slipper ut mye NO_x, i tillegg til at de har lav virkningsgrad. Rapporten anser Foster Wheeler-kjelene å være i så dårlig stand at det er en risiko knyttet til videre drift av kjelene [9, s. 83].

Dersom man skal vurdere en utskiftning av gamle kjeler, for eksempel ved utskiftning av Avon-Foster Wheeler-anlegget, må det tas hensyn til uforutsette hendelser. Dampkapasiteten på anlegget bør ikke være mindre enn at produksjonen kan tåle et frafall av to av de største kjelene. Det vil si at de resterende kjelene på anlegget skal ha stor nok kapasitet til å unngå en nedstengning av Kårstø dersom Sleipner-kjelen og en av de andre store kjelene plutselig skulle falle ut av drift [9, s. 65]. Dersom en utskiftning av eksisterende kjeler blir aktuell kan det også bli nødvendig å vurdere dampkapasiteten til eventuelle nye kjeler.

⁹Forkortelsene STP, SLP, og ASG står for henholdsvis Statpipe, Sleipner og Åsgard. I tillegg benyttes også forkortelsen STP/SLP når det er snakk om både Statpipe og Sleipner.

Kapittel 3

Teori

3.1 Valg av analysemetode

Det finnes ulike måter å vurdere et anleggs energiutnyttelse på. En energibalanse over de ulike delene av anlegget er ikke alene nok til å vurdere hvor energieffektivt det virkelig er. Grunnen til dette er at en energibalanse over et system ikke tar hensyn til kvaliteten på energien i de ulike delene av en prosess. Med andre ord; en energibalanse behandler alle former for energi som likeverdige. For en realistisk sammenligning må man ta høyde for energikvalitet. Denne oppgaven benytter derfor en eksergianalyse ved sammenligning av de ulike anleggene som betraktes. Dette beskrives nærmere i avsnitt 3.5.

Teorien benyttet for beregningene i denne rapporten er beskrevet nærmere i prosjektrapporten fra høsten 2006 [7], og er hovedsakelig hentet fra [2, kap. 1-3]. Et utdrag av dette er gitt i avsnitt 3.2-3.7. Noen av kapitlene er gjengitt i sin helhet fra [7].

Ligningene i dette kapitlet kan utledes både for *åpne og lukkede system*. Forskjellen mellom disse to typene system er om masse kan stømme på tvers av systemets *systemgrense* eller ikke. Beregningene i denne rapporten baserer seg kun på åpne system, og ligninger for lukkede system er derfor ikke beskrevet her.

3.2 Massebalanse

Massestrømmer gjennom de ulike delene av anleggene som betraktes kan finnes ved hjelp av følgende ligning:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_u \dot{m}_u \quad (3.1)$$

Her representerer \dot{m}_i og \dot{m}_u henholdsvis massestrømmer inn og ut av et åpent system, eller *kontrollvolum*, pr tidsenhet. Differansen mellom disse er gitt av $\frac{dm_{cv}}{dt}$, som er definert som endringen av masse inne i systemet over tid.

Dersom massestrømmene inn og ut av systemet ikke endres over tid fører dette til at $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$, og man har det man kaller et stasjonært system.

3.3 Lagring av energi

Energi er klassifiseres etter lagringsform. Det er altså lagringsformen som avgjør kvaliteten på energien. Energi kan hovedsakelig lagres på to måter; ordnet og uordnet.

Ordnet energi er enten potensiell energi eller organisert kinetisk energi. Potensiell energi er energi lagret gravitasjonelt, elektrisk eller i et magnetisk kraftfelt. Organisert kinetisk energi er energi lagret i form av partikler i bevegelse parallellt i forhold til hverandre [2]. Eksempler på dette er en stråle av et ideelt fluid. Ideelt sett kan energi lagret som potensiell energi, arbeid eller elektrisitet utnyttes fullt ut[2, s. 32].

Energi lagret uordnet kan bare utnyttes delvis. Det vil si at all energien lagret ikke nødvendigvis er mulig å konvertere til utnyttbart arbeid. Eksempler på uordnet energi er indre energi, kjemisk energi eller energi lagret i en turbulent fluidstrømning. Uordnet energi kan overføres til ordnet energi gjennom ulike prosesser, men all energien lagret uordnet går ikke over i ordnet form[2, s. 32].

For mer informasjon om ordnet og uordnet energi henvises det til [2, kap. 2].

3.4 Termodynamikkens 1. og 2. hovedsetning

Energibalansen for et åpent system kan beskrives på følgende måte:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right)_i - \sum_u \dot{m}_u \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right)_u \quad (3.2)$$

Denne ligningen beskriver endringen av energien i et system over tid, og regnes som termodynamikkens 1. hovedsetning. \dot{Q}_{cv} representerer varme tilført systemet fra omgivelsene over systemgrensa, mens \dot{W}_{cv} representerer arbeidet som utføres av systemet på omgivelsene. Videre er h spesifikk entalpi, V hastighet, z høyde over et gitt referansepunkt og g tyngdeakselerasjonen.

Dersom man betrakter et stasjonært system vil den venstre siden av ligningen falle bort. Hvis man i tillegg kan se bort ifra endring i kinetisk eller potensiell energi i systemet reduseres ligning refeq:1hovedopen til

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i h_i - \sum_u \dot{m}_u h_u \quad (3.3)$$

Spesifikk entalpi kan beregnes ved hjelp av

$$h = h_{nbv}(T_{\text{ref}}, p_{\text{ref}}) + \Delta h \quad (3.4)$$

der

$$\Delta h = h(T, p) - h(T_{\text{ref}}, p_{\text{ref}}) \quad (3.5)$$

Her er h_{nbv} massestrømmens *nedre brennverdi*, og T_{ref} og p_{ref} temperatur og trykk ved referansetilstand, det vil si den tilstanden brennverdien er bestemt ved.

Brennverdi kan defineres på ulike måter, blant annet nedre brennverdi og *øvre brennverdi*. I denne oppgaven benyttes definisjonen nedre brennverdi, som vist i ligning 3.4. Øvre brennverdi er beskrevet kort i Definisjoner.

Nedre brennverdi er den energien man kan få ut av et brensel når alt H_2O i eksosgassen befinner seg i gassform, og forbrenningen er fullstendig [1]. Innenfor et mindre intervall kan man neglisjere brennverdiens variasjon med temperatur og trykk [13].

Fyrgassen i denne oppgaven består av en blanding av ulike stoffer. Dersom blandingen kan regnes som en ideell blanding, kan brennverdien for denne beregnes på følgende måte:

$$\tilde{h}_{nbv,bl} = \sum_j x_j \tilde{h}_{nbv,j} \quad (3.6)$$

Her er j en teller (indeks) for alle stoffene i blandingen, x_j og $\tilde{h}_{nbv,j}$ er henholdsvis molfraksjonen og nedre brennverdi på molbasis for stoff j .

Entropibalansen for et åpent system er et uttrykk for termodynamikkens 2. hovedsetning, og kan beskrives på følgende måte:

$$\frac{dS_{cv}}{dt} = \sum_b \frac{\dot{Q}_{cv}}{T_b} + \sum_i s_i \dot{m}_i - \sum_u s_u \dot{m}_u + \dot{\Pi}_{cv} \quad (3.7)$$

Entropibalansen beskriver endringen av entropien i et system over tid. T_b er temperaturen ved systemgrensa der en eventuell varmeoverføring foregår, mens s_i og s_u er entropi som tilføres, eller strømmer ut av, systemet med massestrømmer på tvers av systemgrensa. $\dot{\Pi}_{cv}$ er definert som entropiproduksjonen inne i systemet.

For mer informasjon om energi, entalpi og entropi, se tillegg A. Dette tillegget er hentet fra prosjektrapporten fra 2006 [7].

Ved beregninger av eksergi og irreversibiliteter i et system er både entropi og entalpi viktige begreper.

3.5 Eksergi

Eksergi er en betegnelse på det maksimale arbeidet man kan få ut av en prosess. Eksergibalansen for et åpent system kan beskrives ved hjelp av følgende ligning:

$$\frac{d\mathbf{E}_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) - \dot{W}_x + \sum_i \dot{m}_i \epsilon_i - \sum_u \dot{m}_u \epsilon_u - \dot{I}_{cv} \quad (3.8)$$

Denne ligningen viser endringen av eksergi inne i et system over tid. Her er $\dot{W}_x = \dot{W}_{cv} - p_0 \frac{dV_{cv}}{dt}$, der $\frac{dV_{cv}}{dt}$ representerer endringen av systemets volum over tid. \dot{I}_{cv} representerer irreversibilitetene i systemet.

Eksergien som følger en massestrøm, ϵ , er den totale eksergien i massestrømmen gitt som kjemisk og termomekanisk eksergi. Kjemisk og termomekanisk eksergi beskrives i avsnittene 3.5.1 og 3.5.2.

En eksergianalyse gir et bilde av hvor mye av energien i for eksempel en varm strøm som kan overføres til utnyttbar energi. For eksempel regnes elektrisitet som 100% eksergi. Det vil si at alt ideelt sett kan overføres til andre former for utnyttbar energi. En strøm med varmt vann eller damp kan inneholde store mengder energi, men som følge av at varme er en uordnet form for energi kan ikke all denne energien utnyttes.

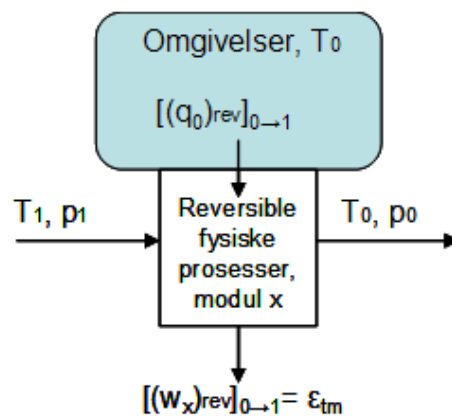
For å forstå termomekanisk og kjemisk eksergi er det viktig å vite hva som menes med begrepene *omgivelsestilstand* og *død tilstand*. Omgivelsestilstand er når et system (eller en massestrøm) er i *termisk* og *mekanisk likevekt* med *omgivelsene*. Død tilstand er når systemet (eller massestrømmen) er i fullstendig likevekt med omgivelsene. Det vil si at i tillegg til termisk og mekanisk likevekt, må systemet være i *kjemisk likevekt* med omgivelsene.

3.5.1 Termomekanisk eksergi

Termomekanisk eksergi, eller fysisk eksergi,¹ er definert i [2, s. 38] på følgende måte:

”Physical exergy is equal to the maximum amount of work obtainable when the stream of substance is brought from its initial state to the environmental state defined by P_0 and T_0 , by physical processes involving only thermal interaction with the environment.”

Figur 3.1 illustrerer det maksimale arbeidet man kan få ut av en prosess ved å føre en massestrøm fra en initiell tilstand 1 til omgivelsestilstand 0.



Figur 3.1: En reversibel modul for bestemmelse av termomekanisk eksergi i en massestrøm (etter [2, s.38]).

¹Thermomechanical eller Physical exergy på engelsk

Ved å sette opp energibalansen for systemet illustrert i figur 3.1 får man følgende uttrykk:

$$[(q_0)_{rev}]_1^0 - [(w_x)_{rev}]_1^0 = h_0 - h_1 \quad (3.9)$$

Her er arbeid og varme gitt per masseenhet. For en reversibel prosess gjelder $\delta Q_{rev} = T_0 dS$. Ved å innføre dette kan man utlede den termomekaniske eksergien for en masse som krysser en systemgrense.

$$\epsilon_{tm} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (3.10)$$

Dette er et uttrykk for det maksimale arbeidet man kan få ut av massen dersom man fører den til omgivelsestilstand. Med andre ord kan man si at $[(w_{cv})_{rev}]_1^0 = \epsilon_{tm}$.

I denne rapporten ser man bort ifra endring i kinetisk og potensiell eksergi, overflatespenninger, elektrisitet, magnetisme og nukleære effekter.

Hensikten er ofte å beregne det maksimale arbeidet man kan oppnå ved å føre et system fra en tilstand 1 til en tilstand 2. Dette kan beregnes med

$$\epsilon_{tm,1} - \epsilon_{tm,2} = h_1 - h_2 - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.11)$$

3.5.2 Kjemisk eksergi

Kjemisk eksergi er definert i [2, s. 44] på følgende måte:

”Chemical exergy is equal to the maximum amount of work obtainable when the substance under consideration is brought from the environmental stage to the dead stage by processes involving heat transfer and exchange of substances only with the environment.”

Ettersom at kjemisk eksergi måles i forhold til død tilstand, må den kjemiske eksergien til et stoff som ikke finnes i omgivelsene beregnes ut i fra referankestoffer i omgivelsene. Den kjemiske eksergien for et referankestoff er gitt av

$$\tilde{\epsilon}_{0,i} = \tilde{R}T_0 \ln \frac{p_0}{p_i^e} = -\tilde{R}T_0 \ln x_i^e \quad (3.12)$$

Her er p_0 omgivelsestrykket. x_i^e og $p_i^e = x_i^e p_0$ er henholdsvis referankestoffets molfraksjon og partialtrykk i omgivelsene. $\tilde{\epsilon}$ betegner spesifikk eksergi på molbasis.

For stoffer som ikke finnes i omgivelsene beregnes den kjemiske eksergien ved hjelp av følgende ligning:

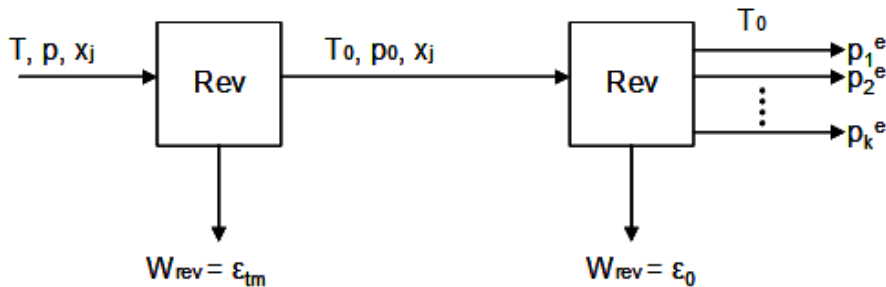
$$\tilde{\epsilon}_{0,j} = -(\Delta G_0)_j + \sum_{pr} n_{pr}(\tilde{\epsilon}_0)_{pr} - \sum_{oks} n_{oks}(\tilde{\epsilon}_0)_{oks} \quad (3.13)$$

Her er ν_j produkt og oksidant. n_j er antall mol oksidant og produkt som forbrukes eller dannes, i omdanningen av et mol av stoff j til referankestoff i død tilstand. For utregning av Gibbsfunksjonen, ΔG_0 , se tillegg A.

Kjemisk eksergi for en blanding finnes som

$$\tilde{\epsilon}_{0,bl} = \sum_j x_j \tilde{\epsilon}_{0,j} + \tilde{R}T_0 \sum_j x_j \ln x_j \quad (3.14)$$

Her representerer det første leddet, på høyre side av likhetstegnet, hver enkelt komponent sitt bidrag til den kjemiske eksergien. Det andre leddet representerer arbeidet som må til for å separere blandingens ulike stoffer til den sammensetningen de har i omgivelsene, og dette leddet er negativt.



Figur 3.2: En massestrøm ledes fra initiell tilstand, via omgivelsestilstand, til død tilstand.

Figur 3.2 viser en enkel skisse der en massestrøm tas fra en initiell tilstand til død tilstand. Dette gjøres ved først å føre massestrømmen gjennom en reversibel maskin, der arbeid tas ut av prosessen idet massestrømmen går fra initiell tilstand til omgivelsestilstand. Deretter føres massestrømmen gjennom en reversibel maskin som utnytter den kjemiske eksergien i massestrømmen. Til slutt slippes massestrømmen ut i omgivelsene. Komponentene i massestrømmen har nå lik sammensetning som komponentene i omgivelsene, og det kan ikke utvinnes mer arbeid fra prosessen.

Kjemisk eksergi er avhengig av temperatur og trykk i omgivelsene. Verdier for kjemisk eksergi kan hentes fra tabeller for en gitt referansetemperatur og et gitt referansetrykk. Tabellerte verdier for kjemisk eksergi er hentet fra [2], men omgivelsestemperaturen benyttet i beregningene er lavere enn for de tabellerte verdiene. Følgende ligning er benyttet for justering av den kjemiske eksergien for hvert stoff som følge av den lavere omgivelsestemperaturen [13]:

$$\tilde{\epsilon}_{0,j} = \tilde{\epsilon}_{0,j}^{\text{ref}} \frac{T_0}{T^{\text{ref}}} + \tilde{h}_{nbv,j}^{\text{ref}} \frac{T^{\text{ref}} - T_0}{T^{\text{ref}}} + T_0 \tilde{R} \sum_{i \neq j} \nu_i \ln \frac{x_i^{\text{ref}}}{x_i^e} \quad (3.15)$$

Her betegner ref referanseverdier hentet fra tabeller for en gitt omgivelsestilstand, mens T_0 representerer faktisk omgivelsestemperatur. $\tilde{\epsilon}_{0,j}^{\text{ref}}$ er altså tabellverdi for kjemisk eksergi for stoff j , mens $\tilde{\epsilon}_{0,j}$ er den kjemiske eksergien for det samme stoffet etter justering for endret omgivelsestemperatur.

Det siste leddet i ligningen tar for seg endring av sammensetning i omgivelsene. Når temperaturen i omgivelsene endres, endres også sammensetningen som følge av at varmere luft kan ta opp mer vann enn kaldere luft. Mengden vann i omgivelsene endres, noe som også endrer den molare komposisjonen. ν_i representerer molmengde av de ulike stoffene reaktanter og produkter ved støkeometrisk forbrenning av stoff j .

3.6 Irreversibiliteter

Entropiproduksjonen bidrar til systemets irreversibiliteter, \dot{I}_{cv} , der dette er gitt som:

$$\dot{I}_{cv} = T_0 \dot{\Pi}_{cv} \quad (3.16)$$

Eksergibalansen kan også benyttes til beregning av irreversibiliteter. Dette gjøres ved å beregne eksergien til en massestrøm inn i et system, og trekke fra eksergien til massestrømmen ut av systemet. I tillegg må eksergi i form av arbeid og varme med i balansen. Irreversibilitetene blir dermed:

$$\dot{I}_{cv} = \dot{\mathbf{E}}_i + \dot{\mathbf{E}}^Q - \dot{\mathbf{E}}_u - \dot{W}_x \quad (3.17)$$

3.7 Virkningsgradsberegninger

I rapporten er det også gjort endel virkningsgradsberegninger for å kunne sammenligne ulike anlegg og vurdere disse opp mot hverandre. Som beskrevet i [7], hentet fra [14], er det ulike definisjoner av virkningsgradsbegrepet. Alle definisjonene nedenfor er gitt på rateform, for eksempel arbeid levert fra en prosess per tidsenhet; \dot{W} . I denne rapporten antas det at systemene er stasjonære, slik at levert mengde arbeid og varme ikke varierer med tiden.

Virkningsgradsberegninger benyttes i denne rapporten til å presentere resultater på for å sammenligne ulike anlegg. Det finnes flere måter å definere virkningsgradsbegrepet på, og i denne rapporten er følgende definisjoner benyttet:

Total energivirkningsgrad, eller totalvirkningsgrad, er definert som energi ut av en prosess i form av arbeid og varme, dividert på energien levert inn i prosessen i form av et brensels nedre brennverdi.

$$\eta = \frac{\dot{W} + \dot{Q}}{\dot{H}_{nbv}} \quad (3.18)$$

Ligning 3.18 kan deles i to deler basert på energi i form av arbeid eller varme,

$$\eta_{\dot{W}} = \frac{\dot{W}}{\dot{H}_{nbv}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{H}_{nbv}} \quad (3.20)$$

Ettersom energivirkningsgraden ikke tar hensyn til om varmen levert fra et anlegg er fullt utnyttbar eller ikke, definerer man også et kraft-/varmeforhold, σ . Dette viser forholdet mellom mekanisk eller elektrisk energi og termisk energi fra anlegget som er tatt i betraktning.

$$\sigma = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}} \quad (3.21)$$

Eksergivirkningsgrad er definert som eksergi ut av en prosess i form av arbeid og varme, dividert på eksergi levert inn i prosessen i form av et brensels kjemiske eksergi. Denne tar kun hensyn til den delen av energien, levert fra et anlegg, som er utnyttbar.

$$\eta_{\epsilon} = \frac{\dot{W} + \dot{\mathbf{E}}^Q}{\dot{\mathbf{E}}_0 + \dot{\mathbf{E}}_{tm}} \quad (3.22)$$

Ved beregninger av energi og eksergi benyttes differanser, fordi det er endringen av entalpi og entropi som er interessant. Man ønsker for eksempel å se på hvor mye energi eller eksergi som er levert til en mengde vann i en kjel. Da representerer Q og \mathbf{E}^Q endringen av henholdsvis energi og eksergi i vannet fra innløpet av kjelen til utløpet av kjelen.

Foruten nedre brennverdi, kan energi levert inn i systemet også komme i andre former. Eksempler på dette kan være arbeid til drift av ulikt utstyr, eller termisk energi tilført en strøm i en varmeveksler. Dette er vist i resultatene presentert i kapittel 5. Se for eksempel tabell 5.15.

En annen måte å presentere resultatene på er ved hjelp av ekvivalent elektrisk virkningsgrad (EEE^2). Dette er en måte å sammenligne kombinert produksjon av kraft og varme med separat produksjon [14]. EEE kan uttrykkes på følgende måte:

$$\eta_{eel} = \frac{\dot{W}}{\dot{H} - \frac{\dot{Q}}{\eta_{\dot{Q},ref}}} \quad (3.23)$$

\dot{W} og \dot{Q} er henholdsvis arbeidet (eller elektrisiteten) og varmen levert fra kogenereringsenheten. \dot{H} er den totale energien innført i kogenereringsanlegget i form av nedre brennverdi, og $\eta_{\dot{Q},ref}$ er en valgt referansevirkningsgrad for en varmeverk som produserer varme separat.

Ved beregning av η_{eel} , eller EEE , finner man altså virkningsgraden tilegnet kraftproduksjonen. Man antar at varmen produseres ved en gitt virkningsgrad uansett om man benytter seg av direktefyring eller kogenerering. Det resterende brenselet er den mengden brensel man tilegner kraftproduksjonen. Kraften dividert på den resterende brenselmengden gir et uttrykk for hvor godt et anlegg utnytter innført energi til produksjon av kraft [14].

²EEE= Equivalent Electrical Efficiency

Man kan også presentere spart mengde brenselenergi. Dette gjøres ved hjelp av verdien primære energibesparelser (PES³). PES viser differansen mellom energien benyttet ved å produsere kraft og varme hver for seg og energien man bruker ved å produsere samme mengde kraft og varme ved hjelp av kogenerering [14].

$$PES = \dot{H}_{\text{ref}} - \dot{H} = \frac{\dot{W}}{\eta_{el,\text{ref}}} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{\dot{Q},\text{ref}}} - \dot{H} \quad (3.24)$$

$\eta_{el,\text{ref}}$ er en valgt referansevirkningsgrad for et separat kraftverk.

Ved å dividere PES, den sparte brenselenergien, med referansebrenselenergien får man relativ energibesparelse, RPES (RPES⁴). Dette er uttrykt ved hjelp av følgende ligning:

$$RPES = 1 - \frac{\dot{H}}{\dot{H}_{\text{ref}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{el}}{\eta_{el,\text{ref}}} - \frac{\eta_{\dot{Q}}}{\eta_{\dot{Q},\text{ref}}}} \quad (3.25)$$

RPES kan uttrykkes i %, og angir hvor stor prosentandel av brenselenergien man har spart dersom man velger kogenerering framfor separat produksjon [14].

³PES= Primary Energy Savings

⁴RPES= Relative Primary Energy Savings

Kapittel 4

Analyse og metode

4.1 Verktøy og vinkling

For beregningene i denne rapporten er PRO/II, versjon 7.1 [15], og regneark benyttet. Analysen har vært todelt, og ettersom ulike forutsetninger er satt til grunn for de to delene er de ikke direkte sammenlignbare. Del 1 har basert seg på daglig drift av anlegget, mens del 2 har basert seg på designverdier.

Den første delen består av en analyse av hele kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø. I tillegg til selve produksjonen av kraft og damp, er også dampfordelingsnettverket studert i denne delen. Kraft- og varmeproduksjonen er analysert i regneark, mens selve dampfordelingen er simulert i PRO/II. I tillegg er noen alternative studier med nye gassturbiner studert ved bruk av PRO/II.

Utgangspunktet for de ulike beregningene og antagelsene er innhentet driftsdata for brenselforbruk, samt kraft og dampproduksjon på Kårstø. To figurer, figur B.1 og B.2, av dampfordelingsnettverket fra rapporten "Energy Analysis of the Kårstø plant", for årene 2010 og 2017, er benyttet for oppbygning av PRO/II-modeller. Figurene inneholder informasjon om massestrømmer, trykk og temperaturer i dampdistribusjonsnettverket.

For å få PRO/II-simuleringene av dampfordelingsnettverket så nøyaktige som mulig ble simuleringene gjort for to ulike tilstandsligninger; Soave Redlich Kwong (SRK) og Soave Redlich Kwong Kabaddi Danner (SRKKD). Trykkfall over ventiler ble valgt som for 2010 og 2017. De resulterende temperaturene i PRO/II viste seg å stemme best med tilsvarende verdier for 2010 og 2017 ved bruk av SRK. Derfor ble det valgt å ta utgangspunkt i SRK for beregningene på dampfordelingsnettverket.

SRKKD er utviklet fra SRK for å kunne gjøre mer nøyaktige beregninger på naturgassystemer med vann blandet med hydrokarboner[16]. SRKKD inneholder en blandingsmodell for ikke ideelle blandinger. For et rent stoff skal de to ligningene gi samme resultat. Differanser mellom resultater ved bruk av de to ligningene diskuteres nærmere i kapittel 6.

Blanding av vann og hydrokarboner er tilfellet for beregninger der effekten av nye gassturbiner på Kårstø ble studert. SRKKD ble derfor valgt for de PRO/II-modellene som simulerer forbrenning mellom luft og naturgass.

Den andre delen består av en mer detaljert analyse av en liten del av kraft- og varmforsyningsystemet; Avon-Foster Wheeler-anlegget. Denne analysen baserer seg på en innhentet designdata for anlegget, samt en modellert Avon-turbin fra GTPPro [17]. GTPPro-modellen ble laget av Olav Bolland i forbindelse med prosjektet i 2006. Denne modellen er videre benyttet som utgangspunkt for PRO/II-simuleringer av anlegget og alternative måter å produsere kraft og damp på. For disse simuleringene ble SRKKD benyttet.

4.2 Overordnet analyse

4.2.1 PRO/II-modell

PRO/II-modellen av dampfordelingsnettverket på Kårstø er bygd opp som vist i figur 4.1. For dampturbinene som er representert i figuren er virkningsgrader justert i PRO/II slik at ønskelig trykk og temperatur i utløpet av turbinene opprettholdes.

Strupeventilene som struper damp ned til ulike trykknivå tilføres ekstra vann for atemperering. Dette vannet har en temperatur på 125°C og et trykk på 93 bar. I PRO/II-modellene strupes dette vannet ned til 59 bar, før det føres inn på strupeventilen sammen med dampen som skal ned til et lavere trykknivå. De ulike strupeventilene leverer damp til ulike trykk- og temperaturnivå, og mengden damp som strupes avhenger av hvor mye arbeid som kreves av de ulike dampturbinene. Desto mer damp som kan kjøres gjennom en dampturbin, desto mindre damp må strupes for å få ønsket mengde damp ved et gitt nivå.

I figur 4.1 representerer strømmene 52-FE-102, 52-FE-101ABC osv høytrykksdamp fra de ulike kjelene og kogenereringsenhetene. BRUKER1-BRUKER9 er ulike brukere av damp, hovedsakelig varmevekslere. Som et eksempel består BRUKER 5 av 12 ulike varmevekslere, blant annet kokerene i propankolonene i T100 og T200¹. Det er valgt å ikke gå nærmere inn på alle de ulike brukerne da dette er svært mye utstyr.

Hver av de ulike dampturbinene representert i PRO/II-modellen er i virkeligheten flere ulike dampturbiner som leverer mekanisk arbeid til ulikt roterende utstyr. Dampturbinen representert i figur 4.1 med navnet EX2, er i virkeligheten to dampturbiner² som leverer arbeid til to kjølekompressorer for propan.

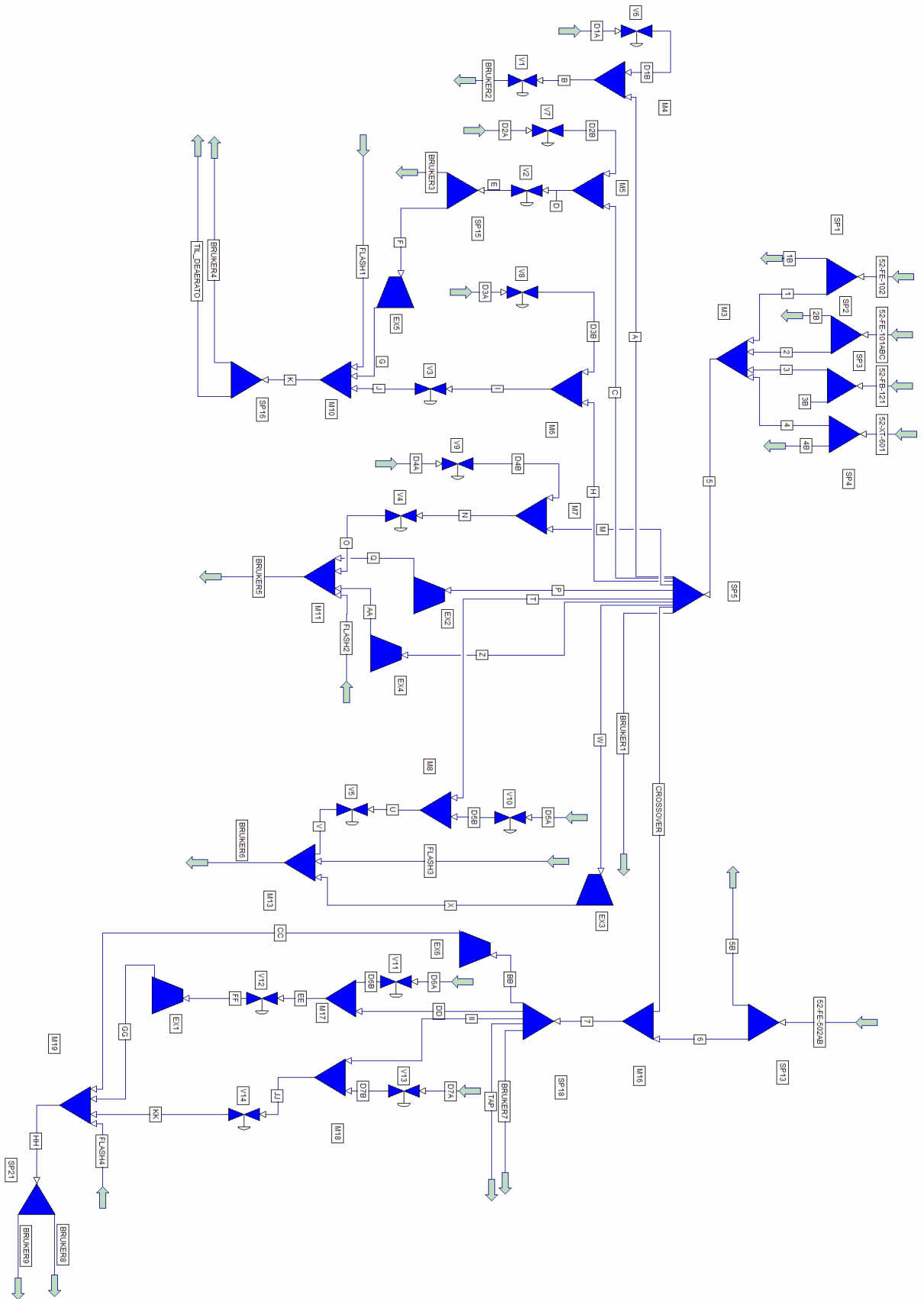
Flashtankene representert i figur B.1 og B.2 er ikke gjengitt i PRO/II-modellen. Dette er fordi denne analysen kun betrakter selve produksjonen og distribueringen av kraft og damp. Hvordan den produserte kraften og dampen utnyttes etter selve fordelingen er ikke analysert.

Informasjon om følgende verdier har blitt skaffet fra Kårstø:

- Brenselmengde og brenselsammensetning til de ulike gassturbinene for produksjon av elektrisitet eller mekanisk arbeid ved maks ytelse.
- Brenselmengde og brenselsammensetning til de ulike kjelene for fyring eller tilleggsfyring ved maks ytelse (100% MCR).

¹Disse to brukerne har tag-nummer 24-HA-104 og 24-HA-204 henholdsvis [6].

²Disse dampturbinene har tag-nummer 25-KA-101 og 25-KA-201



Figur 4.1: PRO/II-modell av dampsystemet på Kårstø.

- Mekanisk arbeid eller elektrisitet produsert fra de ulike gassturbinene.

Fra simuleringene i PRO/II er det hentet ut verdier for entalpi og entropi for de ulike strømmene. Disse verdiene er igjen benyttet for beregninger av termomekanisk eksergi i alle strømmene, samt eksergi overført til vann i kjeler. Virkningsgrader på både energi- og eksergibasis er beregnet, og irreversibiliteter i de ulike delene av anlegget er identifisert. Fokuset i analysen har vært selve produksjonen av kraft og damp, men irreversibiliteter i dampfordelingsnettverket er også identifisert.

4.2.2 Andre antagelser

Brenselet som benyttes til kraft- og dampproduksjon varierer fra gassturbin til gassturbin og fra kjel til kjel. Brenselsammensetningene benyttet for analysen av kraft- og varmforsynings-systemet er vist i tabell 4.1. Dette er brenselsammensetninger Kårstø selv har benyttet i beregninger på energianlegget, og representerer en sammensetning ved normal drift av anlegget. I virkeligheten varierer sammensetningen av de ulike fyrgassene, men brenslene STATPIPE (STP), STATPIPE/SLEIPNER (STP/SLP), ÅSGARD (ASG) og CRAIER antas representative for denne analysen.

Tabell 4.1: Brenselsammensetning benyttet ved analyse av kraft- og varmforsynings-systemet.

Stoff	Molfraksjoner			
	STATPIPE	STATPIPE/SLEIPNER	ÅSGARD	CRAIER
N ₂	0,0071	0,0092	0,0061	0,00020
CO ₂	0,0176	0,0632	0,0255	0,57476
CH ₄	0,9205	0,5341	0,8791	0,10924
C ₂ H ₆	0,0458	0,3760	0,0818	0,31601
C ₃ H ₈	0,0079	0,0158	0,0070	-
i-C ₄ H ₁₀	0,0004	0,0007	0,0003	-
n-C ₄ H ₁₀	0,0006	0,0011	0,0003	-
sum	0,9999	1,0001	1,0001	1,00021

De ulike brenslene leveres ved ulike trykk og temperaturer. STP leveres med en temperatur og et trykk på henholdsvis 40°C og 31,013 bar. STP/SLP leveres ved en temperatur og et trykk på henholdsvis 28°C og 4,513 bar. ASG har en temperatur på 22,6°C og et trykk på 37,013 bar, mens CRAIER-gass leveres med en temperatur på 33°C og 35,013 bar [6].

I tillegg er følgende antagelser gjort ved analysen av kraft og varmforsynings-systemet på Kårstø:

- Omgivelsestemperatur og -trykk valgt til henholdsvis 15°C og 1,013 bar.
- De ulike komponentene i modellene er antatt adiabatisk.
- Det er sett bort ifra endringer i kinetisk og potensiell energi i de ulike komponentene.
- Det er sett bort ifra eventuelle lekkasjer i de ulike komponentene.
- Noe avblåsningsvann utnyttes i form av LP-damp. For enkelhets skyld antas det at 50% av avblåsningen ikke går tapt i irreversibiliteter.

- For beregninger av EEE, PES og RPES er $\eta_{el,ref}$ og $\eta_{\dot{Q},ref}$ valgt til henholdsvis 0,55 og 0,90.
- For GE-turbinen, og andre gassturbiner som produserer elektrisk energi, antas det et tap i generatoren og eventuelle elektriske motorer som driver utstyret turbinen forsyner med kraft. Virkningsgrad for både generator og elektriske motorer er valgt til 0,97.

I beregninger for ulike måter å produsere damp ble avblåsningsmengder fra de ulike kjelene estimert ved hjelp av forholdet mellom produsert damp til HP-samleskinne og avblåsningsmengder. For KEP-kjelen viser figur B.1 at kjelen leverer 90 tonn/time damp. Avblåsningsmengde er gitt som 0,5 tonn/time damp. Det vil si at forholdet mellom avblåsning og levert mengde damp er valgt til 0,0056 for denne kjelen. For kjelene som produserer ulike mengder damp i 2010 og 2017 varierer dette forholdet litt mellom de to figurene fra ProSteam, og det ble valgt å ta utgangspunkt i figuren for 2010.

Når det gjelder faktisk mekanisk arbeid generert i de ulike dampturbinene i dampfordelingsnettverket ble dette ikke gitt av ProSteam modellen. Det antas derfor at resultatene i PRO/II-modellen er gode nok for disse beregningene. Denne usikkerheten har ingen betydning for beregningene av energiutnyttelsen for selve kraft- og varmeproduksjonen.

4.2.3 Produksjonsmengder

Ved maksimal dampproduksjon på anlegget, 795 tonn/time, kan man dele opp dampproduksjonen for de seks kogenereringsenhetene som vist i tabell 4.2 [18]. Denne tabellen viser fyringsmengde ved maksimal produksjon for alle enhetene. I tillegg viser tabellen hvor mye av dampproduksjonen som kan produseres fra varm eksosgass (EG), og hvor mye som kan produseres ved hjelp av tilleggsfyring (TF). GT står her for gassturbin.

Tabell 4.2: Fyringsmengder for de ulike kogenereringsenhetene dersom anlegget kjøres på full last.

	Dampproduksjon [tonn/time]			Brensel GT		Brensel TF	
	Fra EG	Fra TF	Totalt	Type	[tonn/time]	Type	[tonn/time]
Foster Wheeler	90	120	210	STP	10,8	STP/SLP	7,2
Moss	50	70	120	STP	10	STP/SLP	3,4
Ålborg	72	128	200	ASG	12,6	ASG	7,0

Maksimal dampproduksjonen for de to direktefyrte kjelene, med tilhørende fyringsmengder er gitt i tabell 4.3 [18].

Tabell 4.3: Fyringsmengder for de direktefyrte kjelene dersom anlegget kjøres på full last.

	Dampproduksjon		Brensel	
	tonn/time	Type	tonn/time	
Sleipner	145	SP/SLP	9,8	
KEP	120	CRAIER	29,7	

Når det gjelder Sleipner-kjelen og KEP-kjelen kan brenseltype variere ettersom hvordan tilgangen på fyrgass forholder seg. Dersom det er mye CRAIER-gass tilgjengelig kan det være

naturlig å fyre begge kjelene på denne gassen. Dette er fordi CRAIER-brenselet er en restgass fjernet fra salgsgassen for å minske CO₂-innholdet i leveransen til Europa. Restgassen må brennes, og ettersom både Sleipner-kjelen og KEP-kjelen kan fyres med denne gassen er det ønskelig at en av kjelene alltid er i drift. Ved normal drift av anlegget benyttes STP/SLP-brensel for Sleipner-kjelen, og CRAIER-brensel for KEP-kjelen [19]. Dette er derfor benyttet i beregningene i denne rapporten.

Det er tatt utgangspunkt i Statoils simuleringer for år 2010 og 2017. Den totale produksjonen av damp antatt for disse årene er på henholdsvis 465,7 tonn/time og 447,3 tonn/time med HP-damp. Tabell 4.4 viser hvordan dampproduksjonen er antatt fordelt mellom de ulike kjelene. Tallene er hentet fra figur B.1 og B.2.

Tabell 4.4: Dampproduksjon [tonn/time] i år 2010 og 2017, hentet fra ProSteam.

År	2010	2017
Foster Wheeler	120,0	100,0
Moss	80,0	80,0
Ålborg	130,0	130,0
Sleipner	45,7	47,3
KEP2005	90,0	90,0

Det var også ønskelig å se hvilken effekt fordelingen av dampproduksjon mellom de ulike kjelene hadde for energiutnyttelsen. I fremtiden er det sannsynlig at en Foster Wheeler-kjel vil være ute av drift til vedlikehold eller reparasjon til enhver tid [18]. Kårstø vil likevel ha behov for det mekaniske arbeidet fra alle Avon-turbinene. Det vil si at eksosgassen fra en av Avon-turbinene ikke vil kunne utnyttes til dampproduksjon.

Dampbehovet som ikke dekkes fra eksosgass og tilleggsfyring i kjelen som er ute av drift, vil måtte dekkes på andre måter. Enten ved hjelp av tilleggsfyring fra de to resterende kjelene, eller ved å fordele dampproduksjonen på de andre kjelene. En sannsynlig fordeling av dampproduksjonen fra de ulike enhetene kan da være som vist i tabell 4.5 for årene 2010 og 2017. 2FW indikerer at kun 2 Foster Wheeler-kjeler er i drift. Dampproduksjonen er for enkelhets skyld avrundet til 466 tonn/time for 2010 og 447 tonn/time for 2017.

Tabell 4.5: Sannsynlig dampproduksjon [tonn/time] i år 2010 og 2017 dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift.

År	2010 2FW	2017 2FW
Foster Wheeler	72,0	72,0
Moss	50,0	50,0
Ålborg	139,0	130,0
Sleipner	102,5	97,5
KEP2005	102,5	97,5

Denne produksjonsfordelingen (tabell 4.5) er antatt ved å ta hensyn til høy last på KEP-kjelen og Sleipner-kjelen grunnet lav-NO_x-brennerne i disse kjelene. I tillegg er dampproduksjonen lav for Foster Wheeler-kjelene, da en av disse er ute av drift. Den er valgt til litt høyere enn 60 tonn/time, som er mengden damp to av disse kjelene kan produsere kun ved hjelp av eksosgass. Dette er fordi Foster Wheeler-kjelene er avhengig av litt tilleggsfyring for å oppnå rett kvalitet

på dampen [18]. Mossekjelen produserer akkurat den mengden damp som er mulig å produsere kun ved hjelp av eksosgass.

Det økte behovet for kapasitet i de resterende kjelene er fordelt mellom Ålborg-kjelene, samt Sleipner- og KEP-kjelene, og som følge av at Kårstø mest sannsynlig ønsker å kjøre mest mulig NO_x-vennlig er det valgt å holde kapasiteten i Sleipner-kjelen oppe i 2017, samt minke kapasiteten i Ålborg-kjelene.

Estimering av nøyaktig dampproduksjon for 2010 og 2017 er svært vanskelig. Spesielt vanskelig er det for 2017 da det ikke er sikkert hvilke kjeler som fortsatt vil være i drift om 10 år. Tallene benyttet i [9] og i denne rapporten er derfor grove antagelser for hvordan dampproduksjonen vil være framover.

For de to årene tatt i betraktning kjøres Avon-turbinene og LM2500-turbinene på en last som vist i tabell 4.6 [18]. Det antas at GE-turbinen kjøres på full last for å produsere så mye elektrisitet til anlegget som mulig [18].

Tabell 4.6: Gassturbinlast [kW] for Avon- og LM2500-turbinene i år 2010 og 2017.

År	Avon	LM2500 trinn 1	LM2500 trinn 2	LM2500	Totalt
2010	10343	12368	14501		26869
2017	10303	11441	13348		24789

Når damp- og kraftproduksjonen ikke er maksimal er heller ikke brenselforbruket maksimalt. Mengde brensel for de ulike gassturbinene og kjelene er estimert ved hjelp av tabell 4.2 og 4.3, samt tabell 4.6. Det ble antatt at minkende brenselforbruk i gassturbinen førte til en direkte lineært minkende ytelse.

For å illustrere differansen mellom faktisk brenselforbruk og antatt brenselforbruk ved ulike gassturbinetytelser ble PRO/II benyttet. Sammenhengen mellom brenselmengde og last for en gassturbin ble simulert ved hjelp av to gassturbinmodeller. Begge modellene ble simulert ved en relativ luftfuktighet på 75%. Modellene som ble benyttet var modellen av en Avon-turbin med en last på 13,44 MW, og en GE LM2500+ med en last på 34,57 MW. Begge er gassturbiner som er studert nærmere i analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget, som beskrevet i avsnitt 4.3.1. Ved å minke brenselmengde, og samtidig øke luftmengden tilsvarende kan man finne et forhold mellom blant annet last og brenselforbruk, last og virkningsgrad, samt last og eksostemperatur. Virkningen av å skalere ned gassturbinene ved å holde luftmengden konstant og minke brenselmengden ble også undersøkt.

Det ble tilslutt valgt å anta at man, ved å interpolere i tabellene for brenselforbruk og dampproduksjon, får gode nok resultater, og at man kan benytte disse resultatene til å sammenligne det eksisterende anlegget med alternative anlegg. Mengden damp som produseres ved hjelp av eksosgass fra gassturbinene minker dermed direkte lineært med minkende brenselmengde. Gjenværende dampbehov må deretter produseres ved hjelp av tilleggsfyring.

Mengde brensel for tilleggsfyring i de ulike kjelene er beregnet ved å interpolere i tabell 4.2 og 4.3, samt tabell 4.6.

Disse antagelsene er valgt som en forenkling. Dette er fordi nøyaktige verdier for hvordan dampproduksjonen fordeler seg mellom eksosgass og tilleggsfyring ikke er tilgjengelige.

4.2.4 Tiltak for energibesparelser

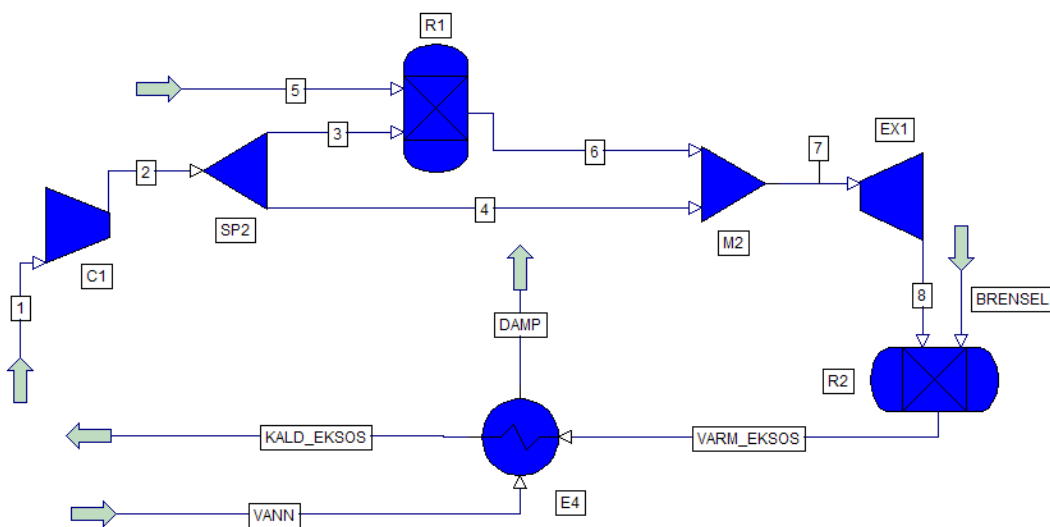
Det er også foreslått tiltak som kan føre til energibesparelser i anlegget. Tiltak som undersøkes nærmere er hva som skjer dersom man produserer all damp ved hjelp av kogenereringsenheter. På denne måten kan man unngå å benytte høyverdig energi som naturgass til produksjon av damp. Istedet utnytter man eksosgassen fra en gassturbin, og produserer dampen ved hjelp av energi med lavere eksergiinnhold enn rent brensel. Dette er gjort ved å undersøke to scenario.

1. Koble Sleipner- og KEP-kjelen opp mot hver sin gassturbin, og utnytte eksosgassen fra denne.
2. Bygge et helt nytt kogenereringsanlegg; bytte ut alle kjeler og gassturbiner med nytt utstyr.

For punkt 1 er det gjort beregninger på en gassturbin simulert i PRO/II. Eksosgassen fra denne er benyttet deretter som oksidant i KEP-kjelen og Sleipner-kjelen. Kjelenes gjøres altså om slik at de delvis fyres direkte, og delvis drives ved hjelp av eksosgass fra en gassturbin.

Gassturbinen som er simulert for kraftproduksjonen er hentet fra de detaljerte beregningene på Avon-Foster Wheeler-anlegget, nærmere bestemt gassturbinen benyttet i alternativ 2a, se avsnitt 4.3.1. Det er valgt å fyre gassturbinen med STP-brensel. Ettersom mengden fyring direkte i kjelene vil minke, er det valgt å benytte CRAIER-brensel for tilleggsfyring, både for KEP-kjelen og for Sleipner-kjelen. På denne måten utnytter man fortsatt CRAIER-gassen da det antas at det fortsatt er nødvendig for Kårstø å kvitte seg med denne.

Modellen benyttet for simulering er gitt i figur 4.2. Kjelen er simulert som en enkel varmeveksler der fødevannet har et trykk på 93 bar og en temperatur på 125°C. Dampen kommer ut som HP-damp med trykk og temperatur på henholdsvis 59 bar og 420°C. Luft og brensel inn på gassturbine er representert som strøm 1 og 5 henholdsvis. Strømmen BRENSEL representerer brensel inn i kjelen for tilleggsfyring.



Figur 4.2: PRO/II-modell benyttet for beregninger av brenselforbruk i en Sleipner- og KEP-kjel med utnyttelse av eksosvarme fra gassturbin.

I modellen er brenselmengden for tilleggsfyring justert ved hjelp av en kontroller som sørger for at temperaturen på eksosgassen i utløpet av kjelen er 20°C høyere enn temperaturen på fødevannet på 125°C.

For å finne mengden damp som kunne produseres kun ved bruk av eksosgass fra en gassturbin ble strømmene BRENSEL og 8 samt reaktoren R2 i figur 4.2 fjernet. Ved å kjøre modellen uten tilleggsfyring i brennkammeret før kjelen ble det funnet mengde damp som maksimalt kunne produseres samtidig som temperaturdifferansen mellom eksos og vann i kjelen var på minimum 20°C. Det ble også tatt høyde for at en liten andel fødevann kun fungerer som avblåsning. Dette ble beregnet på samme måte som for dampproduksjonen 2010 2FW og 2017 2FW.

Om det er praktisk mulig å gjennomføre en endring i KEP- og Sleipner-kjelen til å kunne drives med eksosgass fra en gassturbin er ikke undersøkt nærmere. Hensikten har vært å se hva man kan spare ved bruk av kogenerering sett fra et energisynspunkt.

Punkt 2 er et scenario som mest sannsynlig ikke er aktuelt å gjennomføre. Dette punktet er ment å gi en idé om hvor energieffektivt dagens anlegg er sammenlignet med et helt nytt anlegg. Det er valgt å produsere kraft og damp i seks identiske kogenereringsanlegg. Gassturbinen illustrert i figur 4.2 ble benyttet også i disse beregningene. De seks kjelene i anlegget ble valgt til å produsere 120 tonn/time damp hver, noe som tilsvarer en total kapasitet på 720 tonn/time damp. Dersom to kjeler skulle falle ut av drift vil kapasiteten fortsatt ligge på 480 tonn/time som er nok til å dekke behovet på Kårstø i både 2010 og 2017. Forholdet mellom avblåsning og levert damp til samleskinne for HP-damp ble antatt som for KEP-kjelen.

Valg av brensel for gassturbin og kjel for punkt 2 ble gjort etter å ha undersøkt ulike kombinasjoner av brenslere. Den kombinasjonen som gav de beste resultatene i en eksergi- og energianalyse ble tilslutt valgt for presentasjon av resultater.

For både punkt 1 og 2 ble det utført beregninger av irreversibiliteter, energivirkningsgrader og eksergivirkningsgrader for å kunne sammenligne de ulike alternativene med det eksisterende anlegget.

4.3 Avon-Foster Wheeler-anlegget

4.3.1 PRO/II-modeller

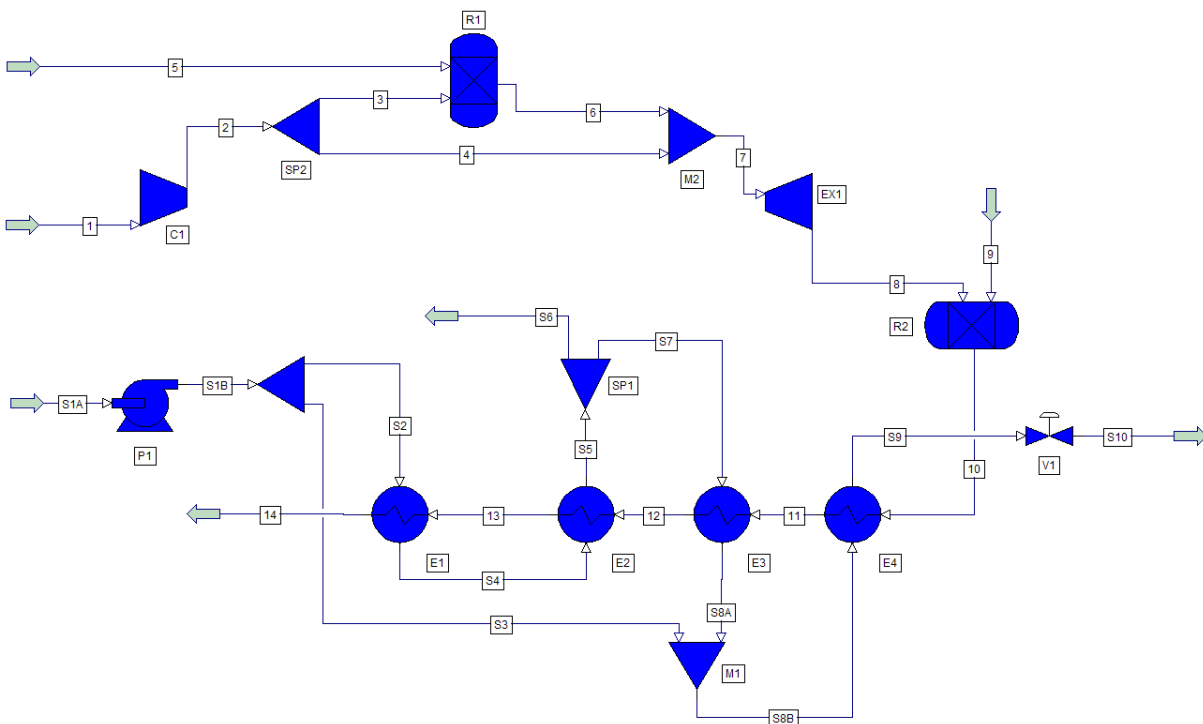
Analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget er en utvidelse av analysene fra prosjektet høsten 2006 [7]. I tillegg til en analyse av det eksisterende anlegget er følgende alternative måter å produsere kraft og varme på studert:

1. Alternativ 1: Bytte ut Avon-turbinene med tre nye gassturbiner. Salgsgasskompressorene drives fortsatt direkte. Valg av gassturbiner er endret siden høsten 2006, og spesifikasjoner for en GE LM1600 fra "Gas turbine world", [20], er benyttet.
2. Alternativ 2: Bygge et nytt CHP-anlegg for produksjon av damp og elektrisitet. Elektrifisering av salgsgasskompressorene. Tre ulike muligheter er betraktet.
 - 2a: CHP-anlegg bestående av tre GE LM2500+ gassturbiner med tilhørende kjeler.

- 2b: CHP-anlegg bestående av fire GE LM2500+ gassturbiner med tilhørende kjeler.
 - 2c: CHP-anlegg bestående av tre GE LM2500 PE gassturbiner med tilhørende kjeler.
3. Alternativ 3: Elektrifisere salgsgasskompressorene med elektrisitet fra nett. Direktefyrte kjeler for dampproduksjon. Ulike mengder resirkulering av røykgass fra kjelens utløp til kjelens innløp er betraktet.
- 3a: Ingen resirkulering.
 - 3b: Resirkulering av 10 kg/s røykgass.
 - 3c: Resirkulering av 20 kg/s røykgass.
 - 3d: Resirkulering av 35,934 kg/s røykgass. Dette tilsvarer 50% av røykgassmengden som strømmer gjennom kjelen.
 - 3e: Resirkulering av 50 kg/s røykgass.

Ved resirkulering av røykgass minker oksygenmengden i eksosen ut av kjelens skorstein med økende mengde resirkulering. Dette er vist i kapittel 5.

En skisse av hvordan anleggene ble simulert i PRO/II er vist i figur 4.3. Forklaring til de ulike strømmene i modellen er gitt i tabell C.1 i tillegg C. Figuren viser at en andel av den komprimerte lufta fra gassturbinsens kompressor føres forbi brennkammeret og direkte inn på turbinen. Dette er for å simulere kjøling av turbinskovlene.



Figur 4.3: PRO/II-modell av en gassturbin.

Det eksisterende anlegget ble simulert i GTPro med en designlast på 13,44 MW (omgivelsestemperatur 21°C). Denne er overført til PRO/II. Omgivelsestemperaturen er deretter endret

til 15°C, før modellen er skalert ned til 12,32 MW som er det som trengs for å drive salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget.

Når det gjelder gassturbinene hentet fra [20] er spesifikasjonene benyttet, for å sette opp modeller av gassturbinene i PRO/II, gitt i de tre avsnittene nedenfor:

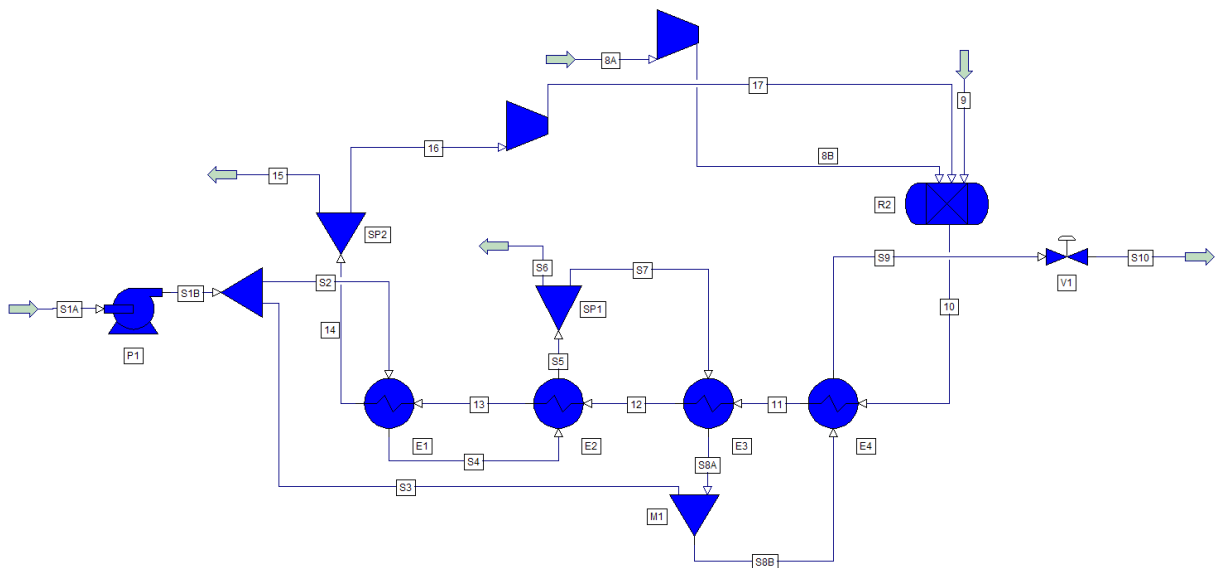
Gassturbinen GE LM1600 PE er designet for å produsere 14,25 MW, med en eksosstrøm ut av maskinen på 47,3 kg/s. Eksosstemperaturen skal være på 490,6°C (915°F). Trykkforholdet mellom innløp og utløp av kompressoren er på 20,2. Modellen av denne gassturbinen er deretter skalert ned til 12,32 MW som er det som trengs for å drive salgsgasskompressorene i Statpipe-anlegget.

Gassturbinen GE LM2500+ er designet for å produsere 34,57 MW, med en eksosstrøm ut av maskinen på 89,3 kg/s. Eksosstemperaturen skal være på 486,1°C (907°F). Trykkforholdet mellom innløp og utløp av kompressoren er på 22,9.

Gassturbinen GE LM2500 PE er designet for å produsere 23,24 MW, med en eksosstrøm ut av maskinen på 68,9 kg/s. Eksosstemperaturen skal være på 524,4°C (976°F). Trykkforholdet mellom innløp og utløp av kompressoren er på 19,5.

For å skalere ned lasten på de to modellene for det eksisterende anlegget og alternativ 1 til 12,32 MW, ble forholdet mellom luft og brensel for gassturbinene justert. Andre forhold ble holdt identisk med de to opprinnelige modellene med gassturbinenyttelse på 13,44 og 14,25 MW. Dette var for at modellene fortsatt skulle gjelde for de tenkte turbinene. Det vil si at trykkforhold og adiatiske virkningsgrader ble beholdt konstant.

For resirkulering av eksosgass for alternativ 3 er en egen PRO/II-modell laget. Figur 4.4 viser hvordan denne modellen er satt opp. Figuren viser også to kompressorer. Disse fungerer kun som vifter, og benyttes for å føre luft og resirkulert eksosgass inn på kjelens brennkammer.



Figur 4.4: PRO/II-modell av en direktefyrte kjel med resirkulering av eksosgass.

4.3.2 Andre antagelser

Brenselsammensetningene benyttet i beregningene for det eksisterende anlegget og alternativene er vist i tabell 4.7.

Tabell 4.7: Brenselsammensetning benyttet ved analyse av Avon-Foster Wheeler-anlegget.

molfraksjoner, design		
Stoff	GT	Kjel
N ₂	0,0093	0,0099
CO ₂	0,0054	0,0046
C ₁ H ₄	0,9485	0,9296
C ₂ H ₆	0,0254	0,0479
C ₃ H ₈	0,0073	0,0073
C ₄ H ₁₀	0,0028	0,0007
C ₅ H ₁₂	0,0010	0,0000
C ₆ H ₁₄	0,0003	0,0000
sum	1,0000	1,0000

Disse brenselsammensetningene ble valgt fordi beregningene baserer seg på designdrift av anlegget. Brenselsammensetning ved normal drift av anlegget avviker fra designsammensetning som man kan se ved å sammenligne tabell 4.7 med tabell 4.1. Brenslene er tilgjengelige ved trykk og temperatur på 31,013 bar og 40°C for gassturbinene, og 4,513 bar og 28°C for kjelene [6]. Brenslene strupes ned før forbrenningen i brennkamrene.

Luftsammensetningen benyttet i simuleringene er gitt i tabell 4.8. Denne sammensetningen representerer en relativ fuktighet på 75%, som er representativt for et område i nærheten av Kårstø³ i sommerhalvåret [21].

Tabell 4.8: Luftsammensetning.

Stoff	Molfraksjon
N ₂	0,77094
O ₂	0,20686
CO ₂	0,0003
H ₂ O	0,01262
Ar	0,0094
sum	1,0000

For alle modellene ble det også gjort simuleringer med 87% relativ fuktighet, for å se om dette hadde en effekt på energiutnyttelsen.

Ved disse testningene av modellene ble forhold som isentropiske virkningsgrader og massestrømmer av luft og brensel holdt konstant. Betydningen av endringene i luftsammensetning, samt lufttemperatur for Avon-Foster Wheeler-anlegget, er vist i kapittel 5, og beskrevet i kapittel 6.

Følgende antagelser gjort i beregningene:

³Haugesund lufthavn

- Designverdier for det eksisterende anlegget gjelder for 21°C og 1,013 bar. De alternative gassturbinenes spesifikasjoner gjelder imidlertid for 15°C og 1,013 bar. Det er valgt å benytte en omgivelsestemperatur på 15°C i PRO/II-simuleringene.
- Det er antatt et trykktap i luftfilteret før gassturbinene på 0,010 bar.
- Avon-turbinene og Foster Wheeler-kjelene kjøres på full last i den detaljerte analysen.
- De ulike komponentene i modellene er antatt adiabatiske.
- Det er sett bort ifra endringer i kinetisk og potensiell energi i de ulike komponentene.
- Det er antatt konstant trykk gjennom de ulike brennkamrene i simuleringmodellene.
- Det er sett bort ifra eventuelle lekkasjer fra gassturbiner og kjeler.
- Begrepet \dot{W}_{gt} benyttes videre for alle alternativene som arbeid levert fra gassturbinene før det eventuelt gjøres om til elektrisk energi i en generator.
- Noe avblåsningsvann utnyttes i form av LP-damp. For enkelhets skyld antas det at 50% av avblåsningen ikke går tapt i irreversibiliteter.
- For beregninger av EEE, PES og RPES er $\eta_{el,ref}$ og $\eta_{\dot{Q},ref}$ valgt til henholdsvis 0,55 og 0,90.

I beregningene er det tatt med tap ved bruk av generator (alternativ 2) og elektrisk motorer. Virkningsgradene for både generator og elektrisk motor er satt til 0,97.

For alternativ 3 er det antatt at mengde kjøpt elektrisk energi må være høyere enn det som trengs for å drive salgsgasskompressorene, samt vifter og pumper, på grunn av tap i motoren som driver det roterende utstyret.

Når det gjelder det eksisterende anlegget og alternativ 1, der salgsgasskompressorene drives direkte, antas det at tapene er minimale. Kjøpt elektrisitet til drift av fødevannspumpene for kjelene er som for alternativ 3 høyere enn det som skal til for faktisk å drive pumpene. Dette kommer nettopp av tapet i de elektriske motorene som driver pumpene.

Netto nyttig arbeid fra de ulike anleggene som betraktes varierer fra alternativ til alternativ. For det eksisterende anlegget og alternativ 1 er nyttig arbeid det arbeidet som leveres til salgsgasskompressorene.

Gassturbinene i alternativ 2 er koblet til generatorer som leverer en viss andel elektrisitet. For dette alternativet er nyttig arbeid levert fra en kogenereringsenhet elektrisiteten fra generatoren minus elektrisitet til drift av fødevannspumper. I tillegg må et tap i elektrisk motor for drift av en salgsgasskompressor trekkes fra den nyttige kraften. Tap i eventuelle elektriske motorer som driver annet utstyr er ikke innenfor systemgrensa for anlegget som betraktes, og blir heller ikke tatt høyde for i disse beregningene.

Minimum temperaturdifferanse i kjelene for alle de alternative studiene er valgt til 20°C.

4.4 Miljø

Det er gjort beregninger av CO₂-utslipp for de ulike alternativene. Dette er gjort både for den overordnede analysen, og for den mer detaljerte analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget.

For den overordnede analysen er dampfordelingsnettverket ikke en del av miljøberegningene. Her betraktes kun genereringen av mekanisk eller elektrisk kraft i gassturbinene, samt varmen overført til vannet i de ulike kjelene.

For beregninger av CO₂-utslipp for alternativ 3 må man ta hensyn til både dampgenereringen på Kårstø, samt kraftgenereringen eksternt. Kraftgenereringen kan skje på tre ulike måter. Vannkraft er utelukket fordi det ikke bygges nye vannkraftverk i Norge. De tre mulighetene er

- Utenlandsk kullkraft (UKK)
- Utenlandsk gasskraft (UGK)
- Norsk gasskraft (NGK)

I tillegg til karboninnholdet i brenselet som benyttes til kraftgenereringen er det viktig å ta hensyn til virkningsgraden på anlegget som produserer kraften. Dersom elektrisiteten produseres i utlandet har man tap som følge av transport. I tillegg vil et gasskraftverk i Norge ha god utnyttelse da dette vil være et nytt anlegg. For utenlandsk kullkraft er virkningsgraden valgt til 40%. For utenlandsk gasskraft og norsk gasskraft er virkningsgradene valgt til henholdsvis 54% og 58%.

Ved beregningene av utslipp for de tre alternativene for kraftgenerering er data fra tabell 4.1 i [10] benyttet. I denne tabellen er kull listet opp med en nedre brennverdi på 32,10 MJ/kg. Naturgassen listet opp i tabellen har en nedre brennverdi på 47,60 MJ/kg.

Som nevnt i [7] regnes ikke utslipp av CO₂ under norske kvoter dersom utslippene ikke skjer innenfor norske grenser. Derfor er det valgt å ta utgangspunkt i kraftgenerering fra norsk gasskraft i diskusjonene rundt beregningene.

For pumpedriften i det eksisterende anlegget og alternativ 1 antas det også at kraft må kjøpes utenfra på samme måte som for alternativ 3. Utslippene fra denne kraftgenereringen er også tatt med i beregningene.

Det antas at alt karbon i brenselet omdannes til CO₂. Mengden CO₂ i eksosgassen fra alle gassturbinene og kjelene er på denne måten funnet som kg/s avhengig av hvor mye brensel som fyres. Utslippene gitt i kg/MWh er funnet ved å dividere CO₂-mengden med utnyttbar eksergi som leveres fra anlegget. Det vil si eksergien levert fra hver gassturbin, der tap er trukket fra, og eksergien overført til vann med varme gjennom de ulike kjelene. Dette er gjort både for den overordnede analysen og for den detaljerte analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget.

For den detaljerte analysen blir dette spesielt for alternativ 1, 3 og for det eksisterende anlegget. For disse alternativene summeres CO₂-utslippene inne på Kårstø med utslippene som følger av elproduksjon i et annet kraftverk. Deretter divideres dette med den andelen av eksergien levert eller konsumert i anlegget som anses som nyttig. Dette inkluderer blant annet eksergi overført til vann i de ulike kjelene. Den andelen av elektrisk eller mekanisk kraft som ansees som nyttig er definert som følger:

- For alternativ 1 og det eksisterende anlegget inkluderes levert arbeid til drift av salgsgasskompressorene, samt arbeidet levert til fødevannspumpene uten tap i elektrisk motor.
- For alternativ 3 inkluderes elektrisk kraft til drift av salgsgasskompressorene, viftene og fødevannspumpene uten tap i elektrisk motor.

Når det gjelder NO_x er det ikke utført beregninger, men det er likevel tatt med en diskusjon rundt temaet. De eksisterende Avon-turbinene har en utslippsmengde på ca 60 ppm for tørr røykgass med 15% O_2 [22]. Dette er høyt dersom man antar at nye gassturbiner i analysene har lav- NO_x -brennere, og om man antar at disse kan ha et NO_x -utslipp på under 25 ppm for tørr røykgass med 15% O_2 .

Kapittel 5

Resultater

5.1 Innledning

Den overordnede analysen presenterer resultater av energi- og eksergiutnyttelsen av kraft- og dampsystemet på Kårstø for år 2010 og 2017. Tabeller som illustrerer hvordan beregningene er utført er plassert i tillegg B.

Endringene som er gjort, i modellene av Avon-Foster Wheeler-anlegget, siden høsten 2006 er mange, og antallet simuleringer er utvidet slik at det er kun valgt å presentere nye resultater for denne analysen. Disse resultatene er representert i avsnitt 5.3. Resultatene for det eksisterende anlegget og alternativ 1 presenteres hovedsakelig etter at gassturbinene er skalert ned til 12,32 MW. Resultatene for disse gassturbinene før nedskalering er lagt i tillegg C. For alternativ 2 og 3 presenteres resultatene i sin helhet, men ved tilfeller da figurer er svært like, eller dersom resultatene tar stor plass, plasseres noe i tillegg C.

5.2 Overordnet analyse

5.2.1 Masse, temperatur og trykk

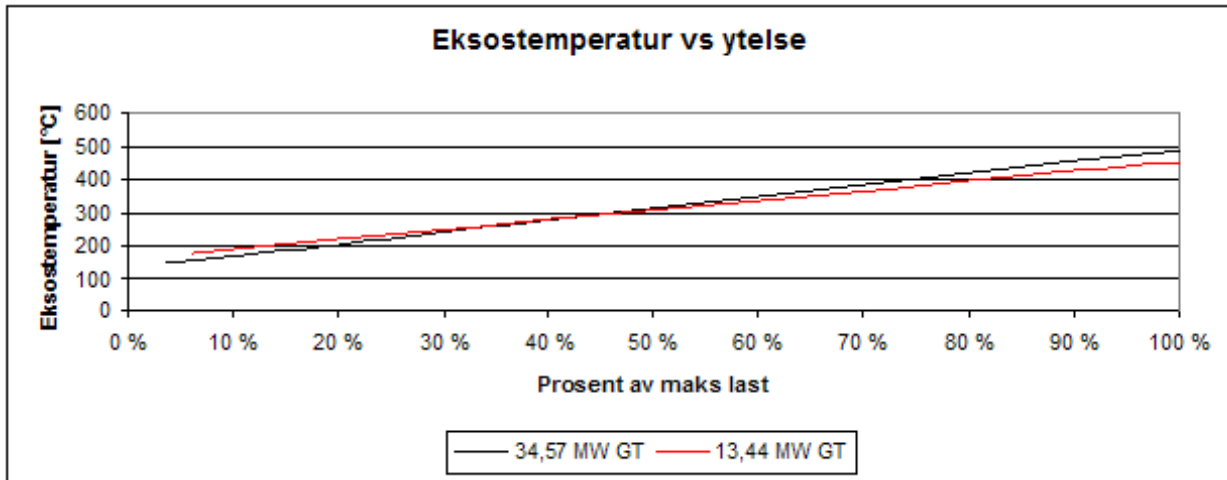
Temperaturdifferansen¹ mellom ProSteam og PRO/II-modellene som ble bygget opp i forbindelse med denne oppgaven er gitt i tabell B.1 i tillegg B. Alle trykk i PRO/II-modellen er identiske med ProSteam-modellen fordi disse ble satt ved oppbyggingen av PRO/II-modellen. Tabellen viser ikke temperatur-resultatene for høytrykksdampen fordi denne også ble valgt manuelt ved oppbyggingen av modellen. Disse verdiene er dermed identiske med verdiene fra ProSteam.

Ved å skalere ned en gassturbin vil virkningsgraden minke. Dette har også en effekt på brenselforbruk og temperatur på eksosgassen ut av gassturbinen. Figur B.3 viser hvordan virkningsgraden minker med minkende last for to ulike gassturbiner på henholdsvis 34,57 MW

¹Prosentvis avvik mellom temperaturer i PRO/II og ProSteam er basert på temperaturer gitt i Kelvin.

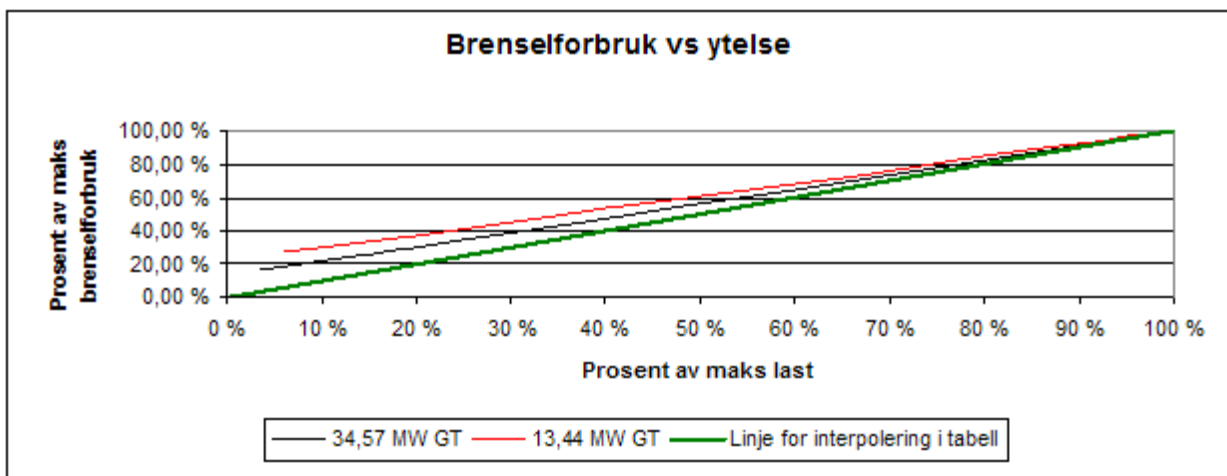
og 13,44 MW. Resultatene er gitt for % av maksimal last. Figur B.4 viser samme resultater, men for faktisk last istedet for prosentvise verdier.

Gassturbinenes eksostemperatur i forhold til ytelse/last er gjengitt i figur 5.1.



Figur 5.1: Ytelse som funksjon av eksostemperatur.

Figur 5.2 viser gassturbinenes ytelse som funksjon av brenselforbruk. I figuren er det lagt til en linje som viser hvordan brenselforbruket for gassturbinene på Kårstø er estimert ved hjelp av tabell 4.2.



Figur 5.2: Ytelse som funksjon av brenselforbruk.

For 2010 og 2017 opererer Avon-turbinene på henholdsvis 84,0% og 83,6% av maks last. LM2500-turbinene opererer på henholdsvis 96,0% og 88,5% av maks last for samme år. Dette er beregnet ved hjelp av tabell 2.1 og 4.6.

Med denne prosentvise andelen av maks last vil det totale brenselforbruket for damp- og kraftproduksjon bli som vist i tabell 5.1 for år 2010, og som vist i tabell 5.2 for år 2017.

Første kolonne i de to tabellene viser total dampproduksjon i hvert av anleggene. Dersom man summerer opp den totale dampproduksjonen for de to årene ser man at det for år 2010 antas

en total produksjon av HP-damp på 465,7 tonn/time, og for år 2017 en produksjon på 447,3 tonn/time.

Andre kolonne viser hvor mye av dampen som er produsert basert på varm eksosgass, og tredje kolonne viser totalt brenselforbruk i gassturbinene. Fjerde kolonne viser resterende mengde damp som må produseres ved hjelp av tilleggsfyring, mens siste kolonne viser hvor mye tilleggsfyring dette krever.

Tabell 5.1: Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2010

	Dampproduksjon	Eksosgass		Tilleggsfyring	
		damp	brensel	damp	brensel
Foster Wheeler	120,00	75,56	9,07	44,44	2,67
Moss	80,00	50,00	10,00	30,00	1,46
Ålborg	130,00	69,09	12,09	60,91	3,33
Sleipner	45,70	-	-	45,70	3,09
KEP	90,00	-	-	90,00	22,28

Tabell 5.2: Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2017

	Dampproduksjon	Eksosgass		Tilleggsfyring	
		damp	brensel	damp	brensel
Foster Wheeler	100,00	75,26	9,03	24,74	1,48
Moss	80,00	50,00	10,00	30,00	1,46
Ålborg	130,00	63,74	11,16	66,26	3,62
Sleipner	47,31	-	-	47,31	3,20
KEP	90,00	-	-	90,00	22,28

Resultater for brenselforbruk og damp i år 2010 og 2017, dersom en Foster Wheelerkjel er ute av drift er gitt i tabell B.2 og B.3. Lasten på gassturbinene er for disse beregningene identiske med beregningene der det antas at alle Foster Wheeler-kjelene er i drift.

5.2.2 Energi

Den nedre brennverdien til de fire brenslene benyttet i beregningene er følgende:

- STP: 46,95 MJ/kg
- STP/SLP: 42,28 MJ/kg
- ASG: 46,05 MJ/kg
- CRAIER: 14,73 MJ/kg

Ved hjelp av brenselmengdene gitt i tabell 5.1, samt brennverdiene gitt i listen ovenfor kan total nedre brennverdi levert til anlegget med brensel regnes ut i MW for 2010.

- Avon-Foster Wheeler: 149,56 MW
- GE (Frame 6)-Moss: 147,53 MW

- LM2500-Ålborg: 197,26 MW
- Sleipner: 36,27 MW
- KEP: 91,13 MW

Dette tilsvarer totalt 621,75 MW innfyrt energi til gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem uttrykt som nedre brennverdi. For 2017 er den tilsvarende innfyrte energien i form av nedre brennverdi på 600,46 MW. Tabell B.4 og B.5 viser utregningene av innfyrt nedre brennverdi fordelt på gassturbiner og kjeler.

Dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift vil kravet til innfyrt nedre brennverdi øke. I 2010 vil den øke fra 621,75 MW til 652,60 MW, og for 2017 fra 600,46 MW til 628,72 MW, gitt i tabell B.6 og B.7. Det vil si en økning av innfyrt nedre brennverdi på 4,96% for 2010 og 4,71% for 2017.

Tabell 5.3 oppsummerer energianalysen av de ulike kjelene og gassturbinene i kraft- og varmforsyningssystemet. Energivirkningsgrader for de ulike enhetene, samt totalt for alle kjelene og gassturbinene er gitt i tabellen.

Tabell 5.3: Energi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet.

År	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
Innfyrt NBV [MW]	621,75	600,46	652,60	628,72
Eksergi overført til vann:				
Foster Wheeler-kjelene [MW]	93,54	77,95	56,12	56,12
Mosse-kjel [MW]	62,81	62,81	39,25	39,25
Ålborg-kjelene [MW]	99,38	99,35	106,26	99,38
Sleipner-kjel [MW]	34,40	35,61	77,16	73,40
KEP-kjel [MW]	67,83	67,83	77,25	73,48
Energi overført til vann totalt [MW]	357,96	343,54	356,05	341,64
Energi levert fra gassturbiner:				
Avon-turbiner [MW]	31,03	30,91	31,03	30,91
GE-turbin [MW]	35,75	35,75	35,75	35,75
LM2500-turbiner [MW]	53,74	49,58	53,74	49,58
Total energi levert fra gassturbiner [MW]	120,52	116,24	120,52	116,24
Total energi levert fra anlegget [MW]	478,48	459,78	476,57	457,88
Energivirkningsgrad:				
Avon-Foster Wheeler-anlegget	83,3%	80,5%	65,3%	65,4%
GE-Moss-enheten	66,8%	66,8%	57,5%	57,5%
LM2500-Ålborg-anlegget	77,6%	78,8%	78,6%	78,8%
Sleipner-kjel	94,8%	94,8%	94,8%	94,8%
KEP-kjel	74,4%	74,4%	74,4%	74,4%
Total energivirkningsgrad	77,0%	76,6%	73,0%	72,8%
EEE	53,8%	53,1%	46,9%	46,7%
PES [MW]	-4,89	-7,40	-37,86	-37,78
RPES	-0,8%	-1,25%	-6,16%	-6,39%

For 2010 og 2017 kan man se av tabellen at den totale virkningsgraden henholdsvis 77,0% og 76,6% dersom alle Foster Wheeler-kjelener er i drift. Tabellen viser også resultater

energivirkningsgrad for anlegget for den alternative produksjonsfordelingen, der kun to Foster Wheeler-kjeler er i drift.

Av verdiene RPES og PES i tabellen kan man lese at det eksisterende anlegget bruker mer brenselenergi enn et anlegg som produserer all kraft og varme separat ved de valgte referansevirkningsgradene.

Uavhengig av hvordan dampproduksjonen fordeler seg på de ulike kjelene, vil behovet for mekanisk arbeid til drift av salgsgasskompressorene og elektrisitet fra GE-turbinen være den samme. Kraftbehovet til drift av salgsgasskompressorene minker etterhvert som gassleveransen til Kårstø minker. For de to årene det er utført beregninger for kjøres Avon-turbinene på henholdsvis 10,34 MW og 10,30 MW hver. Hver av de to LM2500-turbinene kjøres på henholdsvis 26,87 MW og 24,79 MW. Dette er gitt fra tabell 4.6.

Det leveres 38 MW elektrisk energi til anlegget fra GE-turbinen for begge årene, men ved å inkludere tap i generator og elektriske motorer som driver brukere av denne elektrisiteten blir den nyttige kraften levert fra denne turbinen lavere enn 38 MW. Dette kan sees i tabell 5.3, der man kan se at nyttig arbeid levert fra denne turbinen kun ligger på 35,75 MW.

Av levert arbeid og innfyrt brensel for de ulike gassturbinene kan energivirkningsgradene til gassturbinene finnes. Innfyrt nedre brennverdi i gassturbinene fra tabell B.4-B.7 benyttes. Dette viste at Avon-turbinene har energivirkningsgrader på 26,2%. GE-turbinen har en energivirkningsgrad på 28,3% og LM2500-turbinene gav en energivirkningsgrad på 34,7%.

Det totale arbeidet levert fra de ulike dampturbinene på anlegget er summert opp til 29,37 MW for både år 2010 og 2017. Dette er gitt fra simuleringene i PRO/II.

5.2.3 Eksergi

Utregningen av kjemisk eksergi for de ulike brenslene er gitt i tabell B.8-B.11. Gitt i kJ/kg er den kjemiske eksergien for hvert brensel som følger:

- STP: 48,97 MJ/kg
- STP/SLP: 44,29 MJ/kg
- ASG: 48,05 MJ/kg
- CRAIER: 15,73 MJ/kg

Ved hjelp av brenselmengdene gitt i tabell 5.1, samt resultatene fra tabell B.8-B.11 er den kjemiske eksergien gitt i MW beregnet til følgende for år 2010:

- Avon-Foster Wheeler: 155,62 MW
- GE (Frame 6)-Moss: 153,44 MW
- LM2500-Ålborg: 205,16 MW
- Sleipner: 37,87 MW
- KEP: 97,00 MW

Disse tallene er hentet fra tabell B.12. Total kjemisk eksergi fyrt inn i anlegget blir dermed 649,09 MW. For år 2017 blir den tilsvarende verdien 626,89 MW, som kan sees i tabell B.13.

Dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift vil kravet til innfyrt kjemisk eksergi øke. I 2010 vil den øke fra 649,09 MW til 681,53 MW, og for 2017 fra 626,89 MW til 656,55 MW. Det vil si en økning av innfyrt nedre brennverdi på 5,0% for 2010 og 4,7% for 2017.

I tillegg til kjemisk eksergi leveres brenslene ved trykk og temperatur over omgivelsestilstander. Dette gjør at brenslene inneholder en viss mengde termomekanisk eksergi, som er regnet ut ved hjelp av entropi- og entalpiverdier fra PRO/II. De fire brenslene benyttet i gassturbinene og kjelene har følgende termomekaniske eksergi:

- STP: 0,46 MJ/kg
- STP/SLP: 0,15 MJ/kg
- ASG: 0,46 MJ/kg
- CRAIER: 0,22 MJ/kg

Sammenlignet med den kjemiske eksergien er den termomekaniske eksergien lav.

Tabell 5.4 viser en oversikt over energiutnyttelsen i kraft- og varmforsyningssystemet. Dette inkluderer kun kjeler og gassturbiner.

Tabellen viser den totale termomekaniske eksergien overført til vann i de ulike kjelene. I tillegg viser den hvor mye eksergi hver gassturbin leverer i form av elektrisitet eller mekanisk arbeid til drift av salgsgasskompressorer.

Basert på den kjemiske og termomekaniske eksergien levert til hvert anlegg er en eksergivirkningsgrad regnet ut for de seks kogenereringsenhetene og de to direktefyrte kjelene. Total eksergivirkningsgrad for hele kraft- og varmforsyningssystemet er beregnet til henholdsvis 43,6% og 43,4% i år 2010 og 2017 som vist i tabell 5.4. Tabellen viser også verdier for alternativ produksjonsfordeling, der kun to Foster Wheeler-kjeler er i drift.

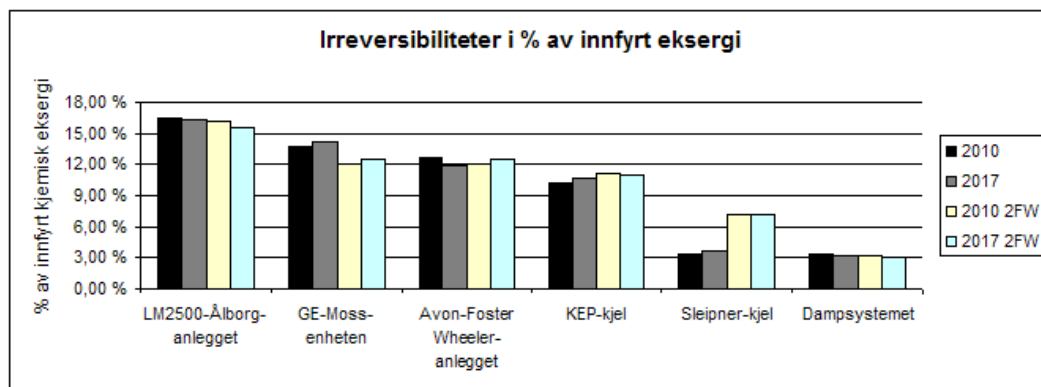
Det er også regnet ut irreversibiliteter dampfordelingsnettverket bestående av strupeventiler, dampturbiner og samleskinner for damp. Dette er gjort ved hjelp av entropi- og entalpiverdier hentet fra PRO/II. For 2010 er de totale irreversibilitetene i dette nettverket beregnet til 22,43 MW. I 2017 er de beregnet til 20,62 MW. Dette er summert med de totale irreversibilitetene i gassturbinene og kjelene gitt i tabell 5.4. Slik er det funnet at irreversibilitetene i dampfordelingsnettverket tilsvarer 5,7% og 5,4% av de totale irreversibilitetene i henholdsvis 2010 og 2017, i kraft og varmforsyningssystemet og nettverket for fordeling av damp.

Figur 5.3 viser hvor stor prosentandel av den innfyrte eksergien som er tapt i de ulike delene av området som er betraktet. Tallverdiene benyttet i figuren er hentet fra tabell B.16.

Tabell B.17 viser fordelingen av totale irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet og dampfordelingsnettverket. Figur B.5 illustrerer resultatene gitt i tabell B.17.

Tabell 5.4: Irreversibiliteter, samt eksergi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet.

År	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
Innfyrt kjemisk eksergi [MW]	649,09	626,89	681,53	656,55
Innfyrt termomekanisk eksergi [MW]	6,09	5,96	6,38	6,14
Eksergi overført til vann:				
Foster Wheeler-kjelene [MW]	43,08	35,90	25,85	25,85
Mosse-kjel [MW]	28,93	28,93	18,07	18,07
Ålborg-kjelene [MW]	45,77	45,73	48,94	45,77
Sleipner-kjel [MW]	15,84	16,40	35,53	33,80
KEP-kjel [MW]	31,24	31,24	35,57	33,84
Eksergi overført til vann totalt [MW]	164,85	158,20	163,97	157,34
Eksergi levert fra gassturbiner:				
Avon-turbiner [MW]	31,03	30,91	31,03	30,91
GE-turbin [MW]	35,75	35,75	35,75	35,75
LM2500-turbiner [MW]	53,74	49,58	53,74	49,58
Total eksergi levert fra gassturbiner [MW]	120,52	116,24	120,52	116,24
Total eksergi levert fra anlegget [MW]	285,37	274,44	284,49	273,58
Irreversibiliteter:				
Avon-Foster Wheeler [MW]	82,79	75,06	83,18	82,96
GE-Moss [MW]	90,11	90,11	83,04	83,04
LM2500-Ålborg [MW]	107,62	103,18	111,07	103,14
Sleipner-kjel [MW]	22,16	22,93	49,69	47,26
KEP-kjel [MW]	67,12	67,12	76,45	72,72
Totale irreversibiliteter [MW]	369,81	358,40	403,42	389,12
i % av innfyrt eksergi	56,4%	56,6%	58,6%	58,7%
Eksergivirkningsgrader:				
Avon-Foster Wheeler-anlegget	47,2%	47,1%	40,6%	40,6%
GE-Moss-enheten	41,8%	41,8%	39,3%	39,3%
LM2500-Ålborg-anlegget	48,0%	48,0%	48,0%	48,0%
Sleipner-kjel	41,7%	41,7%	41,7%	41,7%
KEP-kjel	31,8%	31,8%	31,8%	31,8%
Total eksergivirkningsgrad	43,6%	43,4%	41,4%	41,3%



Figur 5.3: Irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet, samt dampfordelingsnettverket, gitt i % av samlet innfyrt eksergi.

5.2.4 Modifikasjoner og alternativer til eksisterende anlegg

Ved å koble gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen endret resultatene seg. De nye resultatene er presentert i tabell 5.5.

Gassturbinen som er valgt til begge kjelene viste seg å kunne produsere 31,73 MW når den ble fyrst med STP-brensel, etter at tap i generatorer og elektriske motorer er inkludert i beregningene. Maksimal damproduksjon kun ved bruk av eksosgass fra en slik turbin viste seg å være 31,10 tonn/time for Sleipner-kjelen og 31,07 tonn/time for KEP-kjelen. Ved maksimal dampproduksjon fra de to kjelene behøver Sleipner-kjelen en brenselmengde på 19,10 tonn/time, og KEP-kjelen en brenselmengde på 14,42 tonn/time med CRAIER-brensel.

Dersom man betrakter 2010 og 2017 kan man se i tabell 5.5 at innfyrst nedre brennverdi har økt til henholdsvis 700,92 MW og 679,45 MW for de to årene.

Tabell 5.5: Energi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø med GT koblet til KEP- og Sleipner-kjel.

	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
Innfyrst NBV [MW]	700,92	679,45	721,29	699,69
Energi overført til vann:				
Foster Wheeler-kjelene [MW]	93,54	77,95	56,12	56,12
Mosse-kjel [MW]	62,81	62,81	39,25	39,25
Ålborg-kjelene [MW]	99,38	99,35	106,26	99,38
Sleipner-kjel [MW]	34,40	35,61	77,16	73,40
KEP-kjel [MW]	67,83	67,83	77,25	73,48
Energi overført til vann totalt [MW]	357,96	343,54	356,05	341,64
Energi levert fra gassturbiner				
Avon-turbiner [MW]	31,03	30,91	31,03	30,91
GE-turbin [MW]	35,75	35,75	35,75	35,75
LM2500-turbiner [MW]	53,74	49,58	53,74	49,58
Ny GT til Sleipner-kjel	31,73	31,73	31,73	31,73
Ny GT til KEP-kjel	31,73	31,73	31,73	31,73
Total energi levert fra gassturbiner [MW]	183,98	179,69	183,98	179,69
Total energi levert fra anlegget [MW]	541,94	523,24	540,03	521,34
Energivirkningsgrader:				
Avon-Foster Wheeler-anlegget	83,3%	80,5%	65,3%	65,4%
GE-Moss-enheten	66,8%	66,8%	57,5%	57,5%
LM2500-Ålborg-anlegget	77,6%	78,8%	78,6%	78,8%
Ny GT-Sleipner-enheten	74,5%	74,9%	85,3%	84,6%
Ny GT-KEP-enheten	84,5%	84,5%	86,4%	85,7%
Total energivirkningsgrad	77,3%	77,0%	74,9%	74,5%
EEE	60,7%	60,4%	56,5%	56,1%
PES [MW]	31,32	28,98	8,83	6,63
RPES	4,3%	4,1%	1,2%	0,9%

For 2010 øker anleggets totalvirkningsgrad fra 77,0% til 77,3% hvis alle Foster Wheeler-kjelene er i drift, dersom man kobler gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen.

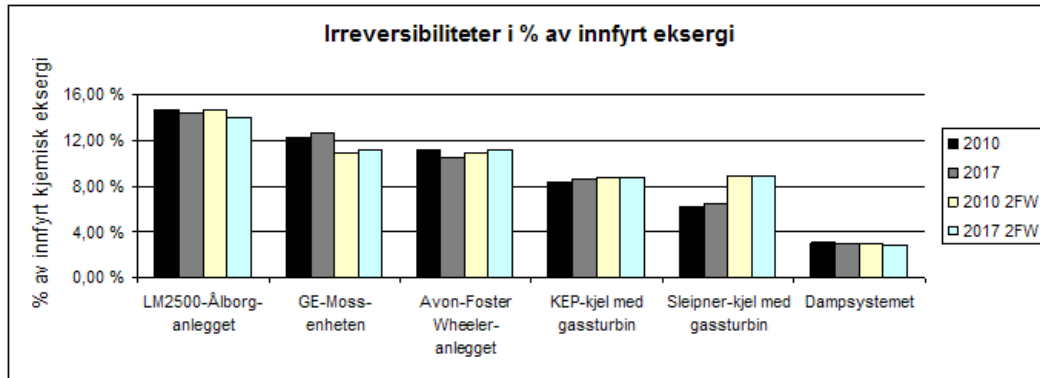
Av tabell 5.6 kan man se at innfyrt eksergi også har økt sammenlignet med det innfyrt eksergi for anlegget slik det antas å være i 2010 og 2017. I tillegg har total energi i form av elektrisitet levert fra gassturbinene økt som følge av to nye gassturbiner.

For 2010 øker anleggets eksergivirkningsgrad fra 43,6% til 47,3% hvis alle Foster Wheeler-kjelene er i drift, dersom man kobler gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen.

Tabell 5.6: Irreversibiliteter, samt eksergi levert til og fra kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø med GT koblet til KEP- og Sleipner-kjel.

	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
innfyrt kjemisk eksergi [MW]	730,19	707,83	752,39	729,77
Innfyrt termomekanisk eksergi [MW]	6,88	6,77	7,54	7,29
Eksergi overført til vann:				
Foster Wheeler-kjelene [MW]	43,08	35,90	25,85	25,85
Mosse-kjel [MW]	28,93	28,93	18,07	18,07
Ålborg-kjelene [MW]	45,77	45,73	48,94	45,77
Sleipner-kjel [MW]	15,84	16,40	35,53	33,80
KEP-kjel [MW]	31,24	31,24	35,57	33,84
Eksergi overført til vann totalt [MW]	164,85	158,20	163,97	157,34
Eksergi levert fra gassturbiner				
Avon-turbiner [MW]	31,03	30,91	31,03	30,91
GE-turbin [MW]	35,75	35,75	35,75	35,75
LM2500-turbiner [MW]	53,74	49,58	53,74	49,58
Ny GT til Sleipner-kjel [MW]	31,73	31,73	31,73	31,73
Ny GT til KEP-kjel [MW]	31,73	31,73	31,73	31,73
Total eksergi levert fra gassturbiner [MW]	183,98	179,69	183,98	179,69
Total eksergi levert fra anlegget [MW]	348,83	337,90	347,94	337,03
Irreversibiliteter				
Avon-Foster Wheeler-anlegget [MW]	82,79	75,06	83,18	82,96
GE-Moss-enheten [MW]	90,11	90,11	83,04	83,04
LM2500-Ålborg-anlegget [MW]	107,62	103,18	111,07	103,14
Ny GT-Sleipner-enheten [MW]	45,87	46,50	68,24	66,26
Ny GT-KEP-enheten [MW]	61,85	61,85	66,46	64,62
Totale irreversibiliteter [MW]	388,25	376,70	411,98	400,02
i % av innfyrt eksergi	52,7%	52,7%	54,2%	54,3%
Eksergivirkningsgrader				
Avon-Foster Wheeler-anlegget	47,2%	47,1%	40,6%	40,6%
GE-Moss-enheten	41,8%	41,8%	39,3%	39,3%
LM2500-Ålborg-anlegget	48,0%	48,0%	48,0%	48,0%
Ny GT-Sleipner-enheten	50,9%	50,9%	49,6%	49,7%
Ny GT-KEP-enheten	50,4%	50,4%	50,3%	50,4%
Total eksergivirkningsgrad	47,3%	47,3%	45,8%	45,7%

Figur 5.4 viser irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet, samt dampfordelingsnettverket, gitt i % av innfyrt kjemisk og termomekanisk eksergi. Den viser altså samme resultater som tabell 5.3, men i dette tilfellet er gassturbiner koblet til Sleipner- og KEP-kjelen.



Figur 5.4: Irreversibiliteter i de ulike delene av kraft- og varmforsyningsystemet, samt dampfordelingsnettverket, gitt i % av innfyrt eksergi. Gassturbin koblet til Sleipner- og KEP-kjel.

Tabell 5.7: Oversikt over resultater for et helt nytt kogenereringsanlegg.

År	2010	2017
Innfyrt NBV [MW]	656,88	644,34
Energi overført til vann totalt [MW]	352,11	337,75
Energi levert fra gassturbiner	190,36	190,36
Total energi levert anlegget [MW]	542,47	528,11
Total energivirkningsgrad	82,6%	82,0%
EEE	79,5%	79,0%
PES [MW]	106,65	105,19
RPES	14,5%	14,6%
innfyrt kjemisk eksergi [MW]	683,71	670,62
Innfyrt termomekanisk eksergi [MW]	5,30	5,26
Eksergi overført til vann i kjeler	161,48	154,90
Eksergi levert fra gassturbiner	190,36	190,36
Total eksergi levert fra anlegget	351,84	345,26
Irreversibiliteter	331,86	325,36
i % av innfyrt eksergi	48,2 %	48,1 %
Total eksergivirkningsgrad	51,1%	51,1%

Tabell 5.7 gir en oversikt over resultatene av beregninger på et helt nytt kogenereringsanlegg.

Tabellen viser innfyrt energi i form av nedre brennverdi, samt innfyrt eksergi. Den viser resultater av virkningsgradberegninger, samt irreversibiliteter. Den viser også hvor mye energi og eksergi som overføres til vann i seks kjeler, hver med en maks kapasitet på 120 tonn/time damp. I tillegg viser den hvor mye elektrisitet som blir levert fra de seks gassturbinene, når det er tatt hensyn til tap i generatorer og elektriske motorer.

Valg av brensel falt på STP i gassturbin og STP/SLP i kjel. Ved beregninger med andre brenseltyper varierte resultatene som vist med et utvalg verdier i tabell 5.8.

Tabell 5.8: Eksergivirkningsgrader for anlegg med ulike kombinasjoner av brensel i gassturbiner og kjeler, år 2010.

Gassturbiner	Kjeler	η_e
STP	CRAIER	50,6%
STP	STP	51,0%
ASG	CRAIER	50,2%
ASG	STP/SLP	50,7%
STP/SLP	ASG	49,4%

De to brenslene ASG og STP/SLP førte til levert elektrisitet fra hver gassturbin på henholdsvis 33,0 MW og 30,0 MW før tap i generator og elektriske motorer er trukket fra.

5.2.5 Miljø

Tabell 5.9 viser de totale CO₂-utslippene dersom gassturbinene og kjelene på Kårstø drives slik de gjør idag. Tabellen viser resultatene i kg/s totalt ut av kjelenes skorsteiner. CO₂-innholdet i lufta er ikke med i beregningene. Tabellen viser også utslipp pr eksergienhet levert i form av elektrisitet og varme fra anlegget.

Tabell 5.9: CO₂-utslipp fra Kårstø's kraft- og varmforsyningssystem slik anlegget er idag.

CO ₂ -utslipp	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
kg/s	40,46	39,18	42,92	41,28
kg/MJ eksergienhet	0,14	0,14	0,15	0,15
kg/MWh eksergienhet	510,42	513,99	543,11	543,17

Tabell 5.10 viser tilsvarende verdier dersom KEP- og Sleipner-kjelen også utnytter varmen i eksosgassen fra en gassturbin.

Tabell 5.10: CO₂-utslipp fra Kårstø's kraft- og varmforsyningssystem dersom Slipner- og KEP-kjelen tilknyttes hver sin gassturbin.

CO ₂ -utslipp	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
sum kg CO ₂ /s	42,62	41,38	46,02	44,44
kg/MJ	0,12	0,12	0,13	0,13
kg/MWh	439,87	440,92	476,16	474,73

Resultatene av beregninger for anlegget der all kraft og damå produseres fra seks nye, identiske gassturbiner tilknyttet hver sin kjel med en kapasitet på 120 tonn/time damp vises i tabell 5.11.

Tabell 5.11: CO₂-utslipp fra et anlegg som produserer all kraft og varme ved bruk av kogenerering.

CO ₂ -utslipp	2010	2017
kg/s	36,54	35,65
kg/MJ eksergienhet	0,10	0,10
kg/MWh eksergienhet	373,91	371,71

Tabellene viser at alternativene der det benyttes kogenerering har de laveste utslippene per enhet eksergi levert fra kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø. Resultatene diskuteres ytterligere i kapittel 6.

5.3 Avon-Foster Wheeler-anlegget

5.3.1 Masse, temperatur og trykk

Tabell 5.12 viser massestrømmene, samt temperatur og trykk, i de ulike delene av det eksisterende anlegget og alternativ 1.

Tabell 5.12: Massestrømmer, temperatur og trykk for Avon-FW og alt 1. 12,3 MW.

Strøm- nr	Avon-FW 12,32 MW			Alternativ 1 12,32 MW		
	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]
1	70,33	15,0	1,003	46,59	15,0	1,003
2	70,33	291,0	8,369	46,59	443,0	20,261
3	65,97	291,0	8,369	43,70	443,0	20,261
4	4,36	291,0	8,369	2,89	443,0	20,261
5	0,91	40,0	31,013	0,72	40,0	31,013
6	66,87	847,7	8,034	44,42	1072,5	20,260
7	71,23	816,2	8,034	47,31	1037,2	20,260
8	71,23	427,1	1,046	47,31	448,7	1,046
9	0,63	28,0	4,513	0,77	28,0	4,513
10	71,87	779,9	1,046	48,08	1055,5	1,046
11	71,87	729,7	1,043	48,08	985,1	1,043
12	71,87	671,0	1,041	48,08	902,7	1,041
13	71,87	267,0	1,025	48,08	328,8	1,025
14	71,87	140,5	1,018	48,08	144,6	1,018

For begge anleggene er resultatene gitt for gassturbiner med en last på 12,32 MW. Alternativ 1 representerer alternativet der man undersøker effekten av å bytte ut Avon-turbinene. I tabell

C.2 er de samme resultatene gitt for de opprinnelige modellene på henholdsvis 13,43 MW og 14,25 MW.

Tabell 5.13 viser massestrømmer, temperatur og trykk for alternativ 2a, b og c. Alternativ 2a er kraft- og dampproduksjon med tre GE LM2500+ gassturbiner, alternativ 2b med fire GE LM2500+ gassturbiner, og alternativ 2c med tre GE LM2500 PE gassturbiner.

For alternativ 2b der effekten av fire anlegg for kraft- og varmeproduksjon blir studert, er dampproduksjonen fordelt på fire kjeler istedetfor tre, der hver kjel produserer 3/4 av mengden damp i kjelene for de andre modellene. Strømmene for fødevann, avblåsning og vann for atemperering er justert tilsvarende. Tilstandene for vann og damp er beholdt som før.

Tabell 5.13: Massestrømmer, temperatur og trykk for Alternativ 2a, b og c.

Strøm- nr	Alternativ 2a			Alternativ 2b			Alternativ 2c		
	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]
1	87,59	15,0	1,003	87,59	15,0	1,003	67,57	15,0	1,003
2	87,59	458,4	22,969	87,59	458,4	22,969	67,57	436,7	19,559
3	82,16	458,4	22,969	82,16	458,4	22,969	63,39	436,7	19,559
4	5,43	458,4	22,969	5,43	458,4	22,969	4,19	436,7	19,559
5	1,68	40,0	31,013	1,68	40,0	31,013	1,29	40,0	31,013
6	83,84	1217,9	22,969	83,84	1217,9	22,969	64,67	1195,6	19,559
7	89,27	1176,0	22,969	89,27	1176,0	22,969	68,86	1153,7	19,559
8	89,27	486,5	1,046	89,27	486,5	1,046	68,86	524,9	1,046
9	0,43	28,0	4,513	0,21	28,0	4,513	0,48	28,0	4,513
10	89,70	676,8	1,046	89,48	586,1	1,046	69,34	799,8	1,046
11	89,70	636,0	1,0432	89,48	554,8	1,0432	69,34	748,5	1,0432
12	89,70	588,4	1,0405	89,48	518,2	1,0405	69,34	688,4	1,0405
13	89,70	263,0	1,0245	89,48	270,7	1,0245	69,34	274,6	1,0245
14	89,70	162,2	1,018	89,48	194,9	1,018	69,34	144,7	1,018

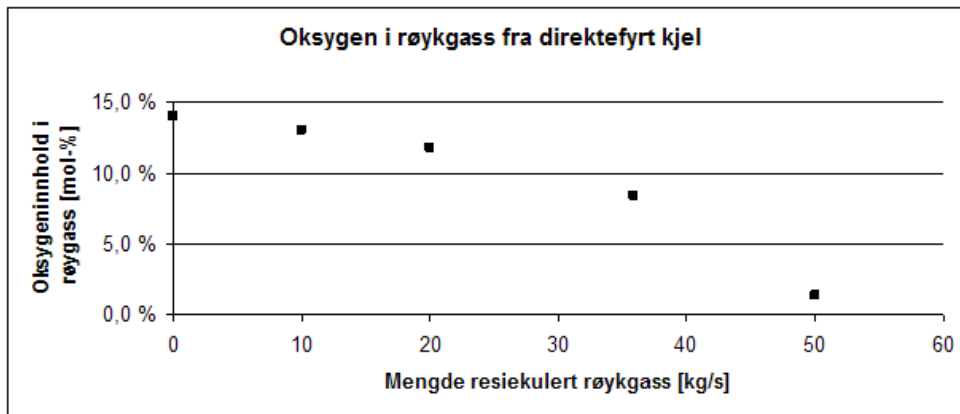
Tabell 5.14 viser massestrømmer, temperatur og trykk for alternativ 3a-e. Alternativ 3 er en direktefyrt kjel, der a-e representerer ulike mengder resirkulering av røykgass.

Tabell 5.14: Massestrømmer, temperatur og trykk for Alternativ 3a-e.

Str- nr	Alternativ 3a		Alternativ 3b		Alternativ 3c		Alternativ 3d		Alternativ 3e		Alle trykk [bar]
	masse [kg/s]	temp [°C]	masse [kg/s]	temp [°C]	masse [kg/s]	temp [°C]	masse [kg/s]	temp [°C]	masse [kg/s]	temp [°C]	
8A	70,58	15,0	60,66	15,0	50,64	15,0	34,75	15,0	20,68	15,0	1,003
8B	70,58	20,8	60,66	20,8	50,64	20,8	1,19	20,8	1,15	20,8	1,046
9	1,28	28,0	1,26	28,0	1,23	28,0	1,19	28,0	1,15	28,0	4,513
10	71,86	788,7	71,92	785,2	71,87	781,2	71,87	769,9	71,83	748,4	1,046
14	71,86	145,1	71,92	145,4	71,87	145,4	71,87	146,0	71,83	147,7	1,018
15	-	-	61,92	145,4	51,87	145,4	71,87	146,0	21,83	147,7	1,018
16	-	-	10,00	145,4	20,00	145,4	35,93	146,0	50,00	147,7	1,018
17	-	-	10,00	150,5	20,00	150,5	35,93	151,0	50,00	152,7	1,046

Tabell C.3 viser massestrømmer, temperatur og trykk for vannsiden av kjelene. Dette er likt for alle kjelene bortsett fra alternativ 2b, som kun produserer 3/4 av dampmengden sammenlignet med de andre kjelene.

Figur 5.5 illustrerer oksygeninnholdet i røykgassen for alle mengder resirkulering det er gjort simuleringer av.



Figur 5.5: Oksygeninnhold ut av skorsteinen på en direktefyrte kjel for ulike mengder resirkulert røykgass.

I figuren kan det leses av at oksygeninnholdet i røykgassen, ut av kjelens skorstein, for alternativ 3 er på 13,94 mol-% dersom det ikke resirkuleres noe røykgass. For resirkulering av 50 kg/s røykgass er oksygeninnholdet på 1,32 mol-%. Dette kan sammenlignes med bregningene av oksygeninnholdet i eksosgassen ut av skorsteinen til en av Foster Wheeler-kjelene i det eksisterende anlegget, som ligger på 12,6%.

5.3.2 Energi

Den nedre brennverdien til brenslene benyttet i beregningene er regnet ut til å være 48,30 MJ/kg for gassturbinene, og 48,33 MJ/kg for tilleggsfyringen i kjelene.

Av tabellene 5.15-5.17, samt tabell C.6 og C.7, kan man se at alternativene har følgende totale energivirkningsgrader og kraft-/varmeforhold:

1. Alternativ 1:

- Gassturbin på 14,25 MW: 90,6% med et kraft varmeforhold på 0,270
- Gassturbin på 12,32 MW: 90,4% med et kraft varmeforhold på 0,233

2. Alternativ 2:

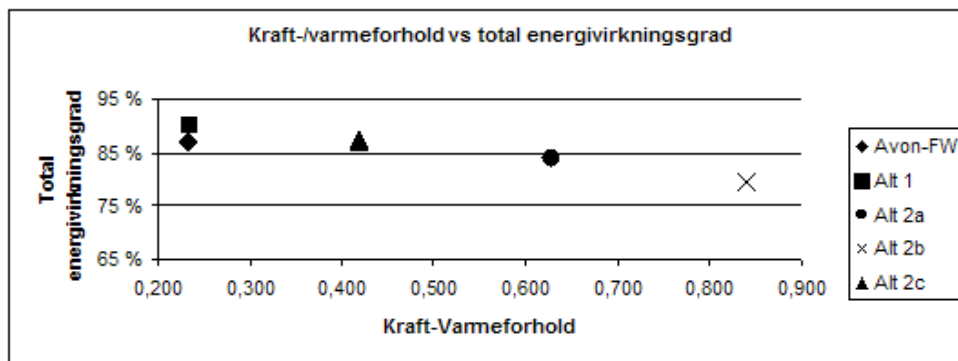
- 2a: 84,0% med et kraft varmeforhold på 0,628
- 2b: 79,6% med et kraft varmeforhold på 0,839
- 2c: 87,3% med et kraft varmeforhold på 0,420

3. Alternativ 3:

- 3a: 84,1%
- 3b: 85,9%
- 3c: 87,8%
- 3d: 91,0%
- 3e: 93,9%

Dette kan sammenlignes med det eksisterende anlegget som har energivirkningsgrad på 87,0% når Avon-turbinene er skalert ned til 12,32 MW.

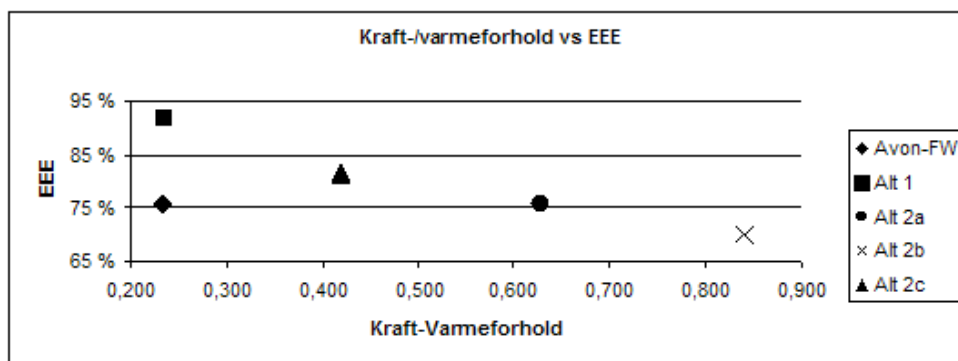
Figur 5.6 viser anleggenes kraft-/varmeforhold sammenlignet plottet mot total energivirkningsgrad. Alternativ 1 og Avon-Foster Wheeler-anlegget har identiske kraft varme-forhold ettersom at disse produserer nøyaktig samme mengde mekanisk arbeid og varme.



Figur 5.6: Kraft-/varmeforhold plottet mot total energivirkningsgrad.

Sammenlignet med et anlegg som produserer kraft og varme separat, med referansevirkningsgrader som antatt, sparer Avon-Foster Wheeler-anlegget 8,5% brenselenergi. Dersom man installerer et anlegg representert ved alternativ 1 kan man spare 12,0%. Videre kan man spare 13,9% brenselenergi for alternativ 2a, 12,4% for alternativ 2b og 13,1% for alternativ 2c. Dette kan sees av RPES som er listet opp i tabell 5.15 og 5.16.

Figur 5.7 viser anleggenes kraft-/varmeforhold plottet mot ekvivalent elektrisk virkningsgrad.

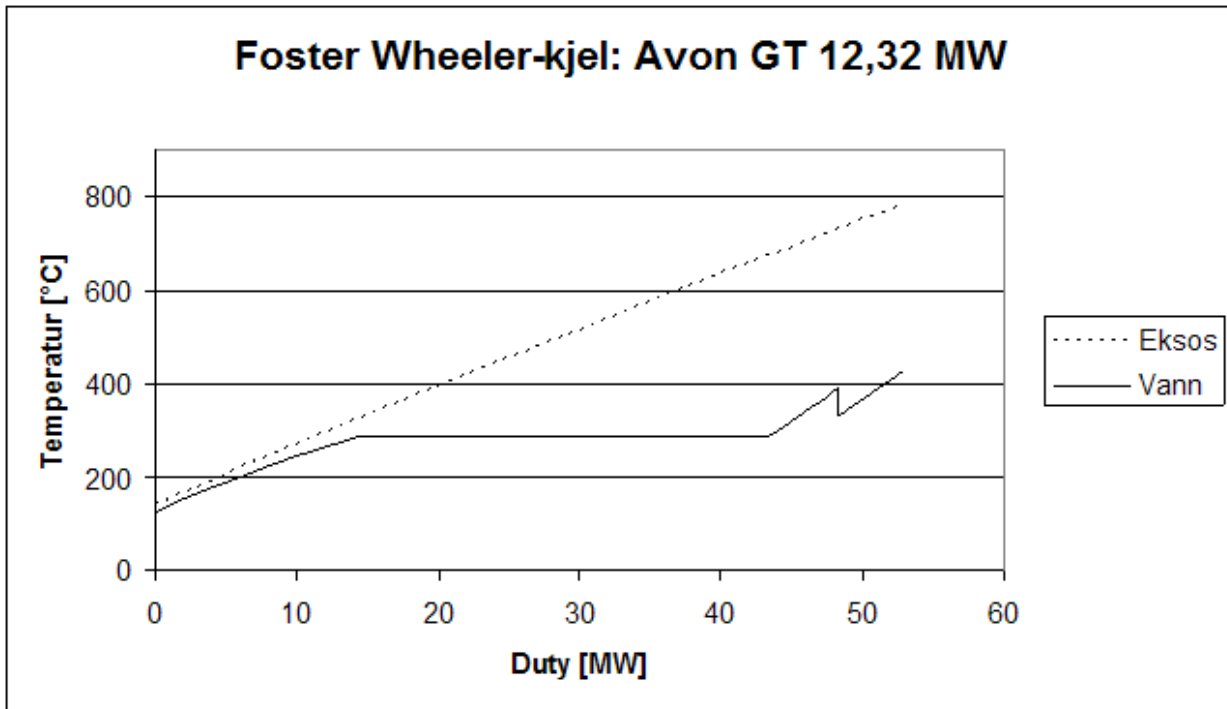


Figur 5.7: Kraft-/varmeforhold plottet mot ekvivalent elektrisk virkningsgrad

Tallverdiene benyttet i figur 5.6 og 5.7 er hentet fra tabellene 5.15 og 5.16.

Varmeovergangen fra eksosgass til vann i kjelene er representert for det eksisterende anlegget i figur 5.8. Minimum temperaturdifferanse i denne kjelen er lavere enn for de andre alternativene illustrert nedenfor fordi mengden tilleggsfyring er begrenset av designverdien for Foster Wheeler-kjelene.

En illustrasjon av varmeovergangen i en Foster Wheeler-kjel før Avon-turbinene ble skalert ned til 12,32 MW hver er illustrert i figur C.1.



Figur 5.8: Varmeovergang fra eksos til vann for en Foster Wheeler-kjel ved bruk av eksosgass fra en Avon-turbin skalert ned til 12,32 MW.

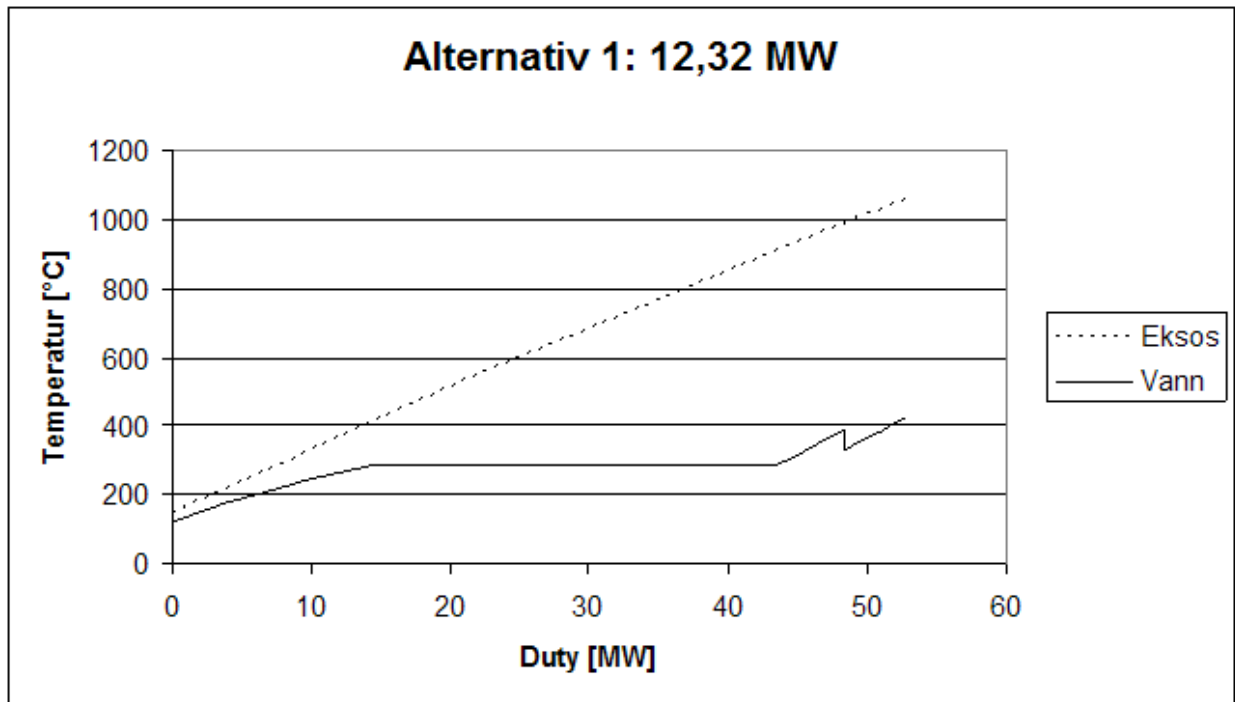
Figur 5.9 viser varmeovergangen i en kjel tilkoblet en GE LM1600 gassturbin med en last på 12,32 MW. Designlasten for denne gassturbinen ved 15°C og 1,013 bar er på 14,25 MW. Varmeovergangen for kjelen dersom gassturbinen kjører på maks last er illustrert i figur C.2.

Figur 5.10 viser varmeovergangen i en kjel for alternativ 2b. Etter som at dette alternativet består av fire gassturbiner og fire kjeler, kan man se av figuren at overført energi til vann for dette alternativet er lavere enn for de andre alternativene.

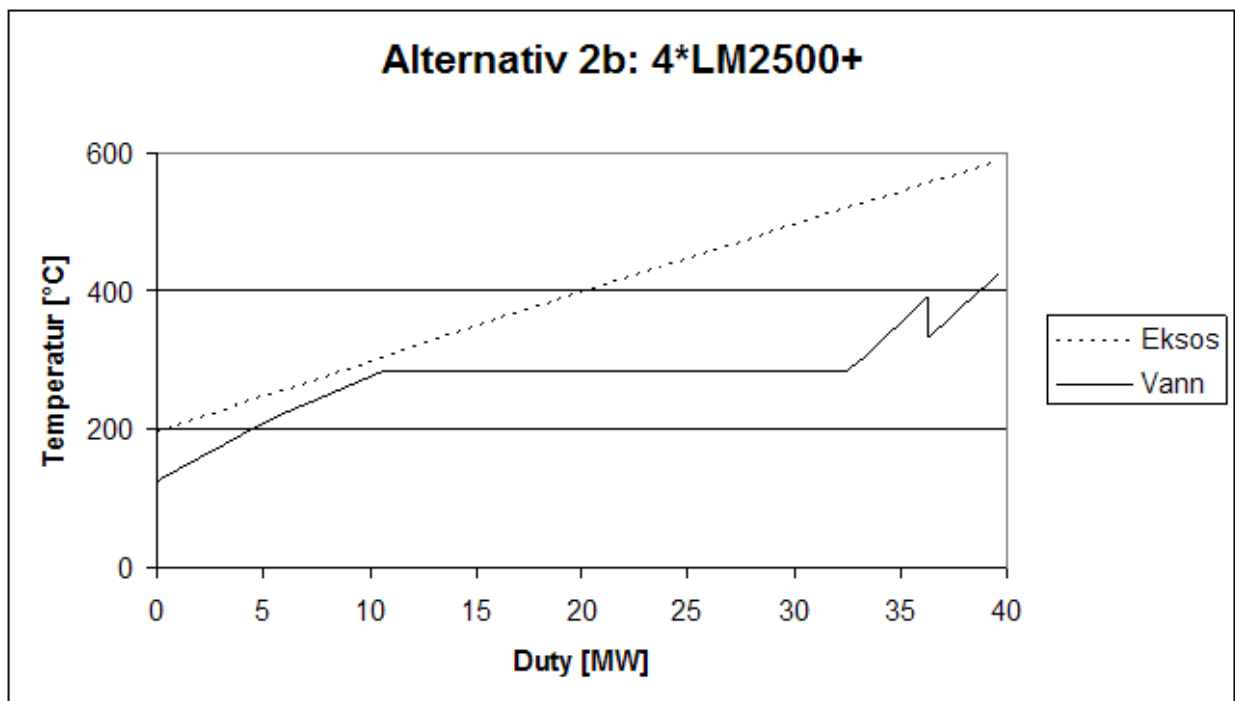
Figur C.3 og C.4 viser varmeovergangen i kjelene for henholdsvis alternativ 2a og 2c.

Figur 5.11 og 5.12 viser varmeovergangen i to direktefyrte kjeler, henholdsvis uten og med resirkulering av eksosgassen ut av kjelens forvarmer. I kjelen representert i figur 5.12 resirkuleres ca 50% av eksosgassen ut av forvarmeren.

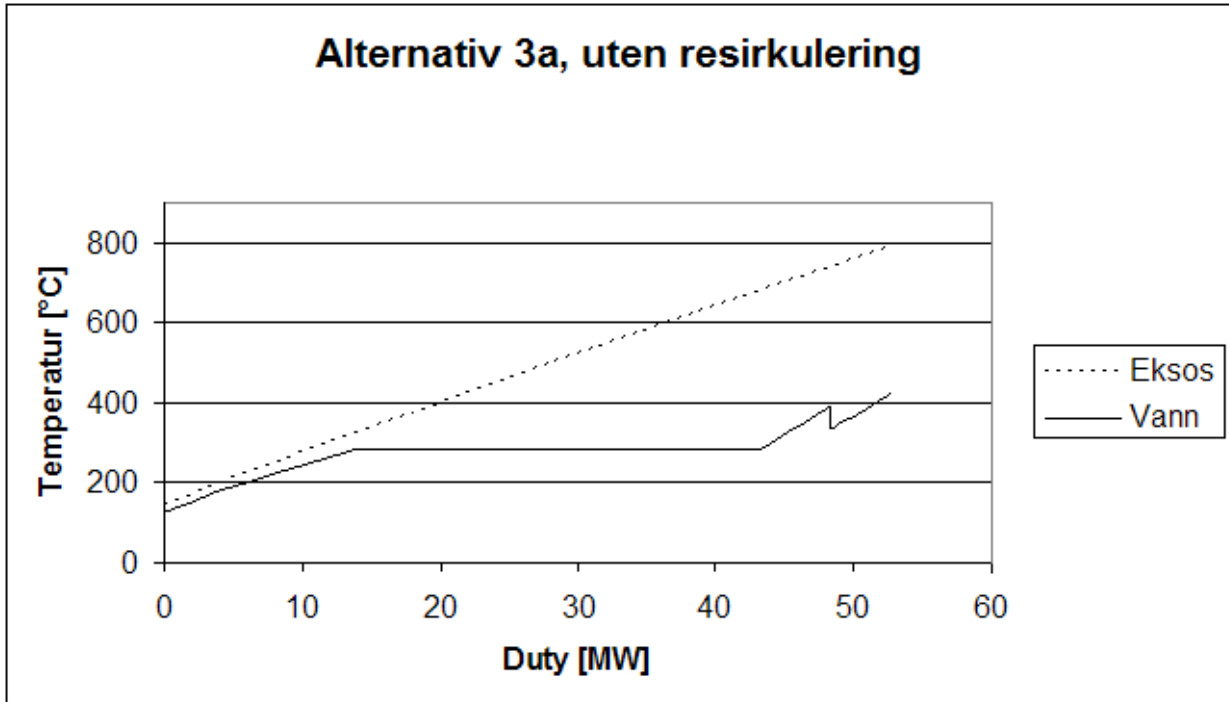
Figur C.5-C.7 viser modeller av direktefyrte kjeler der det resirkuleres eksosgasmengder på henholdsvis 10, 20 og 50 kg/s.



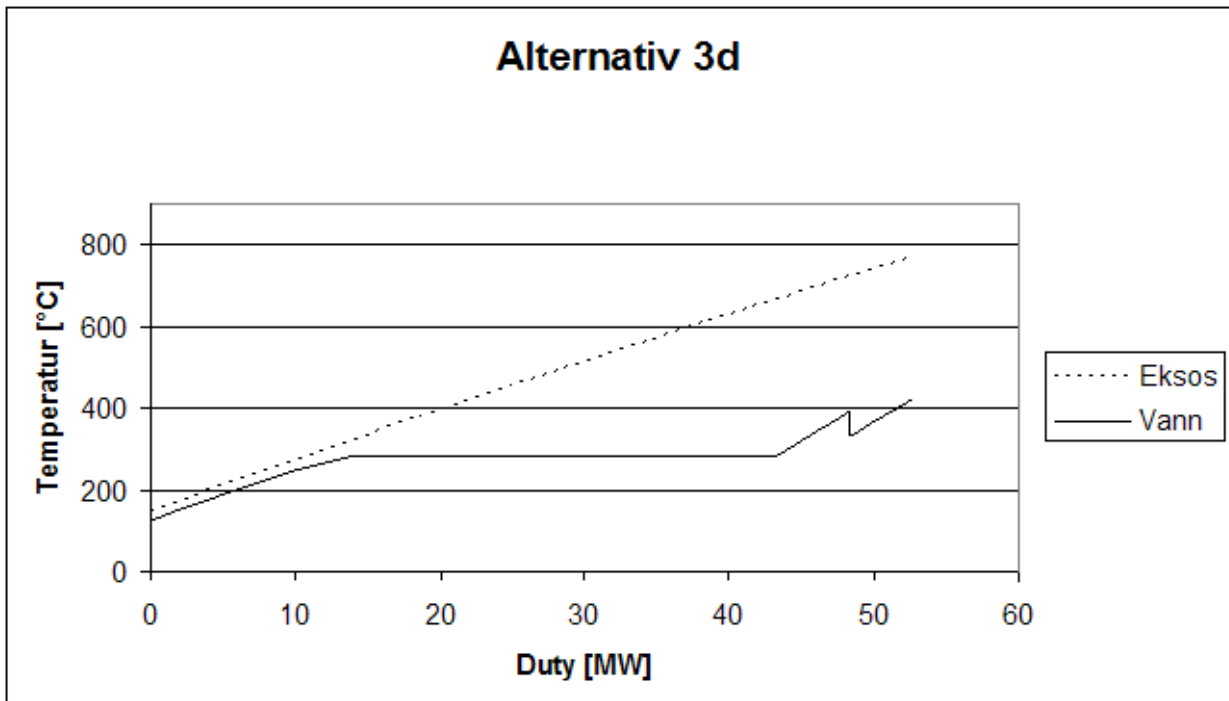
Figur 5.9: Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 1 ved bruk av eksosgass fra en GE LM1600 skalert ned til 12,32 MW.



Figur 5.10: Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2b ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500+ med en last på 34,58 MW.



Figur 5.11: Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel uten resirkulering av eksosgass.



Figur 5.12: Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel med resirkulering av 50% av eksosgassen ut av kjelen.

5.3.3 Eksergi

Den kjemiske eksergien i brenslene benyttet for gassturbiner og kjeler er på henholdsvis 50,21 MJ/kg og 50,24 MJ/kg. Utregningene av disse finnes i tabell C.4 og C.5. I tillegg til kjemisk eksergi inneholder brenslene en liten del termomekanisk eksergi som følge av at trykk og temperatur er høyere enn for omgivelsene.

Den termomekaniske eksergien er på henholdsvis 0,47 MJ/kg og 0,21 MJ/kg for brenselet til gassturbin og kjel.

En oversikt over beregningene på de ulike anleggene er gitt i tabellene 5.15-5.17, i slutten av dette avsnittet. En tilsvarende oversikt for resultatene for det eksisterende anlegget og alternativ 1 før nedskalering er gitt i tabell C.6. Oversiktsresultatene for alternativ 3b,c og e er også lagt i tillegg i tabell C.7.

Disse tabellene viser ulike virkningsgrader både på energibasis og eksergibasis, for hele anleggene og fordelt på gassturbin og kjel. I tillegg viser de innfyrt kjemisk og termomekanisk eksergi, samt nedre brennverdi til de ulike anleggene totalt, og fordelt på gassturbin og kjel.

Tabellene viser også produsert mengde arbeid eller elektrisitet, samt levert mengde energi og eksergi i form av varme til vannet i kjelene. Irreversibiliteter i de ulike delene av anleggene listes også opp.

Av tabellene 5.15-5.17, samt tabell C.6 og C.7, kan man se at alternativene har følgende totale eksergivirkningsgrader:

1. Alternativ 1:

- Gassturbin på 14,25 MW: 49,8%
- Gassturbin på 12,32 MW: 48,6%

2. Alternativ 2:

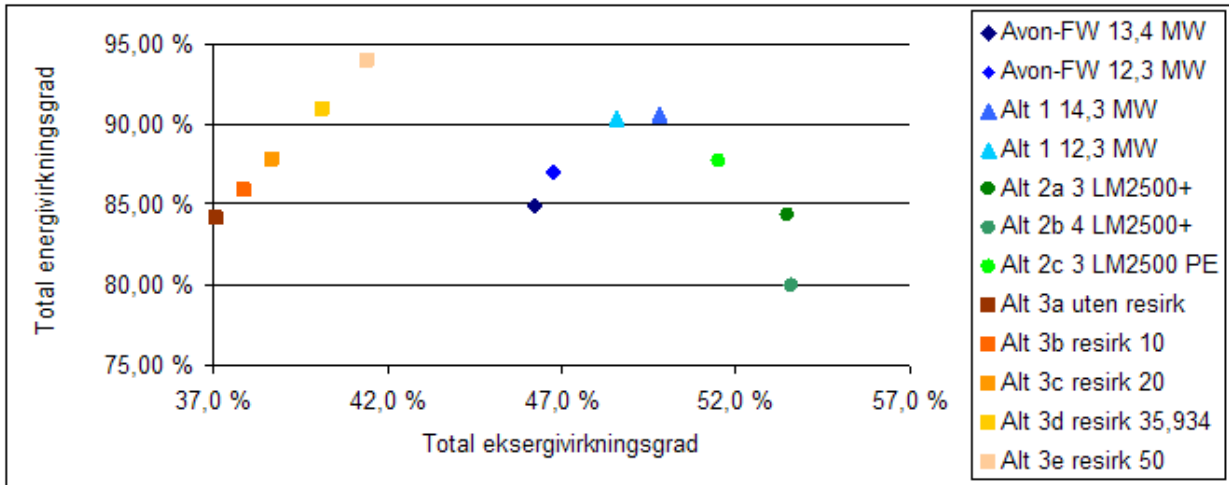
- 2a: 53,5%
- 2b: 53,6%
- 2c: 51,5%

3. Alternativ 3:

- 3a: 37,1%
- 3b: 37,9%
- 3c: 38,7%
- 3d: 40,1%
- 3e: 41,4%

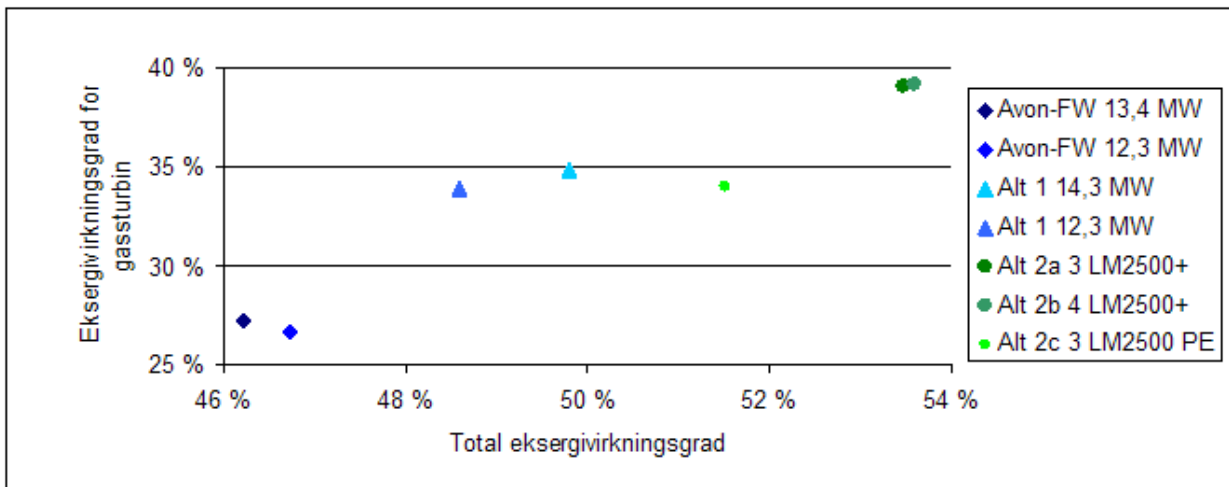
Dette kan sammenlignes med det eksisterende anlegget som har eksergivirkningsgrad på 46,7% når Avonturbinen er skalert ned til 12,32 MW.

Figur 5.13 viser de ulike anleggenes totale eksergivirkningsgrad i forhold til total energivirkningsgrad. Verdiene benyttet i figuren er hentet fra de tre tabellene 5.15-5.17.



Figur 5.13: Total energivirkningsgrad plottet mot total eksergivirkningsgrad for alle modellene.

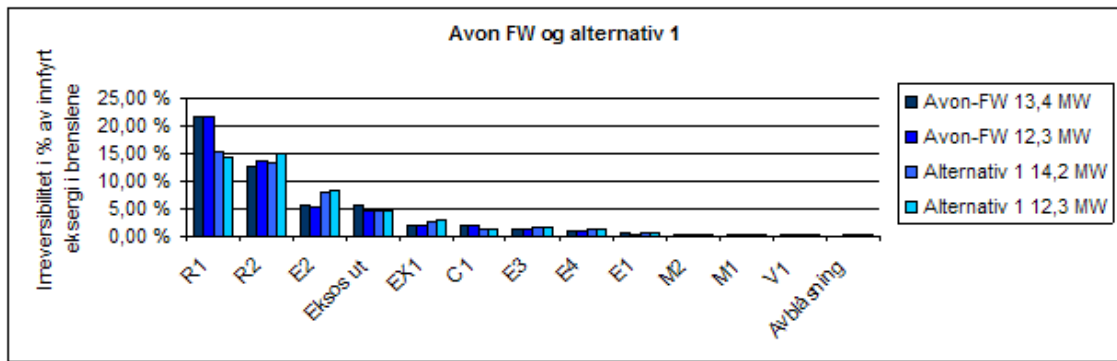
Figur 5.14 viser de ulike anleggenes totale eksergivirkningsgrad i forhold til tilhørende gassturbins eksergivirkningsgrad. Verdiene benyttet i figuren er hentet fra tabell 5.15 og 5.16.



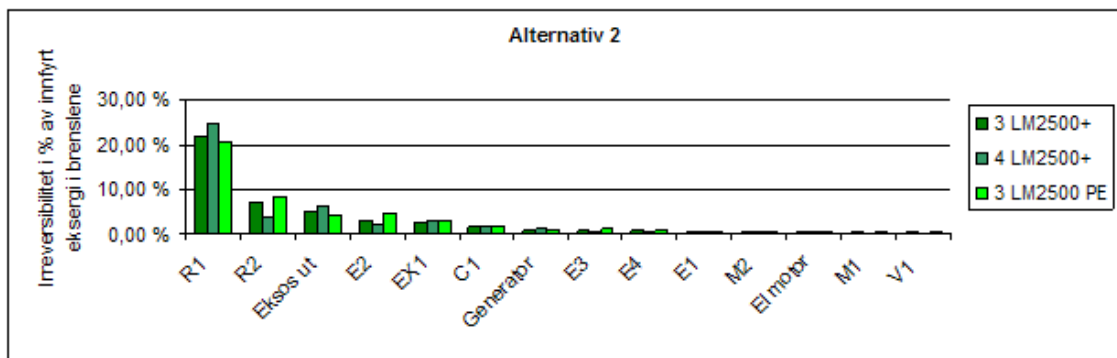
Figur 5.14: Eksergivirkningsgrad for gassturbin plottet mot total eksergivirkningsgrad for modellene av Avon-Foster Wheeler-anleggene, alternativ 1 og alternativ 2.

Gassturbinenes energiutnyttelse endret seg også ved å endre fuktigheten i lufta. Ved beregninger med en relativ luftfuktighet på 87% hadde Avon-turbinene en eksergivirkningsgrad på 26,7%. Ved 75% fukt viser tabell 5.15 at resultatene ikke har endret seg. Eksergivirkningsgraden for turbinen benyttet i alternativ 1, GE LM1600, endret seg heller ikke. Det samme gjalt for gassturbinene benyttet i alternativ 2.

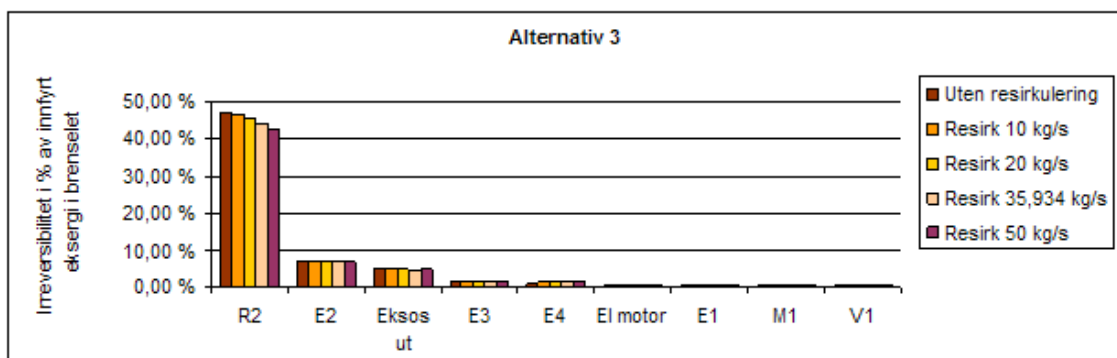
Figur 5.15-5.17 viser fordelingen av tap, i de ulike komponentene, i prosent av den innfyrte eksergien. Noen av komponentene er ikke inkludert i disse figurene fordi tapene er så små at de



Figur 5.15: Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrt eksergien i anlegget, Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1.



Figur 5.16: Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrt eksergien i anlegget, alternativ 2.



Figur 5.17: Tap i de ulike komponentene gitt som prosent av den innfyrt eksergien i anlegget, alternativ 3.

ikke vises. Tallverdiene er imidlertid representert i tabell C.8-C.10. Den prosentvise fordelingen av de totale irreversibilitetene for de ulike anleggene er gitt i tabell C.11-C.13.

For alternativ 2 kan man se at det er registrert et tap tilknyttet omforming av mekanisk energi til elektrisk energi. I tillegg er det også et tap i den elektriske motoren som driver salgsgasskompressorene. Disse tapene finnes i tabell 5.16 som generatortap og tap i elektrisk motor (El motor). Tapet i elektrisk motor er det man taper av elektrisiteten fra generatoren som tapes i de elektriske motorene som driver de ulike enhetene på Kårstø som drives elektrisk.

For alternativ 3 viser figur 5.17 at det er et tap i den elektriske motoren som driver salgsgasskompressorene.

Tabell 5.15: Samlet oversikt av beregninger for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alt. 1 med gassturbiner på 12,32 MW.

	Avon-FW	Alt 1
Innfyrt NBV i GT; $\dot{H}_{nbv,gt}$ [MW]	43,93	34,63
Innfyrt eksergi i GT; $\dot{\mathbf{E}}_{gt} = \dot{\mathbf{E}}_{0,gt} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,gt}$ [MW]	46,09	36,33
Mekanisk arbeid fra GT; \dot{W}_{gt} [MW]	12,32	12,32
Energivirkningsgrad GT; $\eta = \dot{W}_{gt}/\dot{H}_{nbv,gt}$	28,0%	35,6%
Eksergivirkningsgrad GT; $\eta_\epsilon = \dot{W}_{gt}/\dot{\mathbf{E}}_{gt}$	26,7%	33,9%
Irreversibilitetsrate GT [MW]	20,39	14,17
Innfyrt NBV i kjel; $\dot{H}_{nbv,kj}$ [MW]	30,61	37,10
Innfyrt eksergi i kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{kj} = \dot{\mathbf{E}}_{0,kj} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,kj}$ [MW]	31,95	38,72
Termisk entalpi tilført med eksos; $\dot{H}_{term,eks}$ [MW]	35,72	25,57
Eksergi tilført med eksos; $\dot{\mathbf{E}}_{eks} = \dot{\mathbf{E}}_{0,eks} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,eks}$ [MW]	13,37	9,84
Elektrisitet til pumper; \dot{W}_p [MW]	0,33	0,33
Varme tilført vann i kjel; \dot{Q}_{kj} [MW]	52,82	52,82
Eksergi tilført vann i kjel; $\dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	24,31	24,31
Energivirkningsgrad kjel; $\eta = \dot{Q}_{kj}/(\dot{H}_{nbv,kj} + \dot{H}_{term,eks} + \dot{W}_p)$	79,2%	83,8%
Ekergivirkningsgrad kjel; $\eta_\epsilon = \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}/(\dot{\mathbf{E}}_{kj} + \dot{W}_p + \dot{\mathbf{E}}_{eks})$	53,2%	49,7%
Irreversibilitet kjel [MW]	17,53	20,96
Termisk energi tapt i eksosgass [MW]	17,17	14,17
Eksergi tapt i eksosgass [MW]	3,69	3,50
Total eksergi i brensel for GT og kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{tot}$ [MW]	78,03	75,05
Total innfyrt NBV i GT og kjel; $\dot{H}_{nbv,tot}$ [MW]	74,54	71,73
Total energi levert; $\dot{W}_{gt} + \dot{Q}_{kj}$ [MW]	65,14	65,14
Total energivirkningsgrad; $\eta_{tot} = (\dot{W}_{gt} + \dot{Q}_{kj})/(\dot{H}_{nbv,tot} + \dot{W}_p)$	87,0%	90,4%
Total eksergi levert; $\dot{W}_{gt} + \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	36,63	36,63
Total eksergivirkningsgrad; $\eta_{\epsilon,tot} = (\dot{W}_{gt} + \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}})/(\dot{\mathbf{E}}_{tot} + \dot{W}_p)$	46,7%	48,6%
Kraft-/ varmemeforhold	0,233	0,233
EEE	75,7%	91,9%
PES [MW]	6,55	9,36
RPES	8,5%	12,0%

Alternativ 2 produserer elektrisk energi, der noe blir benyttet til drift av salgsgasskompressorene, mens noe blir levert til bruk i andre deler av Kårstø-anlegget. I tabell 5.16 er arbeidet

Tabell 5.16: Samlet oversikt av beregninger alternativ 2.

	Alt. 2a	Alt. 2b	Alt. 2c
Innfyrt NBV i GT; $\dot{H}_{nbv,gt}$ [MW]	81,01	81,01	62,08
Innfyrt eksergi i GT; $\dot{\mathbf{E}}_{gt} = \dot{\mathbf{E}}_{0,gt} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,gt}$ [MW]	84,99	84,99	65,13
Arbeid produsert av GT; \dot{W}_{gt} [MW]	34,58	34,58	23,25
Generatortap [MW]	1,04	1,04	0,70
Produsert elektrisk energi; \dot{W}_{el} [MW]	33,54	33,54	22,55
Tap i elektrisk motor for salgsgasskompressjon; \dot{E}_{tap} [MW]	0,38	0,29	0,38
Overskudd av elektrisk energi; $\dot{W}_{el,overskudd}$ [MW]	20,51	23,77	9,52
Energivirkningsgrad GT; $\eta = \dot{W}_{gt}/\dot{H}_{nbv,gt}$	42,7%	42,7%	37,4%
Eksergiovirkningsgrad GT; $\eta_\epsilon = \dot{W}_{gt}/\dot{\mathbf{E}}_{gt}$	40,7%	40,7%	35,4%
Irreversibilitetsrate GT [MW]	30,05	29,96	24,34
Innfyrt NBV i kjel; $\dot{H}_{nbv,kj}$ [MW]	20,95	10,17	23,44
Innfyrt eksergi i kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{kj} = \dot{\mathbf{E}}_{0,kj} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,kj}$ [MW]	21,86	10,62	24,46
Termisk entalpi tilført med eksos; $\dot{H}_{term,eks}$ [MW]	54,10	54,10	44,73
Eksergi tilført med eksos; $\dot{\mathbf{E}}_{eks} = \dot{\mathbf{E}}_{0,eks} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,eks}$	21,77	21,77	18,62
Elektrisitet til pumper; \dot{W}_p [MW]	0,33	0,25	0,33
Varme tilført vann i kjel; \dot{Q}_{kj} [MW]	52,82	39,62	52,82
Eksergi tilført vann i kjel; $\dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	24,31	18,23	24,31
Energivirkningsgrad kjel; $\eta = \dot{Q}_{kj}/(\dot{H}_{nbv,kj} + \dot{H}_{term,eks} + \dot{W}_p)$	70,1%	61,4%	77,1%
Eksergiovirkningsgrad kjel; $\eta_\epsilon = \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}/(\dot{\mathbf{E}}_{kj} + \dot{W}_p + \dot{\mathbf{E}}_{eks})$	55,3%	55,9%	56,0%
Irreversibilitet kjel [MW]	13,89	7,95	14,82
Termisk energi tapt i rør og eksosgass [MW]	24,46	26,41	18,42
Eksergi tapt i rør og eksosgass [MW]	5,64	6,36	4,17
Total eksergi i brensel for GT og kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{tot}$ [MW]	106,85	95,61	89,59
Total innfyrt NBV i GT og kjel; $\dot{H}_{nbv,tot}$ [MW]	101,96	91,19	85,52
Total energi levert; $E_{levert} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_p - \dot{E}_{tap} + \dot{Q}_{kj}$ [MW]	85,7	72,6	74,7
Total energivirkningsgrad; $\eta_{tot} = E_{levert}/\dot{H}_{nbv,tot}$	84,0%	79,6%	87,3%
Total eksergi levert; $\mathbf{E}_{levert} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_p - \dot{E}_{tap} + \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	57,14	51,24	46,15
Total eksergiovirkningsgrad; $\eta_{\epsilon,tot} = \mathbf{E}_{levert}/\dot{\mathbf{E}}_{tot}$	53,5%	53,6%	51,5%
Kraft-/ varmemeforhold	0,628	0,839	0,420
EEE	75,9%	70,0%	81,4%
PES [MW]	16,43	12,85	12,88
RPES	13,9%	12,4%	13,1%

fra hver gassturbin representert som \dot{W}_{gt} . Levert elektrisitet fra generatoren er definert som \dot{W}_{el} , der generatortap er trukket fra det produserte arbeidet. Videre er overskudd av elektrisk energi definert som $\dot{W}_{el,overskudd}$, som er den elektriske energien levert fra generatoren minus den energien som kreves for drift av salgsgasskompressorene og fødevannspumpene. Altså; $\dot{W}_{el,overskudd} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{kompr} - \dot{W}_p$, der \dot{W}_{kompr} inkluderer tap i elektrisk motor \dot{E}_{tap} .

Tabell 5.17: Samlet oversikt av beregninger alternativ 3.

	Alt. 3a	Alt. 3d
Innfyrt NBV i kjel; $\dot{H}_{nbv,kj}$ [MW]	62,05	57,33
Innfyrt eksergi i kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{kj} = \dot{\mathbf{E}}_{0,kj} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,kj}$ [MW]	64,76	59,83
Varme tilført vann i kjel; \dot{Q}_{kj} [MW]	52,82	52,82
Eksergi tilført vann i kjel; $\dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	24,31	24,31
Elektrisitet til pumper; \dot{W}_p [MW]	0,33	0,33
Elektrisitet til vifte for luft; $\dot{W}_{v,l}$ [MW]	0,43	0,21
Elektrisitet til vifte for resirkulert røykgass; $\dot{W}_{v,r}$ [MW]	-	0,20
Energivirkningsgrad kjel; $\eta_{tot} = \dot{Q}_{kj} / (\dot{H}_{nbv,kj} + \dot{W}_{v,r} + \dot{W}_{v,l} + \dot{W}_p)$	84,1%	91,0%
Eksergivirkningsgrad kjel; $\eta_{\epsilon,tot} = \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}} / (\dot{\mathbf{E}}_{tot} + \dot{W}_{v,r} + \dot{W}_{v,l} + \dot{W}_p)$	37,1%	40,1%
Irreversibilitet kjel [MW]	37,82	33,46
Eksergi tapt i eksosgass [MW]	3,26	2,76

Eksergien i de ulike strømmene er regnet ut i regneark. For alternativ 1, 2a og 3a er tabeller med eksergier for ulike strømmer representert i tabell C.14-C.16. Dette er lagt ved for å vise hvor verdier for eksergi i ulike strømmer er hentet fra ved utregningen av totale irreversibiliteter.

5.3.4 Miljø

Tabell 5.18 og 5.19 viser CO₂-utslipp for den detaljerte studien av Avon-Foster Wheeler-anlegget og de alternative anleggene. For alternativ 3 er det kun valgt å presentere resultater for modellen uten resirkulering av røykgass, samt for resirkulering av halvparten av røykgassen.

Tabell 5.18: CO₂-utslipp for Avon-Foster Wheeler-anlegget, alternativ 1 og 2.

	Avon-FW	Alt1	Alt 2a	Alt 2b	Alt 2c
NBV konsumert					
i anlegget [MW]	74,54	71,73	101,96	91,19	85,52
i annet norsk gasskraftverk [MW]	0,57	0,57	0,00	0,00	0,00
Totalt	75,11	72,31	101,96	91,19	85,52
CO ₂ -utslipp					
i anlegget [MW]	4,20	4,03	5,70	5,10	4,78
i annet norsk gasskraftverk [MW]	0,03	0,03	0,00	0,00	0,00
Totalt [kg/s]	4,23	4,06	5,70	5,10	4,78
Totalt pr eksergi levert [kg/MJ]	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10
Totalt pr eksergi levert [kg/MWh]	416,37	395,88	357,14	356,44	370,47

Tabellene viser både nedre brennverdi konsumert i de ulike anleggene, og CO₂-utslipp gitt i kg/s og kg/MWh eksergi levert fra anlegget. Av tabellene kan man se at alternativ 2b,

med 4 LM2500+ gassturbiner, har det laveste utslippet på 356,44 kg/MWh eksergi levert fra anlegget. Alternativ 3a, med kullkraft og uten resirkulering av eksosgass for dampproduksjon, gir det høyeste utslippet på 635,36 kg/MWh eksergi levert fra anlegget.

Med levert eksergi menes her eksergien overført til vannet i kjelen, samt arbeidet fra gassturbinen. I tillegg inkluderes nyttig energi benyttet for drift av fødevannspumpe i kjelen. For alternativ 2 er alle tap trukket fra arbeidet levert fra gassturbinen.

For alternativ 3 leveres det ingen eksergi fra anlegget, og det benyttes derfor nyttig absorbert eksergi istedet. Det vil si 12,32 MW elektrisk energi levert for drift av en salgsgass- kompressor, eksergien overført til vann i en kjel og den nyttig eksergi levert til drift av vifter og fødevannspumpe.

Pumpe- og viftearbeid er inkludert fordi det er eksergi som er benyttet til noe, og som ikke bare er gått tapt i de ulike delene av anleggene. I tillegg gjør det alternativ 2, som selv produserer elektrisitet til drift av pumpe, mer sammenlignbar med de andre alternativene der man kjøper elektrisitet utenfra for drift av disse.

Tabell 5.19: CO₂-utslipp for alternativ 3a og d.

	Alt 3a			Alt 3d		
	NGK	UGK	UKK	NGK	UGK	UKK
NBV konsumert						
i anlegget [MW]	62,05	62,05	62,05	57,33	57,33	57,33
i annet norsk gasskraftverk[MW]	23,34	0,00	0,00	23,32	0,00	0,00
i utenlandsk energianlegg [MW]	0,00	25,07	33,50	0,00	25,05	33,47
Totalt [MW]	85,39	87,12	95,55	80,65	82,38	90,80
CO ₂ -utslipp	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
i anlegget [kg/s]	3,51	3,51	3,51	3,22	3,22	3,22
i annet norsk anlegg [kg/s]	1,31	0,00	0,00	1,31	0,00	0,00
i utenlandsk energianlegg [kg/s]	0,00	1,41	3,12	0,00	1,41	3,12
Totalt [kg/s]	4,82	4,92	6,63	4,54	4,63	6,34
Totalt pr eksergi levert [kg/MJ]	0,13	0,13	0,18	0,12	0,12	0,17
Totalt pr eksergi levert [kg/MWh]	461,29	470,68	635,36	437,34	446,72	611,32

Når det gjelder utslipp av NO_x antas det at Avon-turbinene slipper ut ca 60 ppm for tørr røykgass med 15% O₂, i motsetning til nyere gassturbiner som kan garantere verdier på ca 25 ppm ved samme tilstand. Når det gjelder kjelene på Kårstø er de to direktefyrte kjelene, Sleipner-kjelen og KEP-kjelen lav-NO_x kjeler. Det vil si at det er viktig å benytte disse kjelene så mye som mulig dersom man er ute etter et mest mulig NO_x-vennlig anlegg.

Kapittel 6

Diskusjon og anbefalinger

6.1 Overordnet analyse

6.1.1 Masse, temperatur og trykk

Ved analyser av kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø er det gjort beregninger for to fremtidige år; 2010 og 2017. Å estimere hvordan anlegget skal produsere og distribuere damp for disse årene, og da spesielt for 2017, er ikke lett. Derfor er tallene fra Kårstø et svært grovt estimat for hvordan det antas at produksjonen og distribueringen skal foregå. De totale produksjonsmengdene som er estimert er også sikrere enn hvordan produksjonen fordeles mellom de ulike kjelene. Det er derfor gjort beregninger for to ulike måter å fordele dampproduksjonen på.

Hvordan energikilden til dampproduksjonen fordeles mellom røykgass og tilleggsfyring i beregningene i kapittel 5 kan diskuteres. Ved å betrakte figur 5.1 kan man se at røykgasstemperaturen ikke synker like raskt som ytelsen på gassturbinen. Dette er en følge av at virkningsgraden på gassturbinen synker med minkende last. Dersom gassturbinens evne til å omforme innfyrt energi til arbeid synker, vil røykgasstemperaturen i gassturbinens utløp være høyere enn den ville vært dersom virkningsgraden hadde vært opprettholdt. Dette kan forklares ved en enkel energibalanse; Brenselenergien fordeles mellom arbeid fra gassturbinen og varme i røykgasstemperaturen. Dersom innfyrt brensel er konstant, og arbeidet fra gassturbinen minker vil dette føre til økt røykgasstemperatur. Dersom brenselmengden minker litt, men arbeidet minker raskere vil temperaturen på røykgassen også minke med en lavere hastighet.

Massestrømmen røykgass ut av gassturbinene som representeres i figur 5.1 er valgt konstant for minkende last. Dersom røykgasstemperaturen i virkeligheten ikke minker like raskt som gassturbinens virkningsgrad betyr dette at mengden tilleggsfyring heller ikke øker like raskt. Dette gjelder dersom man antar at røykgassen har konstant varmekapasitet når forholdet mellom luft og brensel endrer seg. Fordi nøyaktige verdier for brenselforbruk ved dellast ikke har vært tilgjengelige, er det altså gjort en forenkling ved å si at innfyrt energi i gassturbinen påvirker potensialet til produksjon av damp med røykgassen direkte lineært.

Det er ønskelig å produsere damp ved å utnytte tilgjengelig røykgass maksimalt. Av tabell 4.2 kan man se at Foster Wheeler-kjelene kan produsere 90 tonn/time damp totalt basert

på røykgass fra en Avon-turbin. Men i tabell 5.1 ser man at Foster Wheeler-kjelene i 2010 kun produserer 75,56 tonn/time damp basert på røykgassen. Dette er fordi Avon-turbinene kjører på 84% av maks last. Dermed kan Foster Wheeler-kjelene bare utnytte 84% av mengden røykgass de kan utnytte hvis Avon-turbinene kjøres maksimalt. Den resterende mengden damp produseres deretter ved å fyre med brensel for tilleggsfyring.

Dampmengdene for de to alternative produksjonsfordelingene er ikke helt like. For 2010 er det simulert en dampproduksjon på henholdsvis 465,7 tonn/time, mens det for 2010 2FW produseres 466 tonn/time. For 2010 2FW produseres det altså 0,06% mer damp enn for 2010. Det er også en differanse for 2017. Dette kommer av en avrunding av produksjonsmengder når det ble valgt alternative produksjonsfordelinger.

6.1.2 Energi

Total varmeovergang i kjelen for 2010 er lavere enn for 2010 2FW, til tross for at det i 2010 2FW produseres litt mer damp enn for 2010. Grunnen til dette er at mengden fødevann levert til anlegget for 2010 er 0,5% høyere enn for 2010 2FW. Grunnen er at total avblåsning er større for 2010 enn for 2010 2FW. Dette kommer av antagelsene om forholdet mellom avblåst mengde damp og damp levert til fordelingsnettverket. Varmen som er beregnet overført til vann i kjelene inkluderer avblåsningsvannet fordi ikke all avblåsning går tapt. Variasjon i varmeovergang for 2017 og 2017 2FW kommer av samme årsak.

Dersom man antar at en Foster Wheeler-kjel er ute av drift til enhver tid vil behovet for innfyrte energi til anlegget øke. Behovet for energi levert fra anlegget, i form av arbeid og varme, er likevel konstant. Dette fører til en dårligere energivirkningsgrad. Dette er en følge av at varm røykgass fra en av Avon-turbinene ikke lenger utnyttes, men slippes rett ut i atmosfæren. Samtidig blir behovet for tilleggsfyring større.

Av resultatene (tabell 5.3) kan man se at GE-Moss-enheten har svært lave energivirkningsgrader sammenlignet med de andre anleggene. Hva som er årsaken til dette kan diskuteres. Temperaturforholdet mellom røykgass og vann/damp i kjelen kan være en årsak. Dersom det er store temperaturdifferanser mellom varmt og kaldt medium kan man øke energiutnyttelsen ved å produsere damp ved ulike trykknivå. Det vil si at kjelen kan være dårlig tilpasset produksjon av HP-damp.

Den totale energivirkningsgraden på anlegget har vist seg å øke med økende bruk av kogenerering.

6.1.3 Eksergi og irreversibiliteter

Hvis man sammenligner eksergivirkningsgrader for de ulike kogenereringsenhetene og de to direktefyrte kjelene ser man at KEP-kjelen er den delen av anlegget som utnytter innfyrte eksergi dårligst (tabell 5.4) Avon-Foster Wheeler-anlegget viser også at eksergivirkningsgraden synker fra 47,2% til 40,6% dersom en av Foster Wheeler-kjelene tas ut av drift. Dersom man derimot kobler nye gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen er disse to kogenereringsenhetene bedre enn de andre kraft- og varmeproduserende enhetene. Det vil si at de eksisterende

kogenereringsenhetene på Kårstø utnytter innfyrt eksergi dårligere enn nyere anlegg. Gassturbinen som er valgt for KEP- og Sleipner-kjelen har en energivirkningsgrad på 42,8%, noe som er bedre enn gassturbinene i de andre kogenereringsenhetene.

Det eksisterende anlegget bestående av kjeler og gassturbiner har en total eksergivirkningsgrad på 41,4% i 2010 dersom en Foster Wheeler-kjel er ute av drift. Dersom alle kjelene kjører øker eksergivirkningsgraden til 43,6%. Dersom man i tillegg kobler gassturbiner til KEP- og Sleipner-kjelen øker eksergivirkningsgraden ytterligere til 47,3%. Beregningene for et helt nytt kraftverk gav en total eksergivirkningsgrad på 51,1%. Totalt sett viser dette at det eksisterende anlegget på Kårstø kan forbedres med hensyn til energiutnyttelse.

Resultatet av undersøkelser med andre brenslere enn STP i gassturbinen for et nytt kraftverk førte til små variasjoner i total eksergivirkningsgrad (tabell 5.8). Variasjonene kommer av hvor mye av dampen anlegget klarer å produsere ved hjelp av kun røykgass. STP/SLP som brensel i gassturbinen førte til en større mengde tilleggsfyring, enn både ASG og STP. ASG som brensel førte også til et større behov for tilleggsfyring enn STP.

De totale irreversibilitetene i kraft- og varmforsyningssystemet domineres av tapene i selve dampgenereringen. De største tapene kommer fra kjelene, men irreversibiliteter i disse er vanskelig å gjøre noe med fordi den kjemiske reaksjonen mellom fyrgass og oksidant er irreversibel i seg selv. Det er likevel viktig å være klar over at dersom man akkumulerer tapene i selve dampfordelingsnettverket over tid vil dette utgjøre en stor del energi.

Figur 5.3 og 5.4 viser at andelen av innfyrt eksergi til kraft- og varmforsyningssystemet som er tapt i Sleipner-kjelen øker betraktelig dersom en Foster Wheeler-kjel antas ute av drift. Dette er fordi mye av kapasiteten som er tapt som følge av en nedstengt kjel er overtatt av Sleipner-kjelen.

Det er også interessant å se på hvilken effekt det har på de totale irreversibilitetene i KEP- og Sleipner-enhetene før og etter man kobler til en gassturbin. Sleipner-kjelens totale irreversibiliteter ligger på 22,16 MW i 2010 før det kobles til en gassturbin (tabell 5.4). De totale irreversibilitetene for både kjelen og den nye gassturbinen ligger på 45,87 MW (tabell 5.6). KEP-kjelens irreversibiliteter minker derimot. Uten gassturbin ligger irreversibilitetene på 67,12 MW. Denne verdien minker til 61,85 MW for både gassturbin og kjel etter at den direktefyrte kjelen er gjort om til en kogenereringsenhet. Disse observasjonene gjelder for 2010 med alle Foster Wheeler-kjelene i drift, men samme trenden viser seg for årene 2017, 2010 2FW og 2017 2FW.

Dette kan komme av at type brensel har mye å si for irreversibilitetene. Sleipner-kjelen benytter CRAIER-brensel for tilleggsfyring etter at den er endret til å kunne utnytte en gassturbinens røykgass. Den benytter STP/SLP-brensel dersom den direktefyres. KEP-kjelen benytter CRAIER-brensel i begge tilfellene. Dersom man fyrer de to aktuelle kjelene direkte er behovet for total masse brensel i gassturbin og kjel større dersom man velger CRAIER-brensel framfor STP/SLP-brensel eller et av de andre CO₂-fattige brenslene. Mer CO₂ i brenselet gir altså mer røykgass, og dermed mer termomekanisk eksergi i utløpet av kjelen enn en mindre mengde røykgass ved samme temperatur. Massestrømmen luft er ikke sammenlignet i de ulike tilfellene. Dette er fordi det kun er sett på brenselmengder inn i anleggene og levert energi/eksergi fra anleggene for det eksisterende anlegget. Det kan derfor ikke sies noe nøyaktig om de totale massestrømmene gjennom kjelene før og etter endringen av enhetene, men ved å se på de ulike brenslene kan det virke som om dette er årsaken.

Når det gjelder Avon-Foster Wheeler-anlegget endres ikke irreversibilitetene gitt som % av innfyrt eksergi i denne delen av anlegget mye selvom en Foster Wheeler-kjel tas ut av drift, se figur 5.3. Røykgassen fra den Avon-turbinen som ikke lenger er tilkoblet en Foster Wheeler-kjel vil ha en høy temperatur ut av gassturbinens utløp. Dette fører til et høyt innhold av termomekanisk eksergi tapt til omgivelsene, regnet i MW. Dette fører igjen til økte tap. De totale irreversibilitetene i % av innfyrt eksergi øker likevel ikke for denne delen av anlegget. Grunnen til dette er at det ikke lenger er irreversibiliteter knyttet til tilleggsfyring av den Foster Wheeler-kjelen som ikke er i drift.

Ved å produsere all kraft og damp på Kårstø ved hjelp av kogenerering viser det seg at anleggenes energiutnyttelse bedres. Dette kan man også se av resultatene der en av Foster Wheeler-kjelene er ute av drift. Dersom man har muligheten til å produsere kraft og varme kombinert utnytter man innfyrt energi til anlegget bedre enn om man produserer dette hver for seg.

6.1.4 Miljø

Fra de ulike beregningene kan man se at ved bedret energiutnyttelse bedres også miljøutslippene. Ved å betrakte det eksisterende anlegget i 2010 kan man finne at CO₂-utslippene i kg/MWh levert eksergi, i form av kraft fra gassturbiner og varme i kjeler, øker med 6,4% dersom en av Foster Wheeler-kjelene tas ut av drift. Det vil si en økning fra 510,42 kg/MWh til 543,11 kg/MWh, tabell 5.9.

Dersom man derimot kobler Sleipner- og KEP-kjelene opp mot hver sin gassturbin vil de spesifikke utslippene minke med 13,8%. Altså fra 510,42 kg/MWh til 439,87 kg/MWh, tabell 5.10. Et nytt kogenereringsanlegg vil føre til ytterligere reduserte utslipp. For 2010 kan det være mulig å komme ned i 374,59 kg/MWh, tabell 5.11. Dette er en reduksjon på 26,6% sammenlignet med det eksisterende kraft og varmforsyningssystemet på Kårstø.

Dersom brennkamrene i gassturbinene og kjelene i nytt utstyr antas å ha lav-NO_x-brennere vil også NO_x-utslippet på Kårstø kunne reduseres.

Det er viktig å være klar over at beregningene baserer seg på fullstendig forbrenning i både gassturbiner og kjeler.

6.2 Avon-Foster Wheeler-anlegget

6.2.1 Masse, temperatur og trykk

Massestrømmene gjennom de ulike kjelene har mye å si for behovet for tilleggsfyring. Det er forsøkt å holde en minimum temperaturredifferanse i alle kjelene på 20°C. For å opprettholde dette er tilleggsfyringen justert. Punktet der temperaturredifferansen er lavest mellom røykgass og vann (pinch-punktet) varierer for de ulike modellene. For det eksisterende anlegget, alternativ 1, 2c og 3 befinner pinch-punktet seg omtrent i utløpet av kjelen. For alternativ 2a og 2c befinner det seg ved innløpet til kokeren.

Dersom man ser på alternativ 2a og 2b kan man tydelig se at temperaturen på røykgassen ut av kjelens skorstein (strøm nummer 11 tabell 5.13) er svært mye høyere for alternativ 2b enn for alternativ 2a. I begge alternativene strømmer det 89-90 kg/s røykgass gjennom kjelen. I utløpet av kokeren er det for begge alternativene en temperaturdifferanse på 20°C. Grunnen til at alternativ 2a har lavere temperatur på røykgassen i utløpet av kjelen, er at kjelen i alternativ 2b kun varmer opp 3/4 av den vannmengden alternativ 2a gjør. Det vil si at røykgassen i alternativ 2a leverer varme til en større massestrøm vann, og dermed vil ende opp med en lavere temperatur i kjelens utløp.

Hvis man sammenligner alternativ 2c med Alternativ 1 kan man se av tabell 5.12 og 5.13, at begge kjelene leverer en røykgass til atmosfæren på ca 144,7°C. Likevel har alternativ 1 et forbruk av brensel for tilleggsfyring på 0,77 kg/s, mens alternativ 2c kun forbruker 0,48 kg/s. Alternativ 2c trenger altså mindre tilleggsfyring enn alternativ 1, for produksjon av samme mengde damp. Dette er fordi massestrømmen med røykgass fra kjelens gassturbin er mye høyere for alternativ 2c enn for alternativ 1.

Temperaturen på røykgassen ut fra kjelen i det eksisterende anlegget (Avon-Foster Wheeler-anlegget) er for lav, kun 140,5°C, til å kunne opprettholde en temperaturdifferanse på 20°C gjennom hele kjelen. Dersom man ser på dette anlegget før det ble skalert ned til 12,32 MW er den tilsvarende temperaturen på 166,6°C, noe som er høyere enn nødvendig for å opprettholde valgt temperaturdifferanse i kjelen. Når lasten nedskaleres, ved at fyringen av gassturbinen minker, blir temperaturen på røykgassen lavere. Grunnen til at massestrømmen for tilleggsfyringen i Foster Wheeler-kjelen ikke er økt for å opprettholde et bedre temperaturnivå er at denne kjelen kun er designet for en tilleggsfyring på 0,63 kg/s. Det er altså valgt å holde denne brenselmengden konstant, og ikke overgå maksgrensen for tilleggsfyring. For de andre alternativene har man mer frihet ettersom at disse er alternativer som ikke allerede eksisterer.

For alternativ 1 og alternativ 3 har det også vist seg at det er et spørsmål om hva de eksisterende Foster Wheeler-kjelene kan takle. Ettersom kjelenes tilstand er slik at det antas at en kjel til enhver tid vil være ute av drift kan man spørre seg om de vil tåle å bli koblet til en gassturbin som alternativ 1 representerer, altså en GE LM1600. Den store mengden tilleggsfyring for dette alternativet fører til en røykgasstemperatur etter kjelen på 1055,5°C, sammenlignet med tilsvarende temperatur i det eksisterende anlegget på 779,9°C, se figur 5.12.

For alternativ 3 ligger temperaturen etter tilleggsfyring mellom 748,4°C og 788,7°C avhengig av hvilken grad av resirkulering man velger. Større mengde resirkulering gir lavere temperatur etter kjelens brennkammer. Det antas at de eksisterende kjelene kan takle dette.

Spørsmålet er altså hvordan man skal løse problemet med alternativ 1. Dersom det er slik at Foster Wheeler-kjelene er i dårlig stand kan det antageligvis lønne seg å bytte ut også disse. Om de ikke tåler den høye temperaturen kan det faktisk vise seg å bli en nødvendighet. En mulighet kan være å velge en annen gassturbin enn GE LM1600.

6.2.2 Energi

Energi er levert fra de ulike anleggene i form av kraft og varme, eller kun i form av varme som for alternativ 3. For denne delen av analysen er det antatt maksimal last for både gassturbiner

og kjeler.

For gassturbiner som produserer elektrisitet er det en fordel å drive gassturbinene maksimalt fordi man på den måten blir mindre avhengig av elektrisitet utenfra. Energistudien på Kårstø gir inntrykk av at det kan være ønskelig for anlegget å bli energinøytralt ved å produsere egen kraft. For gassturbiner som driver utstyr direkte er lasten avhengig av behovet fra for eksempel kompressorene som turbinene driver.

Det eksisterende anlegget og alternativ 1 er skalert ned til 12,32 MW fra henholdsvis 13,44 og 14,25 MW. Ved nedskaleringen endret den totale energivirkningsgraden seg for de to anleggene. Alternativ 1 hadde en total energivirkningsgrad på 90,6% før nedskaleringen, som minket til 90,4% etter nedskaleringen. For det eksisterende anlegget økte derimot den totale energivirkningsgraden fra 84,9% til 87,0%.

Grunnen til at energivirkningsgraden økte for det eksisterende anlegget kan komme av flere ting. For det første fører lavere temperaturdifferanse mellom kald og varm strøm i en kjel til lavere tap i kjelen. Dette følger igjen av at det ikke fyres ekstra i kjelen for dette anlegget. Det er likevel ikke ønskelig å ha for lave temperaturdifferanser i kjelen. Det er fordi man vil være sikker på å unngå at temperaturen på den kalde og varme strømmen krysser hverandre. Temperaturdifferanse mellom den kalde og den varme strømmen i kjelen er det som driver varmeovergangen mellom de to strømmene, og det er derfor ikke ønskelig at temperaturene skal bli like. En annen grunn er at mengden termisk energi tapt til omgivelsene med røykgassen blir lavere når temperaturen i utløpet minker.

Videre diskusjoner baserer seg kun på nedskalerte modeller av det eksisterende anlegget og alternativ 1.

Alternativ 2a, b og c produserer mer energi enn det er behov for i Avon-Foster Wheeler-anlegget. Ettersom disse gassturbinene produserer elektrisk energi gir disse alternativene gir muligheten å bli mer energinøytralt.

Når man ser på total energivirkningsgrad for det eksisterende anlegget sammenlignet med alle alternativene som benytter kogenerering, ser man at alternativ 1 har den høyeste totale energivirkningsgraden av alle anleggene med 90,4% tett etterfulgt av det eksisterende anlegget og alternativ 2c med tilsvarende virkningsgrader på henholdsvis 87,0% og 87,3%.

En annen interessant parameter er EEE. Denne sammenligner kraftproduksjonen på anlegget med et anlegg der kraft og varme blir produsert separat. Resultatene viser at alternativ 1 har den klart høyeste verdien på 91,9%. Deretter følger alternativ 2c med en verdi på 87,7% og det eksisterende anlegget med en EEE på 87,0%. Dersom man betrakter total energivirkningsgrad og EEE i forhold til kraft-/varmeforholdet i de ulike anleggene, ser man imidlertid at jo mer varme som blir produsert i forhold til arbeid, jo bedre blir disse parametrene. Dette er vist i figur 5.6 og 5.7.

Alternativ 2c har høyere kraft-/varmeforhold enn det eksisterende anlegget og alternativ 1. Dette tilsier at mengden arbeid, som er fullstendig utnyttbar energi, er større for alternativ 2c. Alle anleggene leverer like mye varme til dampen som produseres i kjelen. Til tross for at alternativ 2a og 2b har lavere total energivirkningsgrad enn det eksisterende anlegget og alternativ 1 og 2c, er kraft-/varmeforholdet på disse alternativene svært mye lavere enn for alternativ 2a og 2b.

Alternativ 3, med resirkulering av mer enn 20 kg/s av røykgassen, viser seg også å ha gode energivirkningsgrader, sammenlignet med det eksisterende anlegget og alternativ 1 og 2. Ved resirkulering av 20 kg/s røykgass kan man oppnå en energivirkningsgrad 87,8%. Ytterligere resirkulering gir enda bedre resultater. Å resirkulere røykgass for alternativ 3 førte dermed til bedret total energivirkningsgrad for den direktefyrte kjelen. Av figur 5.13 ser man at energivirkningsgraden øker lineært i forhold til ekservirkningsgraden for økende mengde resirkulert røykgass.

Det er altså ikke nok å se på anleggenes energivirkningsgrader eller EEE for å vurdere hvilke anlegg som utnytter energien best mulig. Dersom man kun skal ta høyde for energivirkningsgrad er alternativ 3e, med 50 kg/s resirkulert røykgass, det beste alternativet. Dette har nemlig en energivirkningsgrad på 93,9%. Men når man tenker på at all energien man har fått ut av dette alternativet kun er varme, kan man ikke si noe om hvor mye av energien som faktisk er utnyttbar videre.

Dersom man ser på de alternativene med både kraft og varmeproduksjon har altså alternativ 1 den høyeste energivirkningsgraden på 90,4%. Likevel har dette svært mye lavere kraft-/varmeforhold sammenlignet med alternativ 2a og b. Det er derfor nyttig å studere ekservirkningsgrader, for å få et innblikk i hvor mye av den innfyrte energien som faktisk kan utnyttes i de ulike anleggene.

6.2.3 Eksergi og irreversibiliteter

Ved å skalere ned gassturbinene for det eksisterende anlegget og alternativ 1 økte den totale ekservirkningsgraden for det eksisterende anlegget fra 46,2% til 46,7%. For alternativ 1 sank den totale ekservirkningsgraden fra 49,8% til 48,6%. Grunnen til at det eksisterende anlegget bedrer sin totale ekservirkningsgrad mens alternativ 1 får en dårligere ekservirkningsgrad kan komme av samme årsak som for energivirkningsgraden; når man ikke øker mengden tilleggsfyring i kjelen ved nedskaleringen av anlegget minker temperaturdifferanse mellom kald og varm strøm i kjelen. Dette fører til mindre irreversibiliteter i kjelen. I tillegg slippes røykgassen fra kjelens skorstein ut i atmosfæren ved en lavere temperatur, og mindre termomekanisk eksergi tapes på den måten.

Størsteparten av den innfyrte eksergien tapes i kjelene for gassturbinene, samt i kjelenes brennkammer, for det eksisterende anlegget og alternativ 1 og 2. Når det gjelder alternativ 3 finner man den største prosentandelen av tapt innfyrte eksergi i kjelens brennkammer. Her er irreversibilitetene store på samme måte som beskrevet for analysen av hele kraft- og varmforsyningssystemet.

Gassturbinenes ekservirkningsgrad har også endel å si for anleggenes totale ekservirkningsgrad. Resultatene viser at høyere ekservirkningsgrad i gassturbinen gir høyere ekservirkningsgraden for hele anlegget. Det eksisterende anlegget er et unntak. En Avon-turbin har en ekservirkningsgrad på 27,2% før nedskalering, og synker til 26,7% etter nedskalering. Likevel øker den totale ekservirkningsgraden for en hel Avon-Foster Wheeler-pakke ved nedskaleringen. Grunnen til dette er igjen at det for denne modellen ikke er fyrt ekstra i kjelen. Hadde man tilført mer brensel for tilleggsfyring ville total innfyrte kjemisk eksergi økt, samtidig som eksergien levert fra anlegget ville vært som før. Dermed ville den totale ekservirkningsgraden minket også ved nedskaleringen av dette anlegget.

Når det gjelder total eksergivirkningsgrad for alle anleggene viser resultatene i tabell 5.15-5.17 at alternativ 2b er det alternativet som har den høyeste totale eksergivirkningsgraden med 53,6% tett etterfulgt av alternativ 2a med 53,5%. Alternativ 2b er også det anlegget med høyest kraft-/varmeforhold. Dette viser at en energivirkningsgrad som forklart i avsnittet ovenfor ikke kan benyttes alene til å vurdere et anleggs energieffektivitet.

Eksergivirkningsgraden for alternativ 3 øker med økende resirkulering av røykgass. Den høyeste eksergivirkningsgraden er gitt for alternativ 3e der nesten 70% av røykgassen (50 kg/s) til enhver tid resirkuleres. Likevel er eksergivirkningsgraden kun 41,4% for dette alternativet. Grunnen til dette er at man kun benytter høyverdig energi i form av brensel til å produsere damp, uten å utnytte lavverdig energi i form av varm røykgass slik det gjøres for det eksisterende anlegget og alternativ 1 og 2. Sett fra et eksergisynspunkt vil det altså minke energiutnyttelsen å erstatte en kogenereringsenhet som det eksisterende anlegget med en direktefyrt kjel, ettersom det eksisterende anlegget har en eksergivirkningsgrad på 46,7%.

Store temperaturdifferanser mellom varm og kald strøm i en varmeveksler fører til store irreversibiliteter i varmeveksleren. Dette kan også sees av resultatene for kjelene i denne analysen. Alternativ 1 har de største irreversibilitetene i kjelene på 20,96 MW per kjel. Dette alternativet har også den største temperaturdifferansen mellom varm og kald side i kjelen på 653°C. Det alternativet med lavest irreversibilitetsrate per kjel er alternativ 2b med 7,95 MW. Den høyeste temperaturdifferansen mellom røykgass og damp er på 234°C for en slik kjel. Men for å kunne sammenligne dette må man også ta høyde for at alternativ 2b består av fire kjeler. Summert opp resulterer alternativ 2b i en irreversibilitet for de fire kjelene på 31,8 MW. Tilsvarende for alternativ 1 er 62,88 MW summert opp for de tre kjelene i anlegget.

Irreversibilitetene i kjelene for alternativ 3 minker med økende resirkulering. Dette gjelder både irreversibiliteter tapt med røykgassen og i selve prosessen. Dette er en følge av minkende luftoverskudd i røykgassen, samt minkende temperaturdifferanser i kjelen.

Basert på en eksergianalyse av de ulike anleggene er alternativ 2b det beste alternativet.

6.2.4 Miljø

Når det gjelder utslipp av CO₂ kan man se av tabell 5.18 og 5.19 at alternativ 2b er det alternativet med lavest utslipp CO₂ i kg/MWh levert eksergi fra anlegget. Alternativ 3 har et spesifikt utslipp som er 22,7% høyere enn alternativ 2b om man forutsetter at alternativ 3 benytter norsk gasskraft og det resirkuleres 50% av røykgassen ut av kjelens forvarmer (3d).

Dersom man benytter utenlandsk gasskraft eller kullkraft blir alternativ 3 enda dårligere sammenlignet med de andre alternativene. Som et eksempel kan alternativ 2b sammenlignes med alternativ 3a (uten resirkulering), dersom man kjøper kraft produsert i utlandet med kull. Alternativ 3a vil da ha et spesifikt utslipp som er 78,3% høyere enn alternativ 2b. Dette er selvfølgelig en sammenligning mellom det beste og det dårligste alternativet, og forskjellen er derfor stor.

Det er også interessant å sammenligne de ulike alternativene med det eksisterende anlegget. Dette viser potensialet for å minske de spesifikke utslippene sammenlignet med idag. Ved å skifte ut det eksisterende Avon-Foster Wheeler-anlegget viser beregningene at man kan redusere de spesifikke CO₂-utslippene på denne delen av Kårstø med

- 4,9% for alternativ 1
- 14,2% for alternativ 2a
- 14,4% for alternativ 2b
- 11,0% for alternativ 2c

Med alternativ 3d (norsk gasskraft) vil utslippene derimot øke med 5% i forhold til dagens anlegg.

Med tanke på NO_x -utslipp er det eksisterende anlegget dårlig, og det vil lønne seg å bytte ut Avon-turbinene. Hvis man i tillegg bytter ut Foster Wheeler-kjelene og erstatter disse med lav- NO_x -kjeler vil utslippet av NO_x på Kårstø minke enda mer.

Velger man alternativ 2, som er et nytt CHP-anlegg forutsettes det at de nye kjelene og gassturbinene er av lav- NO_x -typen, noe som vil være en bedre enn dagens Avon-Foster Wheeler-anlegg.

Det er som sagt ikke utført beregninger når det kommer til utslipp av NO_x , så eventuelle reduksjoner er ikke tallfestet.

6.3 Feilkilder og anbefalinger av videre studie

Usikkerheter rundt beregningene utført i forbindelse med denne masteroppgaven følger de mange antagelsene som er gjort. For den overordnede analysen er det blant annet en usikkerhet knyttet til beregningene av energi og eksergi overført til vann i kjelene. Dette følger av antagelsen om avblåsning. Forkjellen mellom temperaturene i modellene fra ProSteam og PRO/II fører til enda en usikkerhet. I tillegg er det en usikkerhet knyttet til energi produsert av de ulike dampturbinene.

Informasjon om faktisk arbeid fra alle de ulike dampturbinene i ProSteam var ikke tilgjengelig. Dette gir en usikkerhet i beregningene av irreversibiliteter i dampfordelingsnettverket.

Energibalansene for de ulike brennkamrene i PRO/II hadde et avvik på energi inn og ut av brennkamrene på mellom 0,5% og 0,001%. Konvergenskriteriene i PRO/II ble forsøkt strammet inn, men dette hadde ingen effekt på resultatene. Dette avviket kan komme av en feil i entalpiverdier i PRO/II. For de andre komponentene ble energibalansen tilfredsstillt.

Omgivelsestemperaturen på Kårstø er sjelden så høy som 15°C . I tillegg er det sjeldent at utstyr kjøres på maks last slik det er antatt i den detaljerte analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget. At de ulike komponentene er adiabatisk er heller ikke en reell situasjon.

Usikkerhetene rundt selve modellene spiller også inn. Detaljert driftsdata fra Kårstø har ikke vært tilgjengelig. Slik data er for eksempel nøyaktig brenselforbruk ved redusert last på gassturbinene. Avon-turbinene kjører på rundt 84% av maks last og LM2500-turbinene kjører på 88-95% av maks last i 2010 og 2017. Det vil si at en antagelse om brenselforbruk i gassturbinene og for tilleggsfyring fører til mer usikre resultater enn om nøyaktig data hadde vært tilgjengelig.

For videre studier kan det anbefales å undersøke PRO/II-modellene nærmere. Det kunne vært en idé å finne ut hvor sensitive modellene er for endring av ulike input-verdier. Det kunne også vært interessant å se hva som skjer hvis man endrer forhold som lufttemperatur, adiabatisk virkningsgrader i gassturbinene samt mengden kjøleluft for turbinskovler.

I tillegg anbefales det å gjøre flere sammenligninger av bruk av tilstandsligning i beregningene. På den måten kan man studere nærmere hvilken forskjell det utgjør ved bruk av de valgte tilstandsligningene, eller andre tilstandsligninger som kan være aktuelle. Tilstandsligningene SRK og SRKGD for rene stoffer skal i utgangspunktet gi identiske verdier for samme stoff ved samme temperatur. Beregningene viste imidlertid at det var en liten forskjell. Denne ble funnet ved å sammenligne høytrykksdamp ved 420°C og 59 bar for beregningene der de to ligningene er benyttet. Ved å sammenligne $h - h_0$ og $s - s_0$ ble det funnet at forskjellen var 0,8% og 1,0% for de to parametrene henholdsvis. At det er en forskjell kan komme av at det er lagt inn ulike parametre for vann i de to ligningene i PRO/II.

Denne rapporten har fokusert på muligheter for energibesparelser på Kårstø-anlegget ved å øke utnyttelsen av kombinert kraft- og varmeproduksjon. En mulig videre studie kunne tatt for seg mer detaljerte analyser av selve dampdistribusjonsnettverket, og muligheter for energibesparelser der. Dette blir allerede vurdert som beskrevet i kapittel 2, avsnitt 2.2.1.

Andre mulige tiltak som ikke er undersøkt i denne oppgaven er produksjon av damp på flere trykknivå. Dersom man produserer damp slik at temperaturdifferansen i kjelene minker kan man minke irreversibilitetene som følge av varmeovergang mellom røykgass og vann/damp i kjelene.

Dersom det skal være aktuelt å skifte ut eksisterende utstyr på Kårstø må økonomiske beregninger også utføres. Dette kan også anbefales for videre studier, ettersom at denne rapporten kun har sett mulighetene for energibesparelser.

Kapittel 7

Konklusjon

Kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø gassprosesseringsanlegg er i denne rapporten analysert med hensyn på energiutnyttelse og miljøutslipp. En oversiktsanalyse er gjort for hele kraft- og dampproduksjonsanlegget, samt dampdistribusjonsnettverket. Deretter er en mer detaljert og uavhengig analyse gjort for det gamle Avon-Foster Wheeler-anlegget.

Det er utført både energianalyser og eksergianalyser. Det er imidlertid slik at en energianalyse likestiller alle former for energi, mens en eksergianalyse kun ser på den nyttige andelen av energien levert til og fra anleggene. Derfor gir en eksergianalyse et bedre grunnlag for sammenligning av ulike alternative måter å produsere kraft og damp på.

For begge analysene viste resultatene at energiutnyttelsen fra et anlegg som benytter seg av kombinert kraft- og dampproduksjon er bedre sammenlignet med et anlegg som produserer kraft og damp separat. Dette gjelder både sett fra et energisynspunkt, og fra et miljøsynspunkt.

For analysen av hele anlegget er beregninger utført for to fremtidige år; 2010 og 2017. Resultatene er sammenlignet med følgende alternative studier:

1. Energiutnyttelsen når en Foster Wheeler-kjel til enhver tid er ute av drift.
2. Energiutnyttelsen når de to direktefyrte kjelene Sleipner- og KEP-kjelen utnytter røykgass fra hver sin gassturbin.
3. Energiutnyttelsen på et nytt anlegg, der all produksjon av kraft og damp skjer ved kogenerering.

For 2010 viser beregningene at det eksisterende kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø har en eksergivirkningsgrad på 43,6%. Dersom mengden kraft og damp produsert ved hjelp av kogenerering reduseres, ved at en Foster Wheeler-kjel er ute av drift, minker eksergivirkningsgraden til 41,4%.

Kårstø kan bedre utnyttet innfyrt eksergi dersom KEP- og Sleipner-kjelen kobles til hver sin gassturbin. For disse analysene viser resultatene at man kan oppnå en eksergivirkningsgrad på 47,3% i 2010. Dette kan igjen sammenlignes med et helt nytt anlegg med nye gassturbiner og kjeler. Et slikt anlegg er modellert med en resulterende eksergivirkningsgrad på 51,1%. Resultatene viser altså at mulighetene for energibesparelser på Kårstø er tilstede.

Bedre energiutnyttelse fører lavere CO₂-utslipp gitt som kg/MWh levert eksergi fra anlegget.

Dersom man kobler Sleipner- og KEP-kjelene opp mot hver sin gassturbin vil de spesifikke utslippene minke med 13,8% sammenlignet med det eksisterende anlegget for kraft- og varmeproduksjon i 2010. Dette tilsvarer en reduksjon fra 510,42 kg/MWh til 439,87 kg/MWh. Et nytt kogenereringsanlegg vil føre til ytterligere reduserte utslipp for samme år. Resultatene for disse beregningene viser at utslippene kan reduseres med 26,6% sammenlignet med det eksisterende anlegget.

Analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget sammenligner de eksisterende kogenereringsenhetene med alternative metoder for produksjon av kraft og damp.

1. Alternativ 1: Bytte ut Avon-turbinene med tre nye gassturbiner. Salgsgasskompressorene drives fortsatt direkte. Spesifikasjoner for en GE LM1600 er benyttet.
2. Alternativ 2: Bygge et nytt CHP-anlegg for produksjon av damp og elektrisitet. Elektrifisering av salgsgasskompressorene. Tre ulike muligheter er betraktet.
 - 2a: CHP-anlegg bestående av tre GE LM2500+ gassturbiner med tilhørende kjeler.
 - 2b: CHP-anlegg bestående av fire GE LM2500+ gassturbiner med tilhørende kjeler.
 - 2c: CHP-anlegg bestående av tre GE LM2500 PE gassturbiner med tilhørende kjeler.
3. Alternativ 3: Elektrifisere salgsgasskompressorene med elektrisitet fra nett. Direktefyrte kjeler for dampproduksjon. Ulike mengder resirkulering av røykgass fra kjelens utløp til kjelens innløp er betraktet og nummerert fra 3a-e.

Av de studerte alternativene viste alternativ 2b seg å være det beste alternativet sett fra et eksergisynspunkt. Det har en total eksergivirkningsgrad på 53,6% sammenlignet med Avon-Foster Wheeler-anlegget med en tilsvarende virkningsgrad på 46,7%. I tillegg bidrar dette alternativet til å gjøre Kårstø mindre avhengig av elektrisitet fra nett, noe som er positivt.

Alternativ 3 resulterte i lavere eksergivirkningsgrader enn noen av de andre anlegget. Det beste alternativet viste seg å være alternativ 3e, som var det alternativet med størst mengde resirkulering av røykgass. En slik kjel resulterte i en eksergivirkningsgrad på 41,4%. Dersom røykgass ikke resirkuleres ble eksergivirkningsgraden 37,1%.

Dersom det er ønskelig å beholde direkte drift av salgsgasskompressorene, viser alternativ 1 at det kan lønne seg å bytte ut Avon-turbinene. Beregningene viste at dette alternativet har en ekserigvirkningsgrad på 48,6%. Om Foster Wheeler-kjelene kan håndtere en slik utskiftning er derimot usikkert, og det kan bli nødvendig å skifte ut også disse, dersom Avon-turbinene byttes ut.

Når det gjelder CO₂-utslipp gitt som kg/MWh levert eksergi fra de ulike anleggene viste beregningene at alternativ 2b var det beste alternativet. De spesifikke utslippene fra Avon-Foster Wheeler-anlegget kan reduseres med 14,4% dersom man velger å skifte disse gassturbiner og kjelene ut med alternativ 2b. Alternativ 1, 2a og 2c viste seg også å ha lavere spesifikke utslipp sammenlignet med det eksisterende anlegget.

For alternativ 3 er det vist at CO₂-utslipp varierer avhengig hvordan innkjøpt kraft er produsert. Alternativ 3 uten resirkulering av eksosgass, der man benytter kullkraft fra utlandet, har et globalt CO₂-utslipp som er 52,6% høyere enn det eksisterende Avon-Foster Wheeler-anlegget.

Bibliografi

- [1] Michael J. Moran and Howard N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, Inc., 2004.
- [2] T. J. Kotas. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, 1995.
- [3] Øyvind Hagen, Håkon Vold, Karl H. Pedersen og Kjetil Alsvik, Kårstø Gassprosesseringsanlegg, Brosjyre, 2005.
- [4] Arne Fredheim. Gas processing, part I, offshore gas condition for rich gas transport. Delpensum i faget Industriell prosess- og energiteknikk ved NTNU, 2006.
- [5] R. Dyson. *Kårstø Overview report*. Technical Report J07344-C-RE-001-R2.doc, Gassco, April 2005.
- [6] Kårstø information toolkit. <http://kit.gassco.no>, Gassco, April 2007.
- [7] Pia Wendela Wølneberg. *Energibruk og energiutnyttelse på Kårstø gassprosesseringsanlegg*. Prosjektoppgave EPT-P-2006-66, institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU, Desember 2006.
- [8] Mail fra Jon Magne Flo Hvidtsten, Statoil. 30. april 2007.
- [9] Alf S. Martinsen, Øystein Odland og Jon M. F. Hvidsten. *Energy Analysis of the Kårstø Plant*. Technical Report E002-XX-P-RS9221, Statoil, Desember 2006.
- [10] Svein Jacob Nesheim. *Combined heat and power fired with natural gas, Thermodynamical, industrial and societal considerations*. PhD thesis, NTNU, 2005.
- [11] Mail fra Nils-Johan Thevik, Statoil. 13. mai 2007.
- [12] Robin Smith. *Chemical Process, Design and Integration*. John Wiley & Sons, Ltd, 2005.
- [13] Ivar S. Ertesvåg. *Sensitivity of the chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions*. Energy Conversion and Management, volume 48, pp.1983-95, May 2007.
- [14] Svein J. Nesheim, Ivar S. Ertesvåg. *Efficiencies and indicators defined to promote combined heat and power*, Energy Conversion and Management, volume 48, pp.1004-15, February 2007.
- [15] Pro/II ver. 7.1. <http://www.simsci.com>.

- [16] *Component and Thermodynamic Data Input Manual*. PRO/II-dokumentasjon, Volume II, September 2001.
- [17] Thermoflow, GTPPro. <http://www.thermoflow.com>.
- [18] Mail fra Jon Magne Flo Hvidtsten, Statoil. 29. mars 2007.
- [19] Mail fra Cecilie Fure, Gassco. 20. april 2007.
- [20] Robert Farmer, editor. *Gas Turbine World 2004-05 GTW Handbook*, volume 24. Victor de Biasi, 2004-.
- [21] Meteorologisk institutt, eKlima. <http://eklima.met.no>.
- [22] Eirik Garnæs. *Steam injection in RR Avon gas turbines at Kårstø - Pre-feasibility study*. Technical Report 3-015-604-01_02_sluttrapport, Axess Energi og Miljø for Gassco, September 2004.

Tillegg A

Ligninger

Energi

Termodynamikkens 1. hovedsetning slik den er beskrevet i kapittel 3 baserer seg på følgende hentet fra [1, s. 139]:

Endringen av energi i kontrollvolumet pr tidsenhet ved tiden t	=	Netto overført energi i form av varme pr tidshenhet ved tiden t	-	Netto overført energi i form av arbeid pr tidshenhet ved tiden t	+	Netto overført energi med en massestrøm pr tidshenhet ved tiden t
--	---	---	---	--	---	---

Dette kan beskrives matematisk med ligning A.1.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i(u + \frac{1}{2}V^2 + gz)_i - \sum_u \dot{m}_u(u + \frac{1}{2}V^2 + gz)_u \quad (\text{A.1})$$

Her er u spesifikk indre energi, mens u betegner utløpet av kontrollvolumet. \dot{W} er sammensatt som vist i ligning A.2.

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} - \sum_i \dot{m}_i p_i v_i + \sum_u \dot{m}_u p_u v_u \quad (\text{A.2})$$

\dot{W}_{cv} er summen av roterende arbeid, endring av kontrollvolumgrense (systemets volum øker eller minker), samt elektrisk arbeid. $\sum_i \dot{m}_i p_i v_i - \sum_u \dot{m}_u p_u v_u$ er arbeid som følge av trykkendring.

Ved å sette ligning A.2 inn i ligning A.1 blir resultatet ligning A.3.

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i(u + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_i - \sum_u \dot{m}_u(u + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_u \quad (\text{A.3})$$

Entalpi defineres som $h = u + pv$ slik at ligning A.3 kan skrives som:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum_i \dot{m}_i (h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_i - \sum_u \dot{m}_u (h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_u \quad (\text{A.4})$$

Endringen av entalpi fra en tilstand 1 til en tilstand 2 beregnes ved hjelp av følgende ligning dersom man antar ideell gass [1, s. 110]:

$$dh = c_p(T)dT \quad (\text{A.5})$$

Ligningen integreres opp fra tilstand 1 til 2, og man får

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T)dT \quad (\text{A.6})$$

Hvis man i tillegg antar konstant spesifikk varmekapasitet, c_p , kan ligningen reduseres slik:

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad (\text{A.7})$$

Hvis massestrømmen man betrakter i tillegg består av en blanding stoffer må dette tas i betraktning. For å lese mer om dette vises det til [1, kap. 12.3].

Entropi

Endringen av entropi, fra en tilstand til en annen, kan finnes ved å ta utgangspunkt i termodynamikkens første hovedsetning for et lukket system som gjennomgår en internt reversibel prosess. Følgende utledning er hentet fra [1, s. 228].

$$(\delta Q)_{int,rev} = dU + (\delta W)_{int,rev} \quad (\text{A.8})$$

der

$$(\delta W)_{int,rev} = pdV \quad (\text{A.9})$$

og

$$(\delta Q)_{int,rev} = TdS \quad (\text{A.10})$$

Ved å sette inn ligning A.9 og A.10 inn i ligning A.8 får man

$$TdS = dU + pdV \quad (\text{A.11})$$

Ved å benytte definisjonen $h = u + pV$ der $dh = du + pdv + vdp$ kan man skrive om ligning A.8 på følgende måte:

$$TdS = dH - Vdp \quad (\text{A.12})$$

eller, ved å dividere med T og skrive om ligningen på spesifikk massebasis:

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{v}{T}dp \quad (\text{A.13})$$

For en ideell gass kan man benytte sammenhengen $pv = RT$ eller $\frac{v}{T} = \frac{R}{p}$, som gir

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{R}{p}dp \quad (\text{A.14})$$

For en ideell gass, med uendret sammensetning, kan man finne differansen i entropi fra en tilstand til en annen ved å integrere opp denne ligningen.

$$s_2 - s_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p(T)}{T} dT - R \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{A.15})$$

Ved å anta konstant spesifikk varmekapasitet, kan resultatet vises slik:

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_2} - R \ln \frac{p_1}{p_2} \quad (\text{A.16})$$

Eksergi

I ligning 3.13 i kapittel 3 er eksergibalansen gitt som

$$\tilde{\epsilon}_{0,j} = -(\Delta G_0)_j + \sum_{pr} n_{pr}(\tilde{\epsilon}_0)_{pr} - \sum_{oks} n_{oks}(\tilde{\epsilon}_0)_{oks} \quad (\text{A.17})$$

Her er $(\Delta G_0)_i$ gitt av

$$(\Delta G_0)_i = \sum_{pr} \nu_k \Delta \tilde{g}_{fk} - \sum_r \nu_j \Delta \tilde{g}_{fj} \quad (\text{A.18})$$

der ν_k og ν_j er støkeometriske koeffisienter for stoff 1 til j eller k, i henholdsvis produkter og reaktanter i en kjemisk reaksjon. $\Delta \tilde{g}_{fk}$ og $\Delta \tilde{g}_{fj}$ er de molare gibbsfunksjonene for de samme stoffene[2, s. 46].

For å gå nærmere inn definisjonen av gibbsfunksjonen vises det til [2, kap. 1.12].

Tillegg B

Kraft- og varmforsyningssystemet på Kårstø

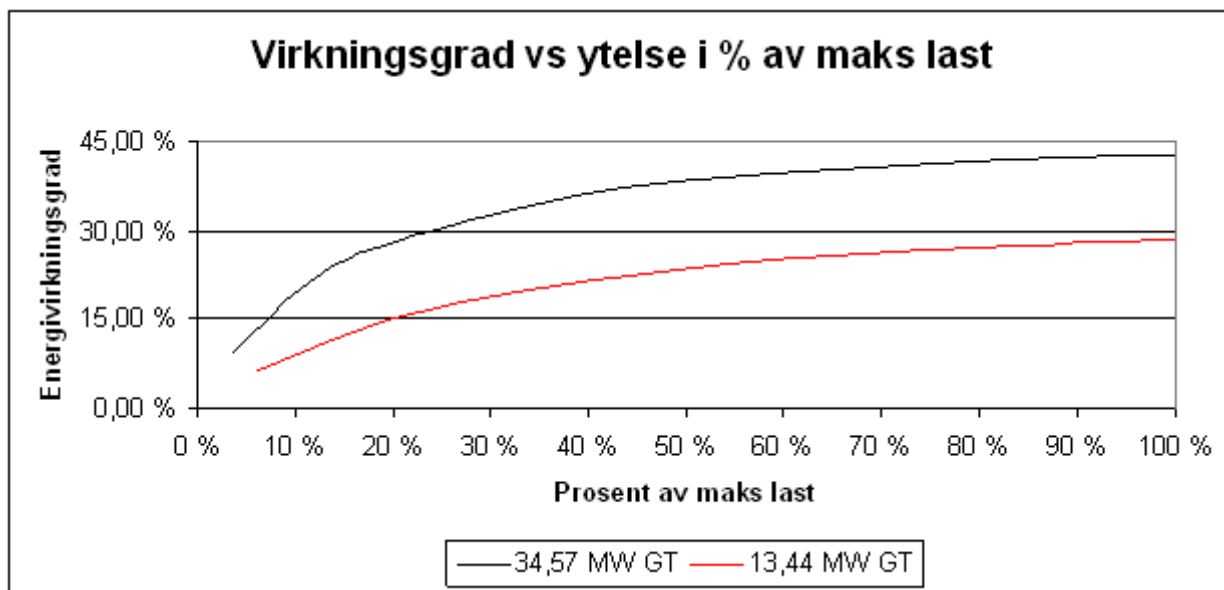
Tabell B.8-B.11 benytter verdier fra [2] for hydrokarboner. Disse er deretter justert for å gjelde en omgivelsestemperatur på 15°C. For N₂ og CO₂ benyttes ligning 3.12 med x_i^e fra tabell 4.8.

Tabell B.1: Temperaturdifferanser mellom ProSteam og PRO/II.

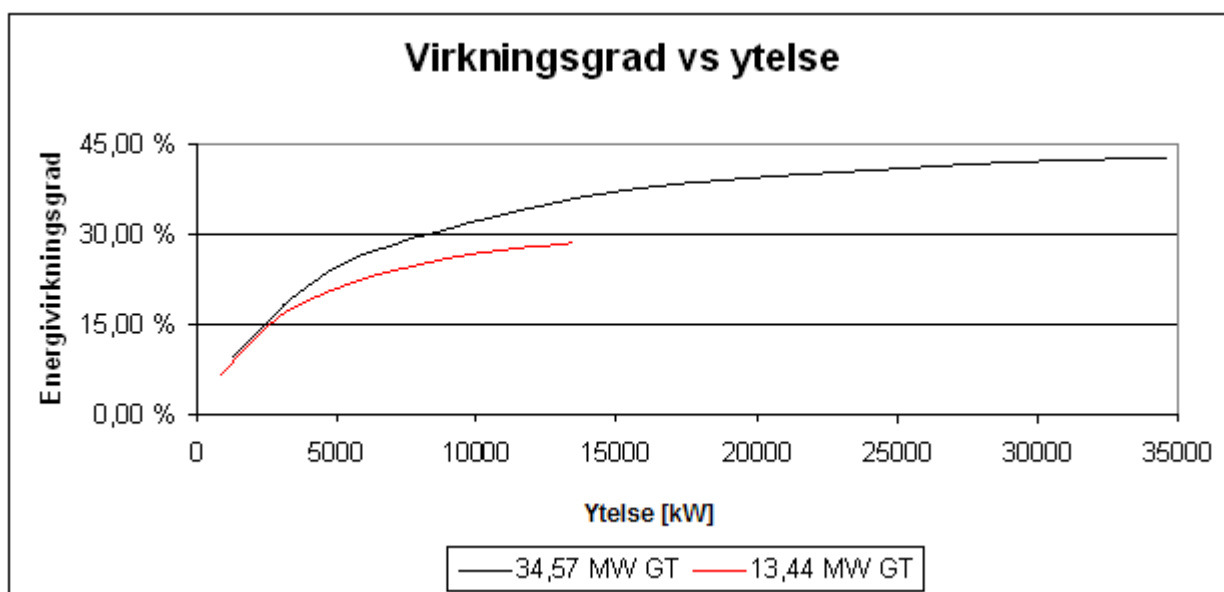
Strøm	PRO/II SRK år 2010		PRO/II SRK år 2017		PROSteam
	T [°C]	avvik	T [°C]	avvik	T [°C]
Statpipe					
BRUKER2	267,37	0,49%	267,01	0,55%	270
E	370,38	-0,06%	370,38	-0,06%	370
BRUKER3	370,38	-0,06%	370,38	-0,06%	370
F	370,38	-0,06%	370,38	-0,06%	370
G	240,00	0,00%	240,00	0,00%	240
J	240,00	0,00%	238,22	0,35%	240
K	240,01	0,00%	239,43	0,11%	240
FLASH1	240,00	0,00%	240,00	0,00%	240
BRUKER4	240,01	0,00%	239,43	0,11%	240
TIL_DEAERATOR	240,01	0,00%	239,43	0,11%	240
O	199,11	0,19%	199,40	0,13%	200
Q	200,00	0,00%	200,00	0,00%	200
FLASH2	200,00	0,00%	200,00	0,00%	200
AA	200,00	0,00%	200,00	0,00%	200
BRUKER5	199,63	0,08%	199,74	0,06%	200
V	173,22	0,40%	173,22	0,40%	175
X	175,01	0,00%	175,01	0,00%	175
FLASH3	175,00	0,00%	175,00	0,00%	175
BRUKER6	174,05	0,21%	174,06	0,21%	175
Åsgard					
CC	200,01	0,00 %	200,01	0,00 %	200
FF	368,58	0,22 %	368,58	0,22 %	370
GG	200,00	0,00 %	200,00	0,00 %	200
HH	200,01	0,00 %	199,96	0,01 %	200
KK	204,02	-0,85 %	199,65	0,07 %	200
FLASH4	200,00	0,00 %	200,00	0,00 %	200
BRUKER8	200,22	-0,05 %	199,96	0,01 %	200
BRUKER9	200,22	-0,05 %	199,96	0,01 %	200

Tabell B.2: Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2010 2FW.

	Dampproduksjon	Eksosgass		Tilleggsfyring	
		damp	brensel	damp	brensel
Foster Wheeler	72,00	50,37	9,07	21,63	1,30
Moss	50,00	50,00	10,00	0,00	0,00
Ålborg	139,00	69,09	12,09	69,91	3,82
Sleipner	102,50	-	-	102,50	6,93
KEP	102,50	-	-	102,50	25,37



Figur B.3: Ytelse i % av maksimal last som funksjon av gassturbinens energivirkningsgrad.



Figur B.4: Ytelse som funksjon av gassturbinens energivirkningsgrad.

Tabell B.3: Fordeling av dampproduksjon og brenselforbruk gitt i tonn/time, år 2017 2FW.

	Dampproduksjon	Eksosgass		Tilleggsfyring	
		damp	brensel	damp	brensel
Foster Wheeler	72,00	50,18	9,03	21,82	1,31
Moss	50,00	50,00	10,00	0,00	0,00
Ålborg	130,00	63,74	11,16	66,26	3,62
Sleipner	97,50	-	-	97,50	6,59
KEP	97,50	-	-	97,50	24,13

Tabell B.4: Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2010.

	Type brensel	NBV [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	NBV [MW]
Avon	STP	46,95	2,52	118,25
Foster Wheeler	SP/SL	42,28	0,74	31,32
GE (Frame 6)	STP	46,95	2,78	130,41
Moss	SP/SL	42,28	0,40	17,11
LM2500	ASG	46,05	3,36	154,65
Ålborg	ASG	46,05	0,93	42,61
Sleipner	SP/SL	42,28	0,86	36,27
KEP	CRAIER	14,73	6,19	91,13
Sum [MW]:				621,75

Tabell B.5: Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2017.

	Type brensel	NBV [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	NBV [MW]
Avon	STP	46,95	2,51	117,79
Foster Wheeler	SP/SL	42,28	0,41	17,43
GE (Frame 6)	STP	46,95	2,78	130,41
Moss	SP/SL	42,28	0,40	17,11
LM2500	ASG	46,05	3,10	142,68
Ålborg	ASG	46,05	1,01	46,35
Sleipner	SP/SL	42,28	0,89	37,55
KEP2005	CRAIER	14,73	6,19	91,13
Sum [MW]:				600,46

Tabell B.6: Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2010 2 FW.

	Type brensel	NBV [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	NBV [MW]
Avon	STP	46,95	2,52	118,25
Foster Wheeler	SP/SL	42,28	0,36	15,24
GE (Frame 6)	STP	46,95	2,78	130,41
Moss	SP/SL	42,28	0,00	0,00
LM2500	ASG	46,05	3,36	154,65
Ålborg	ASG	46,05	1,06	48,90
Sleipner	SP/SL	42,28	1,92	81,36
KEP	CRAIER	14,73	7,05	103,79
Sum [MW]:				652,60

Tabell B.7: Innfyrt nedre brennverdi i gassturbiner og kjeler i Kårstøs kraft- og varmforsyningssystem. År 2017 2FW.

	Type brensel	NBV [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	NBV [MW]
Avon	STP	46,95	2,51	117,79
Foster Wheeler	SP/SL	42,28	0,36	15,38
GE (Frame 6)	STP	46,95	2,78	130,41
Moss	SP/SL	42,28	0,00	0,00
LM2500	ASG	46,05	3,10	142,68
Ålborg	ASG	46,05	1,01	46,35
Sleipner	SP/SL	42,28	1,83	77,39
KEP	CRAIER	14,73	6,70	98,73
Sum [MW]:				628,72

Tabell B.8: Kjemisk eksergi i brenselet STATPIPE.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i} + \tilde{R}T_0x_i \ln x_i$
N ₂	0,0071	623,2	4,4	-0,0351	-79,7
CO ₂	0,0176	19 463,6	342,6	-0,0711	172,2
C ₁ H ₄	0,9205	833 680,0	767 402,4	-0,0763	767 219,7
C ₂ H ₆	0,0458	1 499 323,5	68 669,0	-0,1412	68 330,7
C ₃ H ₈	0,0079	2 155 918,9	17 031,8	-0,0382	16 940,1
C ₄ H ₁₀	0,0010	2 809 422,3	2 809,4	-0,0069	2 792,9
Sum: Kjemisk eksergi i brensel [kJ/kmol]					855 375,9
Sum: Kjemisk eksergi i brensel [kJ/kg]					48 808,1
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					462,8

Tabell B.9: Kjemisk eksergi i brenselet STATPIPE/SLEIPNER.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i} + \tilde{R}T_0x_i \ln x_i$
N ₂	0,0092	623,2	5,7	-0,0431	-97,6
CO ₂	0,0632	19 463,6	1 230,1	-0,1745	812,0
C ₁ H ₄	0,5341	833 680,0	445 268,5	-0,3350	444 466,0
C ₂ H ₆	0,3760	1 499 323,5	563 745,6	-0,3678	562 864,5
C ₃ H ₈	0,0158	2 155 918,9	34 063,5	-0,0655	33 906,5
C ₄ H ₁₀	0,0018	2 809 422,3	5 057,0	-0,0114	5 029,7
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kmol]					1 046 981,1
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kg]					44139,8
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					147,9

Tabell B.10: Kjemisk eksergi i brenselet ÅSGARD.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i} + \tilde{R}T_0x_i \ln x_i$
N ₂	0,0061	623,2	3,8	-0,0311	-70,7
CO ₂	0,0255	19 463,6	496,3	-0,0936	272,2
C ₁ H ₄	0,8791	833 680,0	732 888,1	-0,1133	732 616,7
C ₂ H ₆	0,0818	1 499 323,5	122 644,7	-0,2048	122 154,1
C ₃ H ₈	0,0070	2 155 918,9	15 091,4	-0,0347	15 008,2
C ₄ H ₁₀	0,0006	2 809 422,3	1 685,7	-0,0045	1 675,0
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kmol]					871 655,4
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kg]					47 890,5
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					461,4

Tabell B.11: Kjemisk eksergi i brenselet CRAIER.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i} + \tilde{R}T_0x_i \ln x_i$
N ₂	0,0002	623,2	0,1	-0,0017	-4,0
CO ₂	0,5748	19 463,6	11 186,9	-0,3183	10 424,3
C ₁ H ₄	0,1092	833 680,0	91 071,2	-0,2419	90 491,7
C ₂ H ₆	0,3160	1 499 323,5	473 801,2	-0,3640	472 929,1
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kmol]					573 841,2
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kg]					15 676,1
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					220,54

Tabell B.12: Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2010.

	Type	ϵ_0	$\dot{m}_{brensel}$	\dot{E}_0	\dot{E}_{tm}
	brensel	[MJ/kg]	[kg/s]	[MW]	[MW]
Avon	STP	48,81	2,52	122,93	1,17
Foster Wheeler	SP/SL	44,14	0,74	32,69	0,11
GE (Frame 6)	STP	48,81	2,78	135,58	1,29
Moss	SP/SL	44,14	0,40	17,87	0,06
LM2500	ASG	47,89	3,36	160,84	1,55
Ålborg	ASG	47,89	0,93	44,31	0,43
Sleipner	SP/SL	44,14	0,86	37,87	0,13
KEP	CRAIER	15,68	6,19	97,00	1,36
Sum [MW]:				649,09	6,09

Tabell B.13: Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2017.

	Type brensel	ϵ_0 [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	$\dot{\mathbf{E}}_0$ [MW]	$\dot{\mathbf{E}}_{tm}$ [MW]
Avon	STP	48,81	2,51	122,45	1,16
Foster Wheeler	SP/SL	44,14	0,41	18,20	0,06
GE (Frame 6)	STP	48,81	2,78	135,58	1,29
Moss	SP/SL	44,14	0,40	17,87	0,06
LM2500	ASG	47,89	3,10	148,39	1,43
Ålborg	ASG	47,89	1,01	48,20	0,46
Sleipner	SP/SL	44,14	0,89	39,20	0,13
KEP	CRAIER	15,68	6,19	97,00	1,36
Sum [MW]:				626,89	5,96

Tabell B.14: Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2010 2 FW.

	Type brensel	ϵ_0 [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	$\dot{\mathbf{E}}_0$ [MW]	$\dot{\mathbf{E}}_{tm}$ [MW]
Avon	STP	48,81	2,52	122,93	1,17
Foster Wheeler	SP/SL	44,14	0,36	15,91	0,05
GE (Frame 6)	STP	48,81	2,78	135,58	1,29
Moss	SP/SL	44,14	0,00	0,00	0,00
LM2500	ASG	47,89	3,36	160,84	1,55
Ålborg	ASG	47,89	1,06	50,86	0,49
Sleipner	SP/SL	44,14	1,92	84,94	0,28
KEP	CRAIER	15,68	7,05	110,47	1,55
Sum [MW]:				681,53	6,38

Tabell B.15: Kjemisk eksergi i brenselet levert til de ulike gassturbinene og kjelene, år 2017 2FW.

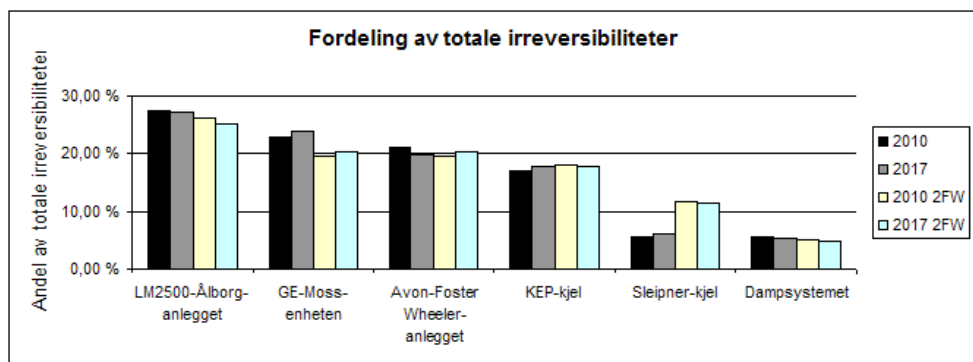
	Type brensel	ϵ_0 [MJ/kg]	$\dot{m}_{brensel}$ [kg/s]	$\dot{\mathbf{E}}_0$ [MW]	$\dot{\mathbf{E}}_{tm}$ [MW]
Avon	STP	48,81	2,51	122,45	1,16
Foster Wheeler	SP/SL	44,14	0,36	16,05	0,05
GE (Frame 6)	STP	48,81	2,78	135,58	1,29
Moss	SP/SL	44,14	0,00	0,00	0,00
LM2500	ASG	47,89	3,10	148,39	1,43
Ålborg	ASG	47,89	1,01	48,20	0,46
Sleipner	SP/SL	44,14	1,83	80,80	0,27
KEP	CRAIER	15,68	6,70	105,08	1,48
Sum [MW]:				656,55	6,14

Tabell B.16: Prosentandel av den innfyrte eksergien som går tapt i de ulike delene av kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.

År	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
LM2500-Ålborg-anlegget	16,4%	16,3%	16,1%	15,6%
GE-Moss-enheten	13,8%	14,2%	12,1%	12,5%
Avon-Foster Wheeler-anlegget	12,6%	11,9%	12,1%	12,5%
KEP2005-kjel	10,2%	10,6%	11,1%	11,0%
Sleipner-kjel	3,4%	3,6%	7,2%	7,1%
Dampsystemet	3,4%	3,3%	3,2%	3,0%
Sum	59,9%	59,9%	61,8%	61,8%

Tabell B.17: Fordelingen av de totale irreversibilitetene i kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.

År	2010	2017	2010 2FW	2017 2FW
LM2500-Ålborg-anlegget	27,4%	27,2%	26,1%	25,2%
GE-Moss-enheten	23,0%	23,8%	19,5%	20,3%
Avon-Foster Wheeler-anlegget	21,1%	19,8%	19,6%	20,3%
KEP2005-kjel	17,1%	17,7%	18,0%	17,8%
Sleipner-kjel	5,6%	6,1%	11,7%	11,5%
Dampsystemet	5,7%	5,4%	5,1%	4,9%
Sum	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%



Figur B.5: Fordeling av de totale irreversibilitetene i kraft- og varmforsyningssystemet samt dampdistribusjonsnettverket.

Tillegg C

Avon- Foster Wheeler-anlegget

Tabell C.1: Forklaring av de ulike strømmene i PRO/II-modellene.

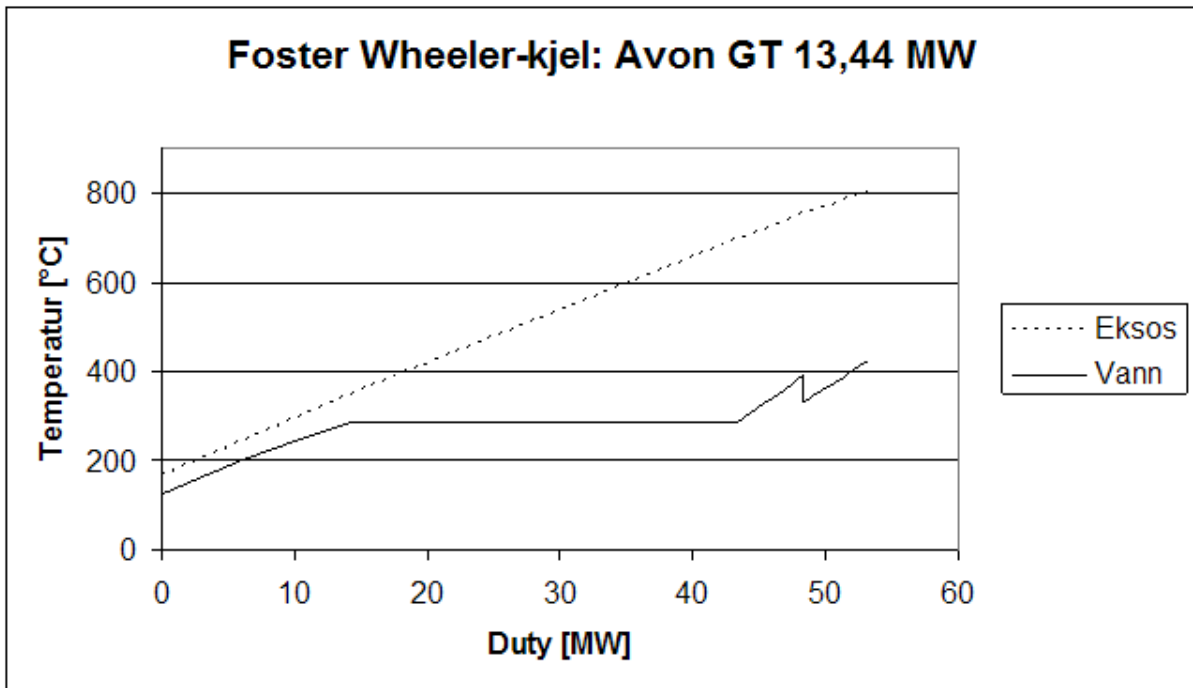
Gassturbin	
1	Luft fra atmosfæren inn på gassturbinens kompressor
2	Mellomtrinn for simulering
3	Komprimert luft inn i gassturbinens brennkammer
4	Luftstrøm fra kompressoren til turbinen for skovlekjøling
5	Brensel inn i gassturbinens brennkammer
6	Høytrykkseksos fra brennkammeret inn i turbinen
7	Mellomtrinn for simulering
8/8A	Eksosstrøm ut av gassturbinen / Luft inn i vifte for alt 3
8B	Komprimert luft inn på brennkammer i kjel for alt 3
Kjel	
9	Brensel for tilleggsfyring føres inn i brennkammeret før kjelen
10	Eksos etter tilleggsfyring føres inn i kjelen
11	Eksos etter overheter 2 inn i overheter 1
12	Eksos etter overheter 1 inn i koker
13	Eksos etter koker inn i forvarmer
14	Eksos ut av forvarmer
15	Eksos ut til atmosfæren, kun for alt 3
16	Resirkulert eksos, kun for alt 3
17	Resirkulert eksos etter vifte, kun for alt 3
S1A/S1B	Fødevann før/etter pumpe for oppvarming
S2	Fødevannstrøm til forvarmer
S3	Vann tilføres for desuperheating fra fødevannspumpe
S4	Oppvarmet vann fra forvarmer inn i koker
S5	Damp ut av koker
S6	Vann fjernes fra dampsyklusen
S7	Damp fra koker til overheter 1
S8A/S8B	Damp til desuperheting/Damp til overheter 2
S9	Damp fra overheter to til struping
S10	Damp levert til Kårstøanlegget for bruk

Tabell C.2: Massestrømmer, temperatur og trykk for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1 opprinnelig last.

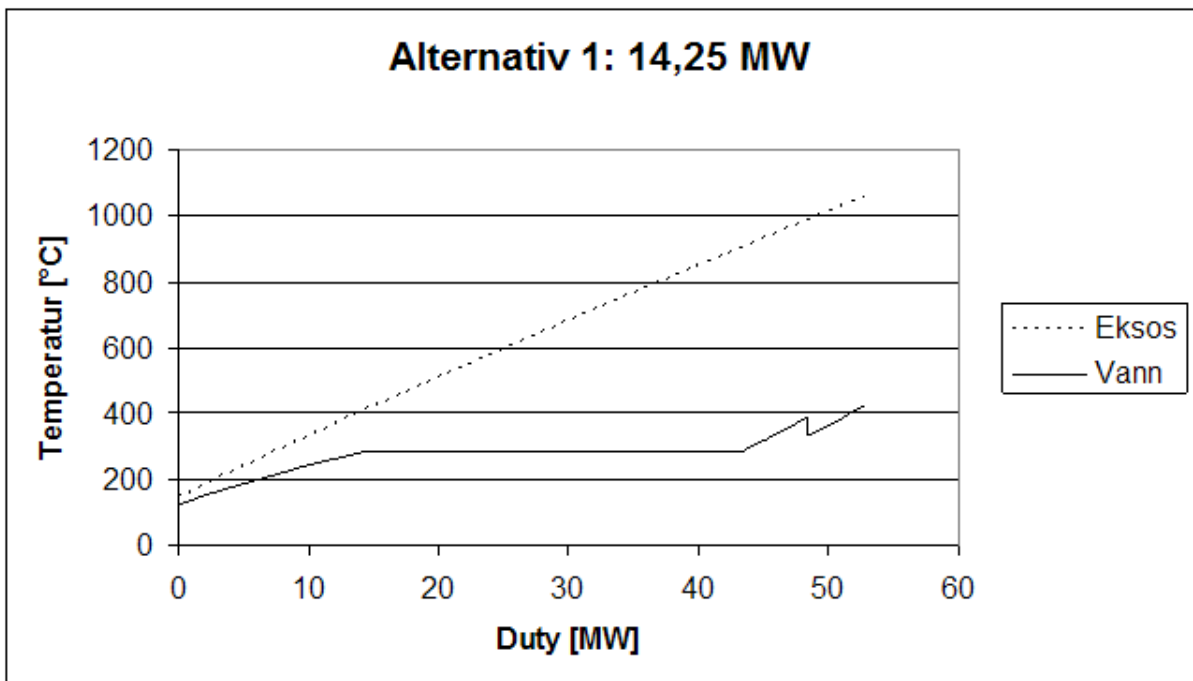
Strøm- nr	Avon-FW 13,4 MW			Alternativ 1 14,3 MW		
	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]
1	70,26	15,0	1,003	46,50	15,0	1,003
2	70,26	291,0	8,369	46,50	445,4	20,261
3	65,91	291,0	8,369	43,62	445,4	20,261
4	4,35	291,0	8,369	2,88	445,4	20,261
5	0,97	40,0	31,013	0,81	40,0	31,013
6	66,88	884,1	8,034	44,43	1143,5	20,260
7	71,23	850,7	8,034	47,31	1104,6	20,260
8	71,23	451,4	1,046	47,31	490,9	1,046
9	0,63	28,0	4,513	0,72	28,0	4,513
10	71,87	801,4	1,046	48,03	1054,7	1,046
11	71,87	751,6	1,043	48,03	984,4	1,043
12	71,87	693,2	1,041	48,03	902,0	1,041
13	71,87	292,1	1,025	48,03	328,7	1,025
14	71,87	166,6	1,018	48,03	144,6	1,018

Tabell C.3: Massestrømmer, temperatur og trykk for vannsiden av kjelene.

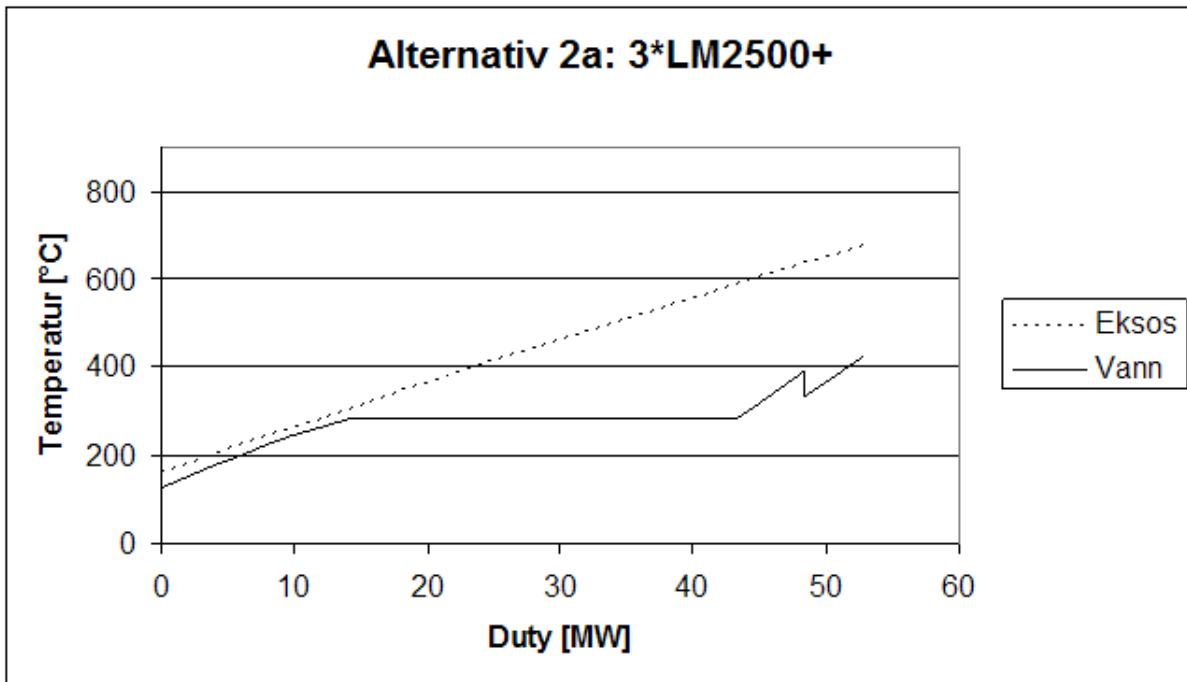
Vann			
Strøm- nummer	masse [kg/s]	temp [°C]	trykk [bar]
S1A	19,382	122	2,116
S1B	19,382	124,697	69,92
S2	18,302	124,697	69,92
S3	1,08	124,697	69,92
S4	18,302	243	67,88
S5	18,302	283,7	67,88
S6	0,181	283,7	67,88
S7	18,121	283,7	67,88
S8A	18,121	392	66,58
S8B	19,201	331,972	66,58
S9	19,201	424,35	65,27
S10	19,201	419,996	59



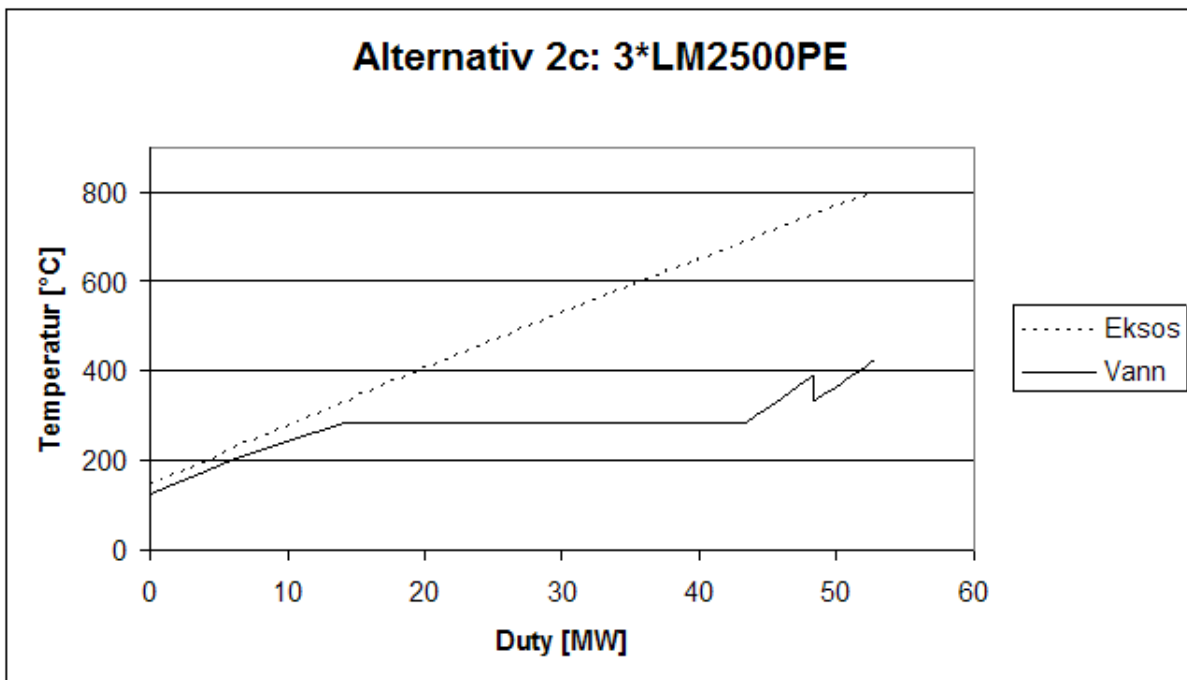
Figur C.1: Varmeovergang fra eksos til vann for en Foster Wheeler-kjel ved bruk av eksosgass fra en Avon-turbin med en designlast på 13,44 MW.



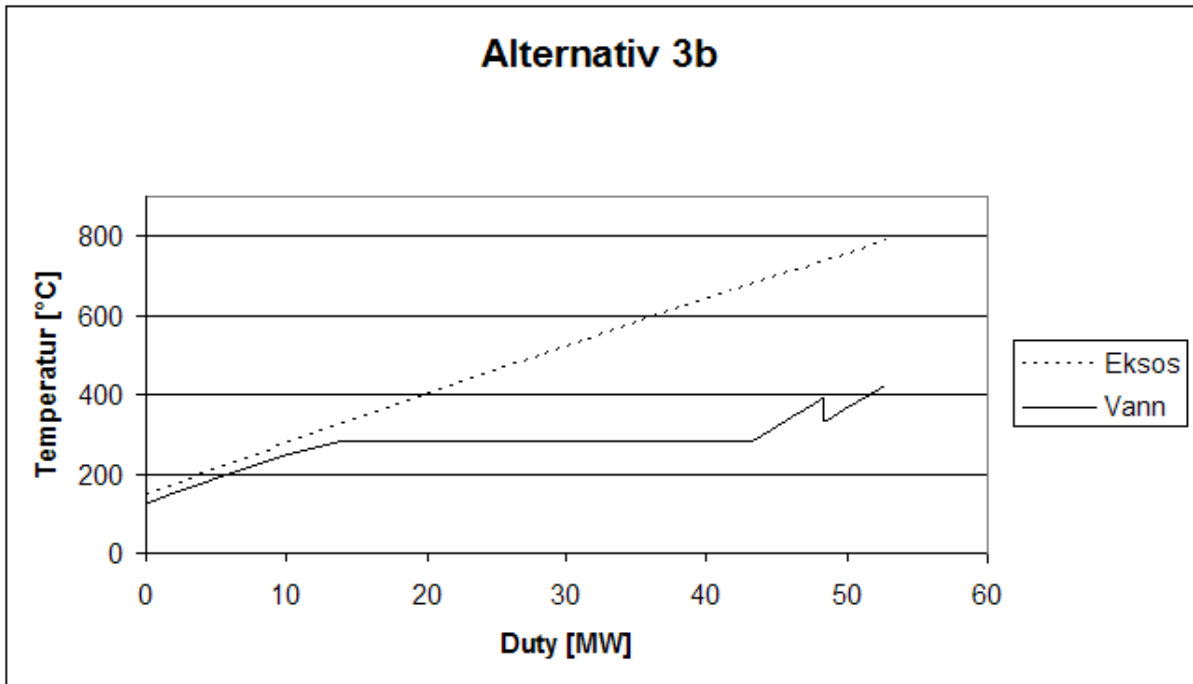
Figur C.2: Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 1 ved bruk av eksosgass fra en GE LM1600 med en designlast på 14,25 MW.



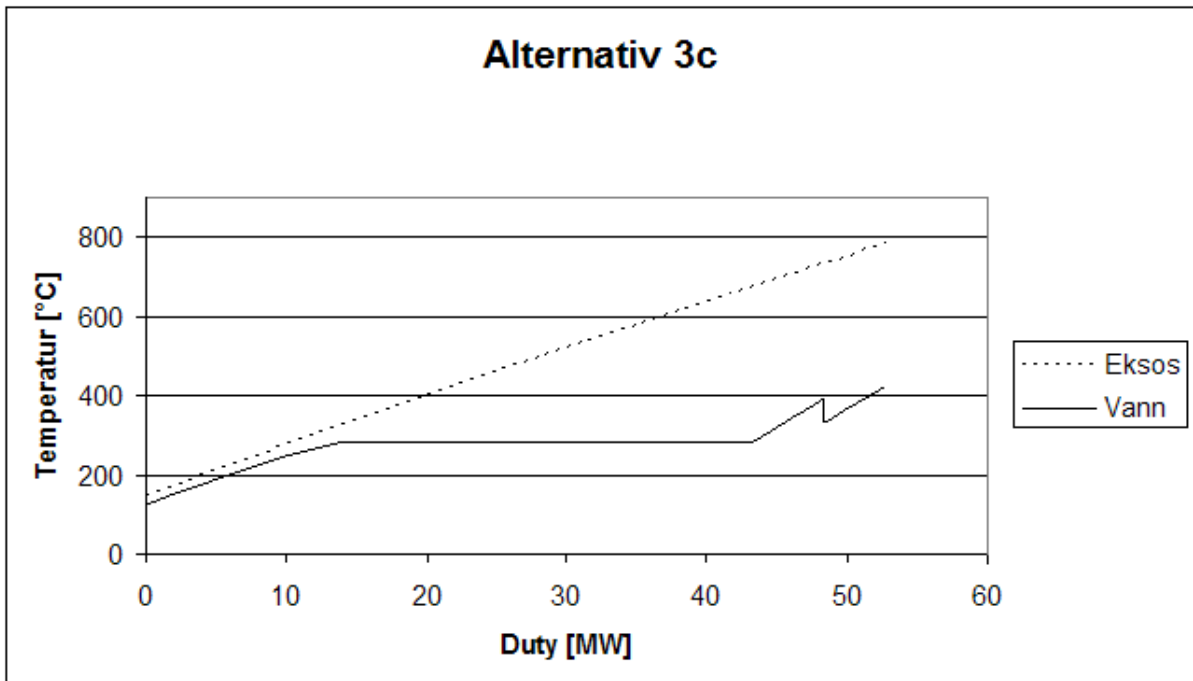
Figur C.3: Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2a ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500+ med en last på 34,57 MW.



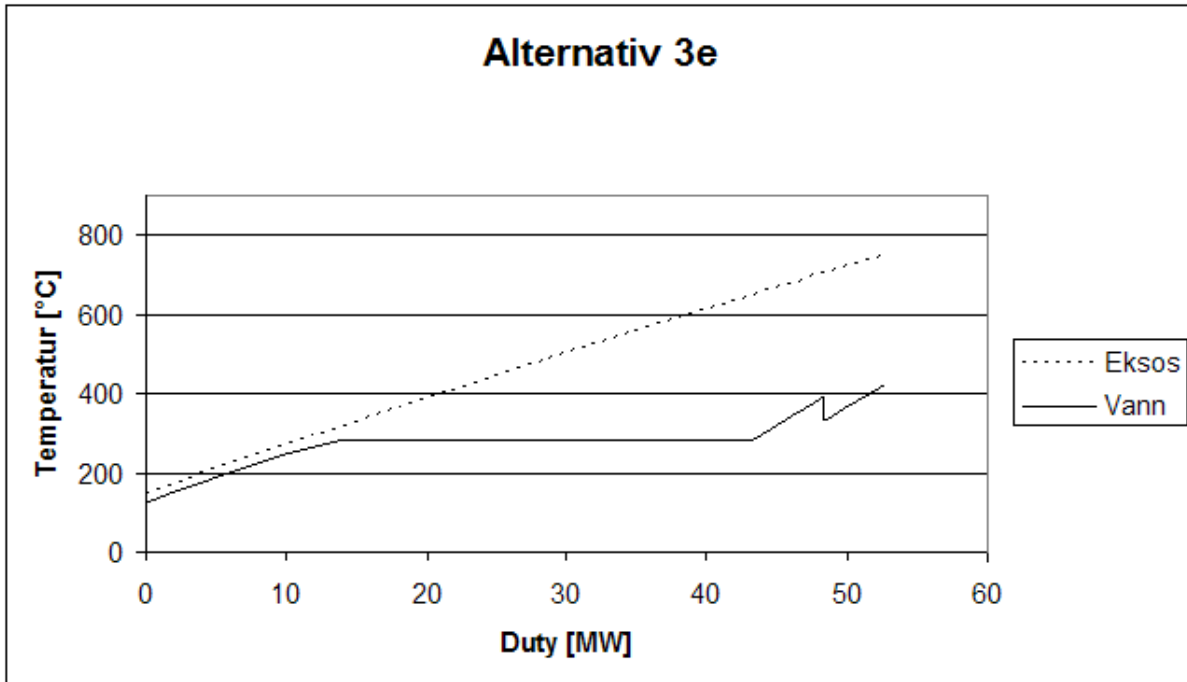
Figur C.4: Varmeovergang fra eksos til vann i kjelen for alternativ 2c ved bruk av eksosgass fra en GE LM2500 PE med en last på 23,25 MW.



Figur C.5: Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel. 10 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.



Figur C.6: Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte. 20 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.



Figur C.7: Varmeovergang fra eksos til vann i en direktefyrte kjel. 50 kg/s av eksosgassen resirkuleres til kjelens brennkammer.

Tabell C.4: Kjemisk eksergi i brenselet for gassturbin.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i \tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i \tilde{\epsilon}_{0i} + \bar{R}T_0 x_i \ln X_i$
N ₂	0,0093	623,2	5,8	-0,0435	-98,4
CO ₂	0,0054	19 463,6	105,1	-0,0282	37,6
C ₁ H ₄	0,9485	833 680,0	790 745,4	-0,0502	790 625,3
C ₂ H ₆	0,0254	1 499 323,5	38 082,8	-0,0933	37 859,3
C ₃ H ₈	0,0073	2 155 918,9	15 738,2	-0,0359	15 652,2
C ₄ H ₁₀	0,0028	2 809 422,3	7 866,4	-0,0165	7 827,0
C ₅ H ₁₂	0,0010	3 465 293,2	3 465,3	-0,0069	3 448,7
C ₆ H ₁₄	0,0003	4 120 587,9	1 236,2	-0,0024	1 230,3
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kmol]					856 582,0
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, gassturbin [kJ/kg]					50 207,5
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					474,0

Tabell C.5: Kjemisk eksergi i brenselet for tilleggsfyring.

stoff	x_i	$\tilde{\epsilon}_{0i}$ [kJ/kmol]	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i}$	$x_i \ln x_i$	$x_i\tilde{\epsilon}_{0i} + \bar{R}T_0x_i \ln x_i$
N ₂	0,0099	623,2	6,1	-0,0456	-103,0
CO ₂	0,0046	19 463,6	89,5	-0,0247	30,2
C ₁ H ₄	0,9296	833 680,0	774 988,9	-0,0679	774 826,3
C ₂ H ₆	0,0479	1 499 323,5	71 832,6	-0,1456	71 483,8
C ₃ H ₈	0,0073	2 155 918,9	15 749,0	-0,0359	15 662,9
C ₄ H ₁₀	0,0007	2 809 422,3	1 977,8	-0,0051	1 965,6
C ₅ H ₁₂	0,0000	3 465 293,2	83,2	-0,0003	82,6
C ₆ H ₁₄	0,0000	4 120 587,9	78,3	-0,0002	77,8
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, tilleggsfyring [kJ/kmol]					864 026,2
Sum: Kjemisk eksergi i brensel, tilleggsfyring [kJ/kg]					50 238,0
Termomekanisk eksergi i brensel [kJ/kg]					207,7

Tabell C.6: Samlet oversikt av beregninger for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alt 1.

	Avon-FW 13,4 MW	Alt.1 14,3 MW
Innfyrt NBV i GT; $\dot{H}_{nbv,gt}$ [MW]	47,07	38,97
Innfyrt eksergi i GT; $\dot{\mathbf{E}}_{gt} = \dot{\mathbf{E}}_{0,gt} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,gt}$ [MW]	49,38	40,88
Mekanisk arbeid fra GT; \dot{W}_{gt} [MW]	13,44	14,25
Energivirkningsgrad GT; $\eta = \dot{W}_{gt}/\dot{H}_{nbv,gt}$	28,5%	36,6%
Eksergiovirkningsgrad GT; $\eta_\epsilon = \dot{W}_{gt}/\dot{\mathbf{E}}_{gt}$	27,2%	34,9%
Irreversibilitetsrate GT [MW]	21,27	15,17
Innfyrt NBV i kjel; $\dot{H}_{nbv,kj}$ [MW]	30,61	34,70
Innfyrt eksergi i kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{kj} = \dot{\mathbf{E}}_{0,kj} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,kj}$ [MW]	31,95	36,22
Termisk entalpi tilført med eksos; $\dot{H}_{term,eks}$ [MW]	38,07	28,40
Eksergi tilført med eksos; $\dot{\mathbf{E}}_{eks} = \dot{\mathbf{E}}_{0,eks} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,eks}$ [MW]	14,68	11,46
Elektrisitet til pumper; \dot{W}_p [MW]	0,33	0,33
Varme tilført vann i kjel; \dot{Q}_{kj} [MW]	52,82	52,82
Eksergi tilført vann i kjel; $\dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	24,31	24,31
Energivirkningsgrad kjel; $\eta = \dot{Q}_{kj}/(\dot{H}_{nbv,kj} + \dot{H}_{term,eks} + \dot{W}_p)$	76,5%	83,3%
Eksergiovirkningsgrad kjel; $\eta_\epsilon = \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}/(\dot{\mathbf{E}}_{kj} + \dot{W}_p + \dot{\mathbf{E}}_{eks})$	51,8%	50,6%
Irreversibilitet kjel [MW]	18,05	19,97
Termisk energi tapt i eksosgass [MW]	19,53	14,39
Eksergi tapt i eksosgass [MW]	4,47	3,61
Total eksergi i brensel for GT og kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{tot}$ [MW]	81,33	77,10
Total innfyrt NBV i GT og kjel; $\dot{H}_{nbv,tot}$ [MW]	77,68	73,67
Total energi levert; $\dot{W}_{gt} + \dot{Q}_{kj}$ [MW]	66,26	67,08
Total energivirkningsgrad; $\eta_{tot} = (\dot{W}_{gt} + \dot{Q}_{kj})/(\dot{H}_{nbv,tot} + \dot{W}_p)$	84,9%	90,6%
Total eksergi levert; $\dot{W}_{gt} + \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$ [MW]	37,74	38,56
Total eksergiovirkningsgrad; $\eta_{\epsilon,tot} = (\dot{W}_{gt} + \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}})/(\dot{\mathbf{E}}_{tot} + \dot{W}_p)$	46,2%	49,8%
Kraft-/ varmemeforhold	0,254	0,270
EEE	69,0%	92,9%
PES	5,44	10,93
RPES	6,9%	13,3%

Tabell C.7: Samlet oversikt av beregninger alternativ 3.

	Alt. 3b	Alt. 3c	Alt. 3e
Innfyrt NBV i kjel; $\dot{H}_{nbv,kj}$ [MW]	60,75	59,42	55,48
Innfyrt eksergi i kjel; $\dot{\mathbf{E}}_{kj} = \dot{\mathbf{E}}_{0,kj} + \dot{\mathbf{E}}_{tm,kj}$ [MW]	63,40	62,01	57,91
Varme tilført vann i kjel; \dot{Q}_{kj} [MW]	52,82	52,82	52,82
Eksergi tilført vann i kjel; $\dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}}$	24,31	24,31	24,31
Elektrisitet til pumper; \dot{W}_p [MW]	0,33	0,33	0,33
Elektrisitet til vifte for luft; $\dot{W}_{v,l}$ [MW]	0,37	0,31	0,12
Elektrisitet til vifte for resirkulert røykgass; $\dot{W}_{v,r}$ [MW]	0,06	0,11	0,29
Energivirkningsgrad kjel; $\eta_{tot} = \dot{Q}_{kj} / (\dot{H}_{nbv,kj} + \dot{W}_{v,r} + \dot{W}_{v,l} + \dot{W}_p)$	85,9%	87,8%	93,9%
Ekservirkningsgrad kjel; $\eta_{e,tot} = \dot{\mathbf{E}}^{Q_{kj}} / (\dot{\mathbf{E}}_{tot} + \dot{W}_{v,r} + \dot{W}_{v,l} + \dot{W}_p)$	37,9%	38,7%	41,4%
Irreversibilitet kjel [MW]	36,63	35,48	31,46
Eksergi tapt i eksosgass [MW]	3,09	2,93	2,84

Tabell C.8: Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for Avon-Foster Wheeler-anlegget og alternativ 1.

Komponent	Avon-FW	Avon-FW	Alt 1	Alt 1
	13,4 MW	12,3 MW	14,3 MW	12,3 MW
Brennkammer Avon: R1	21,7%	21,6%	15,2%	14,3%
Brennkammer kjel: R2	12,8%	13,7%	13,2%	14,9%
Koker: E2	5,7%	5,4%	8,2%	8,4%
Eksos ut	5,5%	4,7%	4,7%	4,7%
Turbin: EX1	2,0%	2,1%	2,8%	2,8%
Kompressor: C1	1,9%	2,0%	1,4%	1,5%
Første overheter: E3	1,2%	1,2%	1,6%	1,7%
Andre overheter: E4	1,0%	1,0%	1,3%	1,4%
Forvarmer: E1	0,7%	0,3%	0,8%	0,8%
Mikser for turbinkjøling: M2	0,4%	0,4%	0,3%	0,2%
Mikser for desuperheating: M1	0,3%	0,3%	0,3%	0,3%
Ventil: V1	0,3%	0,3%	0,3%	0,3%
Avblåsning	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%
Pumpe: P1	0,1%	0,1%	0,1%	0,1%
Filter	0,1%	0,1%	0,0%	0,0%
Sum	54,0%	53,5%	50,4%	51,7%

Tabell C.9: Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for alternativ 2.

Komponent	Alt 2a	Alt 2b	Alt 2c
	3 LM2500+	4 LM2400+	3LM2500 PE
Brennkammer Avon: R1	22,0%	24,5%	20,6%
Brennkammer kjel: R2	7,4%	4,1%	8,6%
Eksos ut	5,3%	6,7%	4,7%
Koker: E2	3,3%	2,3%	5,0%
Turbin: EX1	2,9%	3,2%	3,3%
Kompressor: C1	1,5%	1,7%	1,7%
Generator	1,0%	1,1%	0,8%
Første overheter: E3	0,8%	0,5%	1,1%
Andre overheter: E4	0,6%	0,4%	0,9%
Forvarmer: E1	0,4%	0,5%	0,4%
Mikser for turbinkjøling: M2	0,4%	0,4%	0,4%
Elektrisk motor	0,4%	0,3%	0,4%
Mikser for desuperheating: M1	0,2%	0,2%	0,3%
Ventil: V1	0,2%	0,2%	0,3%
Avblåsning	0,1%	0,1%	0,2%
Pumpe: P1	0,1%	0,1%	0,1%
Filter	0,1%	0,1%	0,1%
Sum	46,5%	46,4 %	48,5%

Tabell C.10: Irreversibiliteter i % av innfyrt eksergi for alternativ 3.

Komponent	Alt 3a	Alt 3b	Alt 3c	Alt 3d	Alt 3e
Brennkammer kjel: R2	47,2%	46,4%	45,6%	44,1%	42,5%
Koker: E2	6,7%	6,8%	6,9%	7,0%	7,0%
Eksos ut	5,0%	4,9%	4,7%	4,6%	4,9%
Første overheter: E3	1,5%	1,5%	1,6%	1,6%	1,6%
Andre overheter: E4	1,2%	1,2%	1,3%	1,3%	1,3%
Elektrisk motor	0,6%	0,6%	0,6%	0,6%	0,7%
Forvarmer: E1	0,5%	0,5%	0,6%	0,7%	0,7%
Mikser for desuperheating: M1	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%
Ventil: V1	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%
Avblåsning	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%
Pumpe: P1	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%	0,2%
Vifte for luft	0,3%	0,2%	0,2%	0,1%	0,1%
Filter	0,1%	0,1%	0,1%	0,0%	0,0%
Vifte for resirkulert eksosgass	-	0,0%	0,1%	0,1%	0,1%
Splitter for resirkulering av eksosgass	-	0,0%	0,0%	0,0%	0,0%
Sum	64,2%	63,5%	62,8%	61,4%	60,2%

Tabell C.11: Totale irreversibiliteter; Avon-Foster Wheeler og alternativ 1.

	A-FW 13,4 MW	A-FW 123 MW	A1 14,2 MW	A1 12,3 MW
W_t	33 385,36	32 287,13	35 208,76	33 316,63
W_c	-19 948,57	-19 967,03	-20 956,08	-20 996,53
W_{netto}	13 436,78	12 320,10	14 252,68	12 320,10
E_5	49 382,46	46 086,58	40 880,81	36 330,82
E_9	31 948,49	31 946,82	36 219,47	38 721,55
E_{S1A}	1 185,99	1 185,99	1 185,99	1 185,99
Sum E_{inn}	82 516,94	79 219,39	78 286,27	76 238,36
E_{14}	4 473,49	3 689,83	3 610,05	3 504,32
E_{S6}	207,52	207,52	207,52	207,52
E_{S10}	25 409,94	25 409,94	25 409,94	25 409,94
Sum E_{ut}	30 090,95	29 307,29	29 227,51	29 121,78
Tapt i prosessen	39 319,76	37 922,55	35 136,63	35 127,08
Tapt med eksosen	4 473,49	3 689,83	3 610,05	3 504,32
Tapt med avblåsning	135,05	135,05	135,05	135,05
Totalt	43 928,30	41 747,43	38 881,74	38 766,45

Tabell C.12: Totale irreversibiliteter; Alternativ 2.

	Alt 2a	Alt 2b	Alt 2c
	3 LM2500+	4 LM2500+	3 LM2500 PE
W_t	75 307,16	75 307,16	53 050,23
W_c	-40 725,50	-40 725,50	-29 802,11
W_{netto}	34 581,66	34 581,66	23 248,12
E_5	84 989,97	84 989,97	65 133,71
E_9	21 860,34	10 618,68	24 460,77
E_{S1A}	1 185,99	889,62	1 185,99
Sum E_{inn}	108 036,30	96 498,27	90 780,47
E_{14}	5 642,82	6 362,52	4 169,62
E_{S6}	207,52	155,93	207,52
E_{S10}	25 409,94	19 059,40	25 409,94
Sum E_{ut}	31 260,28	25 577,85	29 787,08
Tapt i prosessen	42 524,95	36 586,71	38 075,86
Tapt med eksosen	5 642,82	6 362,52	4 169,62
Tapt med avblåsning	135,05	101,58	135,05
Generatortap	1 037,45	1 037,45	697,44
Tap i el motor	381,03	285,77	381,03
Totalt	49 721,30	44 374,04	43 459,01

Tabell C.13: Totale irreversibiliteter; Alternativ 3.

	Alt 3a	Alt 3b	Alt 3c	Alt 3d	Alt 3e
E_9	64 756,22	63 399,28	62 012,19	59 827,79	57 905,91
E_{S1A}	1 185,99	1 185,99	1 185,99	1 185,99	1 185,99
Sum E_{inn}	65 942,21	64 585,27	63 276,79	61 092,40	59 170,51
E_{15}	3 260,88	3 091,85	2 931,72	2 763,37	2 842,30
E_{S6}	207,52	207,52	207,52	207,52	207,52
E_{S10}	25 409,94	25 409,94	25 409,94	25 409,94	25 409,94
Sum E_{ut}	28 878,34	28 709,31	28 549,18	28 380,83	28 459,77
Tap i prosessen	37 819,74	36 628,34	35 476,54	33 455,98	31 455,28
Tap med eksosen	3 260,88	3 091,85	2 931,72	2 763,37	2 842,30
Tap med avblåsning	135,05	135,05	135,05	135,05	135,05
Tap i el motor	381,03	381,03	381,03	381,03	381,03
Totalt	41 596,70	40 236,27	38 924,34	36 735,43	34 813,66

Tabell C.14: Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 1.

strøm	\tilde{e}_{tm} [kJ/kmol]	\tilde{e}_0 [kJ/kmol]	\dot{n} [kmol/s]	\dot{E}_{tot} [kW]
1	-23,12	0,00	1,62	-37,37
2a	12 293,48	0,00	1,62	19 869,95
2b	12 294,81	0,00	1,52	18 639,90
2c	12 293,42	0,00	0,10	1 232,07
3	8 086,13	856 581,95	0,04	36 330,82
4a	27 810,17	555,79	1,56	44 225,91
4b	26 778,71	512,62	1,66	45 286,09
5	5 419,14	512,62	1,66	9 842,92
6	3 571,70	864 026,18	0,04	38 721,55
7	20 859,72	1 055,52	1,71	37 376,07
8	18 852,65	1 055,52	1,71	33 953,04
9	16 569,59	1 055,52	1,71	30 059,33
10	3 488,26	1 055,52	1,71	7 749,34
11	999,22	1 055,52	1,71	3 504,32
A	1 102,35		1,08	1 185,99
B1	1 312,02		1,08	1 411,58
B2	1 310,96		1,02	1 331,85
C	4 885,26		1,02	4 963,09
D1	20 653,73		1,02	20 982,77
D2	20 654,33		0,01	207,52
D3	20 655,28		1,01	20 776,81
E	23 277,23		1,01	23 414,19
F	1 311,26		0,06	78,61
G	21 815,66		1,07	23 251,88
H	24 064,82		1,07	25 649,11
I	23 840,43		1,07	25 409,94

Tabell C.15: Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 2a.

strøm	$\tilde{\epsilon}_{tm}$ [kJ/kmol]	$\tilde{\epsilon}_0$ [kJ/kmol]	\dot{n} [kmol/s]	$\dot{\mathbf{E}}_{tot}$ [kW]
1	-23,65	0,00	3,04	-71,86
2a	12 845,72	0,00	3,04	39 031,35
2b	12 845,77	0,00	2,85	36 611,81
2c	12 844,97	0,00	0,19	2 419,54
3	8 085,83	856 581,95	0,10	84 989,97
4a	32 502,06	756,52	2,95	98 138,08
4b	31 205,39	697,56	3,14	100 147,02
5	6 238,78	697,56	3,14	21 773,95
6	3 472,04	864 026,18	0,03	21 860,34
7	10 561,12	718,92	3,17	35 710,49
8	9 597,98	718,92	3,17	32 661,36
9	8 507,07	718,92	3,17	29 207,73
10	2 336,61	718,92	3,17	9 673,23
11	1 063,50	718,92	3,17	5 642,82
A	1 102,35		1,08	1 185,99
B1	1 312,02		1,08	1 411,58
B2	1 310,96		1,02	1 331,85
C	4 885,26		1,02	4 963,09
D1	20 653,73		1,02	20 982,77
D2	20 654,33		0,01	207,52
D3	20 655,28		1,01	20 776,81
E	23 277,23		1,01	23 414,19
F	1 311,26		0,06	78,61
G	21 815,66		1,07	23 251,88
H	24 064,82		1,07	25 649,11
I	23 840,43		1,07	25 409,94

Tabell C.16: Utregning av total eksergi i de ulike massestrømmene, Alternativ 3a.

strøm	$\tilde{\epsilon}_{tm}$ [kJ/kmol]	$\tilde{\epsilon}_0$ [kJ/kmol]	\dot{n} [kmol/s]	$\dot{\mathbf{E}}_{tot}$ [kW]
5a	-23,48	0,00	2,45	-57,49
5b	79,10	0,00	2,45	193,67
6	3 571,91	864 026,18	0,07	64 756,22
7	13 142,53	473,13	2,53	34 383,70
8	11 880,60	473,13	2,53	31 196,94
9	10 450,53	473,13	2,53	27 585,59
10	2 386,18	473,13	2,53	7 220,63
11	818,15	473,13	2,53	3 260,88
A	1 102,35		1,08	1 185,99
B1	1 312,02		1,08	1 411,58
B2	1 310,96		1,02	1 331,85
C	4 885,26		1,02	4 963,09
D1	20 653,73		1,02	20 982,77
D2	20 654,33		0,01	207,52
D3	20 655,28		1,01	20 776,81
E	23 277,23		1,01	23 414,19
F	1 311,26		0,06	78,61
G	21 815,66		1,07	23 251,88
H	24 064,82		1,07	25 649,11
I	23 840,43		1,07	25 409,94

Tillegg D

Artikkel

Følgende tillegg inneholder et utkast til en artikkel skrevet av Ivar S. Ertesvåg, basert på beregninger gjort i forbindelse med analysen av Avon-Foster Wheeler-anlegget av Pia W. Wølneberg i denne rapporten.

Alternative power supply for natural-gas export compressors combined with heat production (CHP) evaluated with respect to exergy utilization and CO₂ emissions

Pia W. Wølneberg, Ivar S. Ertesvåg*
Department of Energy and Process Engineering
Norwegian University of Science and Technology,
NO-7491 Trondheim, Norway

Abstract The supply of process steam in combination with power for natural gas export compressors was investigated using exergy analysis. The existing system with three 12.32 MW direct drive gas turbines each with a HRSG delivering 19.2 kg/s high-pressure steam was compared with an alternative where the gas turbines were replaced with new turbines. The exergy efficiencies were 46.7% and 48.6%, respectively, for the two cases. A second alternative with electric motors and a new CHP was investigated in three variants, all with some surplus electricity production. All variants gave higher exergy efficiencies than the other cases, from 51.5% to 53.6%. A third alternative with electric motors, stand-alone boilers and purchase of electricity were also analyzed, considering different origins of the electricity. This alternative gave the lowest exergy efficiencies, from 37.1% to 41.4% for different variants. In accordance with the exergy utilization, the CO₂ emissions per unit of exergy delivered were the lowest for the second alternative, while the total emissions were the highest for the third alternative. However, the domestic emissions, important in relation to international CO₂ agreements, were shown to be the lowest for the stand-alone boiler in combination with imported electricity.

Key-words: Combined heat and power, cogeneration, exergy, efficiency, CO₂ emissions, electricity

1 Introduction

The Kårstø gas processing plant at the south-western coast of Norway was built in the early 1980s to receive natural gas from the northern part of the North Sea. The plant was extended in 1993 to receive condensate from the Sleipner field, and in 2000 to receive gas from the Åsgard field in the Norwegian Sea. Moderate extensions were also made in 2003 and 2005. The plant distills raw natural gas and condensate into methane-rich sales gas and ethane, propane, iso- and normal-butane, naphta and condensate. The sales gas is compressed and exported through subsea pipelines. The other fractions are delivered in liquid state by boat.

* Corresponding author: Ivar.S.Ertesvag@ntnu.no, tel. +47 73593830, fax: +47 73 593580

The Kårstø plant has a nominal capacity to handle 88 million standard cubic meter rich gas per day [1], which is one-third of the Norwegian natural gas production. This corresponds to approximately 1.2 EJ annually, which is 1.5 times the domestic Norwegian end use of energy (excluding the oil and gas extraction and processing sector). The dry-gas fraction, pipeline sales gas, from the oldest part of the plant (Statpipe) is compressed in three parallel compressors each powered by a Rolls-Royce Avon gas turbine. The gas is further compressed by three electrically driven booster compressors. As this equipment has been in operation since 1985, one is discussing possibilities for replacement or upgrading.

The operation of a processing plant like Kårstø consumes considerable amounts of energy. The plant “feeds” on the hydrocarbon flow, and saved energy can be sold to the customers. With increasing energy prices, the economic potential for improvements is increasing. Moreover, the oil and gas industry contribute a considerable share of the Norwegian CO₂ emissions. Thus, efficiency improvements in this industry are likely to be required to comply with the obligations of the Kyoto protocol on greenhouse-gas emissions.

This study focuses on the drivers of the sales gas compressors. Three main alternatives to the existing gas turbines and heat-recovery steam generators (HRSGs) are studied with respect to energy and exergy utilization. The alternatives are to replace the existing turbines with new and retain the HRSGs, to electrify the compressors and build an on-site combined heat and power plant, or to purchase electricity from outside.

The alternatives will result in different types and quantities of input and delivery: fuels, mechanical work, electric energy and steam. Hence, a common metric for comparison is needed. Exergy is regarded as such a metric, as it accounts for the “quality” of the energy. Hence, delivered exergy as a fraction of input exergy and emissions per unit of exergy delivered are the quantities that can be compared.

Emissions of CO₂ are considered for the alternatives. The cases can be compared in terms of emissions per unit of delivered exergy. Furthermore, the different cases can lead to different consequences with respect to international agreements (e.g. Kyoto protocol) on emissions reduction. For instance, use of purchased electricity may cause emissions outside the borders of the country and hence, be assigned the CO₂ “quota” or “account” of another country.

The objective of the study was to compare the alternatives on a thermodynamic base while economical considerations are left out. The existing plant was originally to a large extent designed with respect to economical conditions as they were known at that time. Since then, increasing energy prices have changed these limitations. In near future, possible for pricing of CO₂ (tax, tradable quotas, national limits) may cause even greater changes in the economics of the plant.

The process will be described in Sec. 2, theory and methods for the exergy analysis in Sec. 3. Subsequently, the details of the predictions and results will be presented and discussed. The latter includes a discussion of how to account for the electric energy that is assumed purchased in the third alternative. Further details of the investigations can be found in [2]. Some considerations on CO₂ emissions within or outside country borders are also given.

2 Process description

Raw natural gas from the Statpipe transport system is received at Kårstø where it is processed and fractionated. The methane-rich sales gas is compressed and delivered to the export gas pipelines. The purpose of the process studied is to provide mechanical power to the compressors and to produce high-pressure (HP) steam for the process plant. The alternatives to the existing process, gas turbines with HRSGs (Base Case) are as follows:

- Alternative 1: New gas turbines, remaining system unchanged.
- Alternative 2: Replace the GTs and HRSGs with electric motors and a new CHP plant.
- Alternative 3: Replace the GTs with electric motors and purchase electricity, direct firing in steam generator.

In the existing process, each of the three compressors is powered by a Rolls-Royce Avon gas turbine (GT). Since they were new in 1985, the turbines have been regularly maintained. The flue gas from each GT is ducted into a Foster-Wheeler HRSG with supplementary firing (SF). Only high-pressure (HP) steam is delivered. The HRSG consists of a pump, an economizer, a boiler, and two superheater sections. Compressed water fed into the economizer, and also mixed into the steam between the two superheaters. The boiler has a continuous blowdown to remove impurities. The blowdown mass flow is taken care of and part of it is utilized as low-pressure steam. The HP steam is used for expansion and heat transfer, and then returned to the HRSG.

The flowsheet for all cases is shown in Fig. 1. Air (stream 1) is compressed (streams 2-3) for the combustor where fuel (5) is supplied. Some of the air flow (4) from the compressor is ducted directly to the turbine for blade cooling. After expansion, the turbine exhaust flow (8) is ducted into the HRSG, where some more fuel (9) is burnt in supplementary duct firing (SF) before the flue gas (10) exchanges heat with the steam and is released (11) to the stack. Recirculation, stream 12, is included for Alternative 3 only (see below).

Alternative 1 is simply to replace the old turbines with new turbines. A GE LM1600 with a design load of 14.3 MW is chosen for this study. Provided that the physical shape and extension of the new turbines are similar to the old ones, replacement should be relatively simple to accomplish. This could e.g. be done during a planned shutdown for maintenance. The existing Foster-Wheeler HRSGs are retained for further use. Higher GT efficiency is expected for a new turbine. On the other hand, this may lead to a lower temperature or lower flue-gas mass flow to the HRSGs. More supplementary firing is then required to maintain the steam production.

In Alternative 2, the GT drivers are replaced by electric motors. A new CHP plant is built on the site to deliver both the electric energy to the compressor drivers and the required amount of HP steam to the process plant. In this alternative, the existing HRSGs can be retained for back-up but will not be used in the normal operational mode.

This alternative removes the direct relation between the power required by the compressor and that produced by the GT. It opens for a possibility to produce additional electricity for the booster compressors and other electric equipment. Currently, this electricity is purchased from outside. The alternative also enables continuous operation of the compressors during maintenance of the GTs.

Three different variants for the CHP plant of this alternative are considered:

- 2a: Three GE LM2500+ with a design power load of 34.57 MW each.
- 2b: Four GE LM2500+ of said load.
- 2c: Three GE LM2500 PE with a design load of 23.24 MW each.

For all alternatives, each GT has a separate HRSG to produce steam. In alternative 2b, the four HRSGs produce the same total amount of steam as the three HRSGs in the other alternatives.

In alternative 3, the existing HRSGs have to be operated as stand-alone steam generators to produce the required steam. Hence, only streams 8 to 12 in Fig.1 are relevant. Here, stream 8 is air taken from the atmosphere and blown by a fan. The effects of flue gas recirculation are investigated. A fraction (stream 12) of the flue gas is then recirculated from the tail of the flue gas duct and blown by a fan into the firing section. This is expected to reduce the required excess air and the stack loss without reducing the volumetric flow and temperatures in the heat exchangers. The cases with different amounts of flue gas recirculation are labeled 3a to 3e.

All alternatives involve exchange of electricity with the outside and three different origins for the electric energy are considered:

- Natural gas-fired power plant within Norway.
- Natural gas-fired power plants abroad.
- Coal-fired power plants abroad.

3 Theory and method

The analyses of the overall system and the subsystems were based on the steady-state rate balances of mass, amounts of species or elements, energy, and exergy [3,4]. Numerous exergy analyses of gas-turbine systems are presented in journal literature and textbooks, e.g. [3,5].

The species, total mass and energy balances were solved using the commercially available program PRO/II (ver. 7.1) [6]. This program provided enthalpy and entropy differences of the flows and units (subsystems) using a Soave-Redlich-Kwong equation

of state with a mixing model extension. The corresponding exergy differences were then calculated from these differences and balanced in a spreadsheet. Thus, the exergy calculator of PRO/II was not used.

The thermal enthalpy was determined as the enthalpy at the actual state relative to the chosen ambient temperature and pressure (T_0, p_0),

$$h_{th} = h - h_0 = h(T, p) - h(T_0, p_0). \quad (1)$$

The total enthalpy was determined as the sum of the thermal enthalpy and the lower heating value (LHV) of the substance. LHVs were obtained from [3]. The fuel, air and flue gas mixtures at ambient pressure were regarded as ideal mixtures and, accordingly, enthalpies were calculated as weighed sums of component enthalpies.

The flow exergy can be split into thermo-mechanical and chemical exergy: $\varepsilon = \varepsilon_{tm} + \varepsilon_{ch}$.

The thermo-mechanical exergy is determined from

$$\varepsilon_{tm} = h - h_0 - T_0 (s - s_0), \quad (2)$$

where $h_0 = h(T_0, p_0)$ and $s_0 = s(T_0, p_0)$ for the relevant flow (mixture).

For a single, gaseous component present in the atmosphere, the molar chemical exergy was determined as

$$\bar{\varepsilon}_{ch,i} = \bar{R}T_0 \ln(p_0 / p_i^e) = -\bar{R}T_0 \ln(x_i^e), \quad (3)$$

where the overbar denotes molar quantities, \bar{R} is the universal gas constant, x_i^e is the mole fraction of the species i in the atmosphere, and p_i^e is the corresponding partial pressure. For other species, data for chemical exergy were obtained from Kotas [3]. These data are given at a reference state of 1 atm, 25 °C, and 28% relative humidity (RH), and were corrected for deviating ambient conditions according to [7] as

$$\bar{\varepsilon}_{ch,i} = \bar{\varepsilon}_i^{ch,ref} \frac{T_0}{T^{ref}} + \bar{h}_{LHV,i}^{ref} \frac{T^{ref} - T_0}{T^{ref}} + T_0 \bar{R} \sum_{j \neq i} \nu_j \ln \frac{x_j^{ref}}{x_j^e}. \quad (4)$$

Here, $\bar{\varepsilon}_i^{ch,ref}$ and $\bar{h}_{LHV,i}^{ref}$ are the chemical exergy and LHV, respectively, of the species at the reference state of the table, T^{ref} is the reference temperature (25 °C), x_j^{ref} is the mole fractions of the co-reactant (here: O₂) and products (here: CO₂ and H₂O) in complete combustion of the species at the reference state, while ν_j denotes the corresponding stoichiometric coefficients of these substances in complete combustion of the species. The LHV varies much less with atmospheric conditions [7], and the variation was neglected.

The chemical exergy of a mixture was determined from

$$\bar{\varepsilon}_{\text{ch,mix}} = \sum_i x_i \bar{\varepsilon}_{\text{ch},i} + \bar{R}T_0 \sum_i x_i \ln x_i, \quad (5)$$

where x_i is the actual mole fraction of a species in the mixture. The last term represents the reduced exergy due to the mixing of the components.

For presentation purposes, efficiencies and performance indicators are often used. The total energy efficiency and the exergy efficiency are two of these.

The total energy efficiency is the ratio of delivered usable energy to the energy input. For a system producing heat and mechanical energy, this can be expressed as

$$\eta_{\text{tot}} = (W + Q) / H = \eta_{\text{el}} + \eta_Q. \quad (6)$$

Here, W is the mechanical (or electric) energy that is produced, $\eta_{\text{el}} = W / H$ is the electric efficiency (or work efficiency for direct mechanical drive), Q is the thermal energy in delivered steam, $\eta_Q = Q / H$ is the heat efficiency, and H is the input energy, usually the lower heating value (LHV) of the fuel. This efficiency is known under a variety of names such as CHP efficiency, overall efficiency, and energy utilization factor, depending on the writer and the context.

Correspondingly, the exergy efficiency is the ratio of delivered exergy to input exergy

$$\eta_{\text{ex}} = (W + E_Q) / E_F. \quad (7)$$

Here, E_Q is the exergy of the delivered thermal energy, E_F is the input exergy, usually the fuel exergy, while the exergy of electricity or mechanical energy is equal to its energy.

Furthermore, for evaluation combined production is often compared with separate production in specified reference plants. The equivalent electric efficiency (EEE), can be expressed [8,9] as

$$\eta_{\text{eel}} = W / (H - Q / \eta_{Q,\text{ref}}). \quad (8)$$

Here, the energy in the fuel supplied to the CHP plant is supposed to be reduced by the fuel needed to produce the heat in a separate boiler with efficiency $\eta_{Q,\text{ref}}$. The notion implied by this expression is that the heat is produced, in any case, with a certain efficiency. The remaining fuel is then attributed to electricity production, with the efficiency equal to the EEE. The rationale is that a CHP is operated according to the required heat production, while the electricity generation is more freely variable.

The relative primary energy savings (RPES) or relative fuel energy savings [8,9] is the savings achieved by combined production divided by the fuel energy that has to be used to generate the same quantities of heat and electricity in the separate reference devices,

$$\text{RPES} = 1 - H / H_{\text{ref}} = 1 - (\eta_{\text{el}} / \eta_{\text{el,ref}} - \eta_{\text{Q}} / \eta_{\text{Q,ref}})^{-1} \quad (9)$$

Here $\eta_{\text{el,ref}}$ is the efficiency of a defined reference plant for separate electricity production, and H_{ref} is the amount of fuel required to produce the same electricity and heat separately in the reference plants.

Both the EEE and the RPES are based on 1st law (energy) consideration. The relative avoided irreversibility, RAI, is an indicator [10] similar to RPES, but based on the 2nd law. It is defined

$$\text{RAI} = 1 - E_{\text{F}} / E_{\text{F,ref}} = 1 - (\eta_{\text{el}} / \eta_{\text{el,ref}} - \alpha_{\text{Q}} \eta_{\text{Q}} / (\alpha_{\text{Q,ref}} \eta_{\text{Q,ref}}))^{-1} \quad (10)$$

which is the irreversibility (exergy destruction) that is avoided by choosing the CHP instead of separate production of heat and work. Here, $\alpha_{\text{Q}} = E_{\text{Q}} / Q$ is the exergy to energy ratio of the heat, $\alpha_{\text{Q,ref}}$ is this ratio for a reference plant (which may be a boiler or a heat pump), and $E_{\text{F,ref}}$ is the fuel exergy required to produce the same electricity and heat separately in the reference plants.

4 Present predictions

The following operational conditions were assumed in the simulations:

- The power to each of the three compressors was 12.32 MW.
- Steam was delivered at 59 bar (abs) and 420 °C at a mass flow rate of 69.12 tonnes per hour (t/h), i.e. 19.20 kg/s, from each of the three HRSGs.
- Return water was received at 2.116 bar and 122.0 °C
- The atmospheric air had temperature 15°C and pressure 1.013 bar (1 atm).
- The air composition was assumed to be 77.09% N₂, 20.69% O₂, 0.93% Ar, 0.03% CO₂, and 1.26% H₂O. At 15 °C and 1 atm, this corresponds to a relative humidity of 75%. From meteorological data for a nearby location (Haugesund Airport) [11], this appeared to be a representative atmospheric state in the summer.
- The fuel for gas turbines was available at 31.0 bar and 40 °C and consisted of 94.85% methane, 2.54% ethane, 0.73% propane, 0.28% butane, 0.10% pentane, 0.03% hexane, 0.93% N₂, and 0.54% CO₂.
- The fuel for supplementary firing in the HRSGs was available at 4.5 bar and 28 °C and consisted of 92.96% methane, 4.79% ethane, 0.73% propane, 0.07% butane, small amounts of pentane and hexane, 0.99% N₂, and 0.46% CO₂.
- The minimum temperature difference between flue gas and water/steam in the heat exchangers was 20 °C.
- Power required for water pumping and fans for air and flue gas recirculation (when relevant) was calculated by the model, whereas other auxiliary power was neglected.

- All units were assumed adiabatic.
- Possible leakages were neglected.
- Pressure losses in the combustion chambers were neglected, except for throttling of fuel in the nozzles. Pressure losses were included in the models of all other units. The air intake filter was modeled by assuming a pressure loss of 0.010 bar before the compressor inflow.

For the two flows of fuel, it was assumed that the amounts can be changed without changes in the composition or state. Surplus fuel compared to the base case can be absorbed by the processing plant, and additional fuel can be drained from the plant.

The gas turbine and the HRSG were simulated in PRO/II [6]. The parameters of the gas turbines were adapted to reproduce data obtained from [12] and the corresponding models in the commercial simulator GTPPro [13]. For the Base Case and Alt. 1, the GTs were first modeled with their design power loads of, respectively, 13.34 MW [13] and 14.25 MW [12]. Then, the power was scaled down to the desired value of 12.32 MW by reducing the fuel flow rate and increasing the air flow rate while maintaining the total flow rate, the pressure ratio and the adiabatic efficiencies. An alternative approach of reducing the fuel flow rate while maintaining the air flow rate was also tested with virtually identical results.

For Alternative 3, only the steam generator (SG) was used (streams 8-11), and all the heat was provided by the fuel burnt therein. This configuration was simulated with recirculated mass flows (stream12) equal to (3a:) 0 kg/s, (3b:) 10 kg/s, (3c:) 20 kg/s, (3d:) 35.934 kg/s, (3e:) 50 kg/s. In Case 3d, 50% of the flue gas was recirculated.

For all cases but Alt. 2b, 18.30 kg/s (65.88 t/h) water at 2.116 bar, 122.0 °C was pumped to 69.92 bar, heated in the economizer, boiler and two superheaters. Blowdown in the boiler amounted to 0.181 kg/s water, while 1.08 kg/s of water was added between the superheaters. The resulting flow was 19.20 kg/s (69.12 t/h) of steam. For simplicity, it was assumed that the fraction of the blowdown utilized as low-pressure (LP) steam was 50%. The state of the LP steam was 7 bar and 200 °C. The need for make-up water is small and its treatment and preheating was neglected in this study.

In Alternative 2b the steam was produced in four units instead of three. Therefore all water/steam mass flow rates for each unit were three-fourth of those given above, while temperature and pressure were maintained for all streams.

For alternative 3, the three different assumptions made for the origin of the purchased electricity were as follows:

- 3.1: natural-gas (NG) fired power plants in the same region; net efficiency 58%.
- 3.2: imported electricity from NG-fired power plants abroad, net efficiency 54%.
- 3.3: imported electricity from coal-fired power plant abroad, net efficiency 40%.

Here, net efficiency is the ratio of electric energy used at the Kårstø plant to the LHV of the fuel consumed in the power plant. The difference between regional and abroad NG net efficiency reflects the fact that the local plant will be a new plant (the first Norwegian

large-scale thermal power plant is being built at Kårstø next to the processing plant), while imported electricity will be a mixture of new and old plants. Imported electricity also means larger transport losses (i.e. reduced net efficiency). For natural gas the CO₂ emissions were assumed to 204 kg per MWh of LHV, and for coal, 334 kg of CO₂ per MWh of LHV.

The electricity for the water pump of the HRSG of the Base Case and Alternative 1 is produced outside the system. For Alternative 2, electricity for the pumps is provided from the CHP and for Alt. 3, electricity for pumps and fans is purchased together with the electricity for the NG export compressors.

When calculating the CHP performance indicators of Eqs. (8) to (10), reference plants for separate production have to be specified. Here, reference efficiencies of 0.55 for electricity and 0.90 for heat were assumed [9]. The reference exergy to energy ratio of thermal energy was set to 0.28 [10].

5 Results

5.1 Fuel, mass flow rates, temperature and pressure

For the GT fuel, an LHV of 48.303 MJ/kg and an exergy of 50.680 MJ/kg were calculated. This exergy figure includes a reduction of the chemical exergy by 0.34% due to the chosen ambient conditions, Eq. (4), and a thermomechanical exergy of 0.474 MJ/kg, Eq.(2). The CO₂ emissions are 2.70 kg per kg of fuel. For the fuel used in the boiler, the LHV was 48.332 MJ/kg and the exergy 50.445 MJ/kg, including 0.208 MJ/kg of thermomechanical exergy. The CO₂ emissions are 2.71 kg per kg of the latter fuel.

The mass flow rates, temperatures and pressures for the Base Case and Cases 1 and 2a are shown in Table 1 and for Cases 3a (no recirculation) and 3d (50 % flue gas recirculation) in Table 2. In Cases 3a-3e the pressures in the SG were similar to those of the HRSG and were provided by fans for inlet air and recirculated flue gas. The flow rates, temperatures and pressures of the water/steam process are shown in Table 3. These values are the same for all cases except that the steam mass flow rates in Case 2b (four units) are three-fourth of those given in the table. Some key results for all cases are shown in Table 4.

The increase in turbine inlet temperature from the 20-25 year old existing GT (Base Case) to the modern alternatives is a result of the technological development to increase efficiency and reduce irreversibilities in GTs (see below). Correspondingly, the air-to-fuel mass ratio is reduced.

Regarding Alternative 1, it can be noted that the temperature of the flue gas after supplementary firing (stream 10) had a very high temperature. In fact, this exceeded the expected maximum temperature of the existing Foster-Wheeler HRSGs. In reality, this

means either that the HRSGs have to be replaced together with the GT or that they have to be operated at a lower capacity (i.e. less SF and less steam) if Alternative 1 is chosen.

In Alternative 3, the CO₂ content of the emitted flue gas increased from 3.15% (Case 3a) to 5.73% (3d) and 8.98% (3e), while the O₂ content decreased from 13.94% (3a) to 8.36% (3d) and 1.32% (3d). This compares to 3.76% CO₂ and 12.6% O₂ content in the flue gas of the Base Case.

5.2 Energy, exergy and CO₂ emissions

Results for energy and exergy are shown for the Base Case and Alternatives 1 and 2 in Table 5. The power delivered to the compressors and the rate of heat transferred to steam were fixed quantities that were common for all cases. The exergy increase in water/steam from pumped return water (Stream S2,S3) to delivered steam (Stream S10) was 0.46 times the corresponding increase in enthalpy. This is the exergy to energy ratio of the boiler.

When the direct drive cases (Base Case and Alternative 1) were simulated with design power load, the 1st law GT efficiencies were 28.5% and 36.6%, respectively. Hence, the deviation between design and actual load caused a reduction in efficiency. In Alternative 2, the GTs are separated from the NG compressors, and the surplus power can be used for other purposes.

It can be noted from Table 4, that the effluent flue gas had a higher temperature in Cases 2a and 2b. This was caused by the pinch-point of the steam generator, which in these cases was found at or near the saturated water state (evaporator inlet). In the other cases, the limiting temperature was the return water temperature or close to this. This caused a larger stack loss and lower energy efficiency of the HRSG for Cases 2a and 2b compared to Case 2c. The associated exergy losses were relatively lower, as the thermal energy was lost at a moderate temperature. The underlying reason for this loss was the choice of a single pressure level of the produced steam. In a dual-pressure boiler, the lower pressure part could have utilized more heat from the flue gas.

In case 2b, with four GT/HRSG units instead of three, the amount of supplementary firing (SF) was reduced. Hence, a larger fraction of the heat to steam was supplied by the turbine flue gas and, consequently, the irreversibility of the HRSG was lower. In spite of the higher stack losses (see above), the exergy efficiency of the HRSG was maintained.

Table 6 shows results for Alternative 3. The main observation was that the exergy efficiency of the stand-alone steam generator (SG) was considerably lower than for the HRSG of the CHPs. It was also seen that, as expected, increased recirculation reduced the stack loss and, consequently, the amount of fuel required to provide the process heat.

The combustors were the main contributors to irreversibility. In the Base Case, the sum of the irreversibilities of the two combustors (GT and SF) was 34 % of the fuel exergy. In

Alternatives 1 and 2, this was reduced to approximately 29%, while the irreversibility of the combustion chamber was from 47% to 43% of the fuel exergy in Cases 3a to 3e. The evaporator destructed from 2.3% (Case 2b) to 8% (Case 1) of the fuel exergy, while the emitted flue gas caused a loss of approximately 5% in all cases. Each of the other units had only small contributions to the irreversibility. These results are consistent with previous results, e.g. [3,5].

The mass flow rates of CO₂ emissions are shown for each case in Tables 5 and 6. These are based on the amounts and compositions of the fuels. Hence, the CO₂ from combustion air was not included.

5.3 Quantities and indicators for comparison of the cases

The exergetic efficiencies gives a straightforward comparison of the cases, as in Tables 5 and 6. This showed that both the HRSG and the overall plant have higher efficiencies than the stand alone boilers of Alt. 3.

As the three alternative configurations involve different types of energy exchange with the surroundings, some care has to be taken in the comparison. In this instance, the principles behind the indicators referred in Eqs. (8) to (10) can be helpful. These are based on a comparison with separate production of work (or electricity) and thermal energy. The notion behind the equivalent electric efficiency (EEE), Eq. (8), is that thermal energy has to be produced close to the user. Thus, based on a specified reference boiler, a certain amount of fuel is assigned to the thermal energy production in a CHP. The remaining part of the actual fuel consumption is then assigned to the production of work or electricity. Hence, if the EEE is larger than the typical efficiency of a power plant, this shows that the CHP is beneficial to separate production.

The underlying principle of the EEE can be extended to the present cases of localized work and thermal energy production in combination with electricity exchange. It can be assumed that purchased electricity is produced in a powerplant with a certain fuel and efficiency. Similarly, surplus electricity can be associated with the amount of fuel that would have been used in the separate plant to produce this amount of electricity. With these corrections for surplus or purchased electricity, an “equivalent” amount of fuel can be associated to the desired delivery of work for the NG compressors and heat to the process steam. This amount is shown in Fig. 2 for all cases, each with the three options for separate electricity production (NG fired in Norway, NG fired abroad, and coal fired abroad).

For the CHP cases, the EEE, RPES and RAI, Eqs. (8) to (10), are shown in Fig. 3. In Alt. 2, the NG compressor work and surplus electricity was added on an equal basis into the “electric efficiency”, as is customary in the legislation of countries where such indicators are used [9]. In the Base Case and Alt. 1, the small amount of electricity was subtracted from the NG compressor work. The EEE assigns the benefit of combined production to the electricity production, while the RPES puts the focus on the total fuel savings. Both

this indicators are based on 1st law evaluation of heat and work. The RAI is similar to RPES but is based on a 2nd law evaluation.

The CO₂ emissions can be treated similar to the energy above. Figure 4 shows the total amount of CO₂ emitted locally and remotely per unit of exergy in the work, steam, and electricity delivered from the plant. The amount of CO₂ emissions that could be assigned to the desired delivery of work for the NG compressors and the process steam is shown in Fig. 5. Here, the explanations are similar to those of Fig. 2. A particular comment is required for the negative amount shown in Case 2b. This means that a coal-fired power station producing the surplus electricity of Case 2b will emit more CO₂ due to this production than the local emissions of Case 2b. Thus, the emissions attributed to the primary delivery of Case 2b were negative. In Fig. 5, also the CO₂ emissions for the plant are shown, that is, the sum of local emissions.

When electricity is exchanged with other countries, the question of national and remote emissions will rise. This primarily affects Alternative 3. It appears from Fig. 5 that the total emissions were up to twice as large as the on-site emissions. When the electricity was assumed to be purchased from a coal powerplant abroad, this alternative had the biggest emissions. However, only half of the emissions occurred within Norway and this alternative had the lowest domestic emissions.

The exergy efficiencies of the HRSGs (Table 5) were quite similar. For the Base Case it was seen to be slightly lower than Cases 2a, 2b and 2c. Alternative 1 gave a lower value due to the higher maximum temperature and had, consequently, higher irreversibility due to larger temperature differences. The overall exergy efficiency was the highest for Cases 2a and 2b, while that of 2c was slightly lower. The figures for Alt. 3 were considerably lower and typical of boilers with this quality of steam.

Also when the fuel for surplus electricity production was separated, the fuel consumption (Fig.2) was the lowest for the cases of Alt.2. Although there were differences among the cases depending on the assumed origin of separate electric production, all cases of Alt.2 required less fuel for the primary deliveries (work and steam) than any of the other cases. Correspondingly, Alt.3 required the largest amount of fuel. Similar results were seen from the RPES figures, which were positive for all the CHP cases and the largest for Alt. 2. However, the indicators EEE and RAI gave differing results, as Alt. 1 got the highest values for both. One reason for this may be that Alt.1 had a large fraction of the total fuel used for SF, and the steam accounted for a large fraction of the total energy and exergy delivery. This case can be regarded as a boiler with some work production. Such systems are known [10] to give marginal production of work (or electricity) at a high efficiency (EEE) and also a higher RAI.

5.4 Uncertainties, errors and influence of specific choices in the analyses

The least accurate calculations appeared to be for the combustors. Figures for LHV of light hydrocarbons have an uncertainty of 0.05% when the best available data are used.

[7]. All mass flows rates were either specified values or simple sums of such quantities. However, the elemental flow rates into and out of the GT combustor showed a deviation of 0.1% for carbon and up to 0.05% for hydrogen. For the SF combustors, the deviations were up to 0.05% and 0.1%, respectively, for carbon and hydrogen. The energy balances showed deviations between inflow and outflow of up to 0.5% for the combustors. Hence, this indicates the errors of enthalpy calculations. It appeared that the “convergence criteria” that can be specified in the program did not affect the accuracy of the elemental and energy balances of the calculations.

For the units without reactions, the elemental balances were satisfied, while the deviations of the energy balances were 10^{-5} or less. In the compressor and turbine units of the program, the work is calculated from a difference between inflow and outflow enthalpies. Hence, for these units the energy balance is satisfied, while the errors have to be estimated from the enthalpies.

The accuracy of the exergy and irreversibility calculations are harder to estimate than that of the energy balances. The chemical exergy of methane can be calculated with an uncertainty of 0.08% [7]. As the integral of (dT/T) is less affected by deviations in temperature than the integral of dT , the uncertainty of the entropy part of thermomechanical exergy should be less than that of the enthalpy part. The uncertainty due to the deviations in the elemental balance should be of the same order.

Heating and pumping of make-up water to mix with the return water was neglected in the computations. The error of this assumption is assumed to be small. First, the amount is a small fraction of the return water. The steam is used for heat transfer, and not as an input substance to the process. Second, the heat required for the make-up water is at a low temperature, and heat not utilizable otherwise can be used.

The choices of gas turbine in Alternatives 1 and 2 can affect the performance of the investigated system. This is actually seen in the differences between Alt. 2a and Alt. 2c. However, the differences observed are modest. Performance of GTs relies to a large extent on the turbine inlet temperatures, and these temperatures are similar for all modern GTs.

6 Discussion

The investigated cases have different combinations of thermal, work and electric deliveries. Therefore, exergy was used as a common metric for the utilization of the fuel. The differences seen between the alternatives were significant, that is, larger than the estimated errors of the calculations. An exception is Cases 2a and 2b, which should be regarded at equal level in exergy utilization.

The direct drive of the NG compressors leads to non-optimal operation of the GT. Moreover, the number of GTs available that fits into the requirements of the case is

limited and the GT chosen in Alt.1 has a lower efficiency than those of Alt. 2. The possibility of producing surplus electricity allows more optimal operation and a greater flexibility of choice. The benefits of direct drive, that is, to avoid conversion of work to electric energy and then back to work, seems not to compensate for the drawbacks.

The stand-alone boilers had lower exergy efficiencies than the CHP plants, and also lower than the HRSGs of the CHP plants. The reason for this is that the HRSGs utilize the medium-temperature thermal energy from the GT. As expected, recirculation of flue gas reduced the required amount of fuel for the boiler, and hence increased the energy and exergy efficiencies of it.

An energy analysis does not consider different “qualities” of the energy flows. As work is more “demanding” both thermodynamically and technically, the energy efficiencies can not be used for comparison of these cases. In the present analyses, both the thermal energy delivery and the work delivery were held constant. Hence, the varying quantities were the fuel consumption and the exchange of electricity. The amount of fuel for the work and steam, Fig.2, showed mainly the same picture as the exergy efficiencies: Alternative 2 is to be preferred and Alt.3 had the poorest performance.

The indicators shown in Fig.3, RPES, EEE and RAI, gave a slightly different picture. These indicators are defined to compare CHP plants with separate production of the same amounts of work (or electricity) and thermal energy (steam). Before discussing these results, two points should be made: First, the ratios of work and electricity production to thermal production were quite different in the five CHP cases. In the Base Case and Alt. 1, the thermal energy delivery was 4.4 times the work delivery while in Alt. 2b, this ratio was 1.2. Second, the RPES and EEE are based on the 1st law, while the RAI is based on both 1st and 2nd law considerations.

The primary result of Fig. 3 is that for all cases, RPES and RAI were positive and EEE was larger than the reference electric efficiency. This means that all the CHPs have a benefit compared with separate production. Similar to the exergy efficiency and the net fuel for work and steam, the RPES showed the largest values for Alt. 2. However, the EEE and RAI both gave larger values for Alt.1. Furthermore, while the exergy efficiency and fuel amount in Fig 2 favored Cases 2 and 2b to Case 2c, the EEE and RAI favored Case 2c to 2a and 2b. The results of EEE can be explained by the varying ratio of work and electricity to thermal energy. This indicator assigns all the benefits of a CHP to the work (or electricity) produced. The relative amount of thermal energy increases from Alt. 2a to 2c, and to Alt. 1. Hence, when the amount of work (electricity) to share the benefit is reduced, the value of EEE will increase. Seen the other way, the limiting case of increasing electricity production is a separate power plant, which has an efficiency equal to the reference efficiency.

Also the higher RAI for Alt. 1 can be explained by the high fraction of thermal energy of the total delivery for this case and by a relatively high exergy to thermal energy ratio for the steam delivery of this system. As the RAI compares the CHP with a reference

production of steam with lower exergy to energy ratio, a large fraction of thermal energy delivery is favored by this indicator as well. Hence, the better results of Cases 1 and 2c.

Another quantity that can be calculated in order to evaluate the efficiency of surplus electricity production is the surplus electric energy divided by the fuel that is additionally used compared with direct drive. That is,

$$E_{el,2} / (H_2 - H_1), \quad (11)$$

where H_2 and H_1 are the rates of fuel energy consumed in Alt. 2 and 1, respectively, and $E_{el,2}$ is the rate of surplus electric energy delivered by Alt. 2. This quantity was 67.9%, 63.6%, and 69.0%, respectively, for Cases 2a, 2b, and 2c. This can be regarded as the net efficiency of the electricity production as compared with Alt. 1. The corresponding results for comparison with the Base Case gave 74.8%, 67.4%, and 86.7%, respectively, for Cases 2a, 2b, and 2c. These results are in line with the EEE calculations above.

The choices and assumptions of alternative electric supply require some words of discussion: A natural gas processing plant is a typical baseload electricity customer. Although the production, and hence the consumption, varies from hour to hour, the variations are small compared both to the total load and to e.g. to households, commerce or transportation. Hence, it is reasonable to assign the external electric production to plants with relatively high efficiencies. The domestic NG fired plant and the coal fired plant abroad serves as minimum and maximum limiting cases for fuel consumption and CO₂ emissions. Although there is being built a new NG powerplant next to the gas processing plant, this electricity is requested by other users as well. Driving the three NG compressors of this study would take one-tenth of the capacity of the new plant.

Both in Fig. 4 (CO₂ per unit of exergy delivery) and Fig. 5 (CO₂ emissions for assigned to work and steam) showed the lowest levels for Alt. 2 and the highest for Alt. 3. Hence, when focusing on total CO₂ emissions, Alt. 2 should be preferred. There is, however, one quantity favoring Alt.3: If the purchased electricity was imported from another country, this alternative gave the lowest contribution to Norway's emissions. Technically, this seems to be a weird consideration. However, politically, it may make sense. Norway has to reduce the emissions considerably to meet its Kyoto obligations without buying quotas abroad. At the time of publication, agreements of quota trade across borders are not ready. Such treaties may include statements of how much each country has to "clean at home". Importing electricity is then a means of transferring CO₂ emissions to the account of someone else. Keeping in mind that the compressors are delivering gas to other countries, the system of this study clearly shows the international character of CO₂ emissions.

7 Concluding remarks

The existing CHP plant for the Statpipe natural gas export compressor drivers and steam production was analyzed by an exergy analysis. Alternatives to the present plant were analyzed as well: Alternative 1, a new GT with the old HRSGs remaining; Alt. 2, electric

motors and a new CHP with surplus electricity delivery, and Alt. 3, electric motors with purchased electricity and steam generated in the HRSGs operated as stand-alone boilers.

The comparison between the three alternatives showed that Alt.2, electrification and a new CHP plant, had the highest exergy efficiency. Although different assumptions within each alternative gave different results, all three cases of this alternative gave significantly higher exergy efficiency, from 51.5% to 53.6%, than the direct-drive alternative. The new GT (Alt.1) gave better performance, 48.6% exergy efficiency, than the existing Base Case (46.7%). All cases of the stand-alone boiler (Alt.3) gave lower exergy efficiencies, from 37.1% to 41.4%.

Alternative 1, new GTs, appeared to require new HRSGs as well or, alternatively, it had to be operated at a lower capacity. This was due to the high temperature after supplementary firing required to produce the specified amount of high pressure steam. In Cases 2a and 2b, it appeared that the thermal energy of the flue gas could not be fully utilized in the HRSGs. This was due to the high pressure and high temperature of the delivered steam, and steam production at two pressure levels could have increased the utilization.

Different quantities defined for comparing CHP with separate production showed that all CHP cases, including the present, were favorable compared to separate production (Alt. 3.).

The CO₂ emissions per unit of exergy delivered were lower for Alt.2 than for Alt.1, and lower for all CHP cases than for Alt.3, the stand alone boilers. This result was obtained regardless of the choices for external electricity production. However, the local – and hence domestic – emissions were the lowest when electricity for the electric motor drive of the NG export compressors was assumed to be imported from abroad.

In summary, a new CHP plant with electric drive of the compressors and surplus electricity production clearly showed to be the best thermodynamic solution. This alternative also showed the lowest overall CO₂ emissions.

Acknowledgements

The authors are grateful for discussions, ideas and information from Dr. Hans Jørgen Dahl of Gassco, Alf Martinsen and Jon Magne Flo Hvidsten of the Kårstø technical service provider in Statoil, Dr. Svein Jacob Nesheim of Statoil and Professor Olav Bolland of our department. Professor Bolland also provided some initial simulations with GTPro.

References

- [1] Norwegian Petroleum Directorate. Facts 2007 - The Norwegian petroleum sector. Oslo, Norway: 2007. See also <http://www.npd.no/English/Produkter+og+tjenester/Publikasjoner/Faktaheftet/Faktaheftet+2007/Kapittel+14.htm>
- [2] Wølneberg PW. Energy use and energy utilization at Kårstø gas processing plant (In Norwegian). Master thesis. Department of energy and process engineering, Norwegian University of science and technology. Trondheim, Norway: June 2007.
- [3] Kotas TJ. The exergy method of thermal plant analysis. 2nd ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- [4] Moran MJ, Shapiro HN. Fundamentals of engineering thermodynamics. 5th ed. John Wiley & Sons, 2004
- [5] Ertesvåg IS, Kvamsdal HM, Bolland O. Exergy analysis of gas-turbine combined cycle power plant with precombustion CO₂ capture. Energy, 2005;30 (1):5-39.
- [6] Simsci Inc. Pro/II v.7.1, <http://www.simsci.com>
- [7] Ertesvåg, IS. Sensitivity of the chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions, Energy Convers Manag, 2007;48:1983-1995.
- [8] Horlock JH. Cogeneration - Combined Heat and Power: Thermodynamics and Economics. Oxford, UK: Pergamon Press; 1987.
- [9] Nesheim SJ, Ertesvåg IS. Efficiencies for Efficiencies and Indicators Defined to Promote Combined Heat and Power. Energy Convers Manag, 2007;48:1004-1015.
- [10] Ertesvåg, IS. Exergetic evaluation of combined heat and power plants (CHP), Energy, 2007, to appear.
- [11] Norwegian Meteorological Institute, eKlima - Climatological database <http://eklima.met.no> (in Norwegian).
- [12] Gas Turbine World 2004-05 GTW Handbook, Vol. 24. Southport CT, USA: Pequot Publishing; 2004.
- [13] Thermoflow. GTPro. <http://www.thermoflow.com/>

Tables

Table 1 Mass flow rate, temperature and pressure in the flows of the GT and HRSG models

Flow No.	Base Case			Alternative 1			Alternative 2a		
	Mass (kg/s)	Temp. (°C)	Press. (bar)	Mass (kg/s)	Temp. (°C)	Press. (bar)	Mass (kg/s)	Temp. (°C)	Press. (bar)
1	70.33	15.0	1.003	46.59	15.0	1.003	87.59	15.0	1.003
2	70.33	291.0	8.369	46.59	443.0	20.261	87.59	458.4	22.969
3	65.97	291.0	8.369	43.70	443.0	20.261	82.16	458.4	22.969
4	4.35	291.0	8.369	2.89	443.0	20.261	5.43	458.4	22.969
5	0.909	40.0	31.013	0.717	40.0	31.013	1.677	40.0	31.013
6	66.87	847.7	8.034	44.42	1272.5	20.260	83.84	1217.9	22.969
7	71.23	816.2	8.034	47.31	1037.2	20.260	89.27	1176.0	22.969
8	71.23	427.1	1.046	47.31	448.7	1.046	89.27	486.5	1.046
9	0.633	28.0	4.513	0.768	28.0	4.513	0.433	28.0	4.513
10	71.87	779.9	1.046	48.08	1055.5	1.046	89.70	676.8	1.046
11	71.87	166.3	1.018	48.08	144.7	1.018	89.70	162.2	1.018

Table 2 Mass flow rates and temperature at the flue-gas side of the steam generator of Alternative 3

Flow No.	Alt. 3a (no recirc)		Alt. 3d (50% recirc.)	
	Mass (kg/s)	Temp. (°C)	Mass (kg/s)	Temp. (°C)
8	70.58	15.0	34.75	15.0
9	1.284	28.0	1.186	28.0
10	71.86	788.7	71.87	769.9
11	71.86	145.1	35.93	146.0
12	--	--	35.93	146.0

Table 3 Mass flow rate, temperature and pressure in flows of the steam side of the HRSG

Flow No.	Mass (kg/s)	Temp. (°C)	Press. (bar)
S1	19.38	122	2.116
S2	18.30	124.7	69.92
S3	1.08	124.7	66.77
S4	18.30	243.0	67.88
S5	18.12	283.7	67.88
S6	0.181	283.7	67.88
S7	18.12	392.0	66.58
S8	19.20	392.0	66.58
S9	19.20	424.4	65.27
S10	19.20	420.0	59.00

Table 4 Key data for all cases, figures for one export compressor (one-third of total plant).

Case	Base	1	2a	2b	2c
Fuel, GT (kg/s)	0.909	0.717	1.677	2.236	1.285
Pressure ratio	8.344	20.20	22.90	22.90	19.50
Air-to-fuel mass ratio, GT	77.33	65.00	52.23	52.23	52.58
Turbine inlet temperature (°C)	847.7	1072.5	1217.9	1217.9	1195.6
Turbine exit temp. (°C)	427.1	448.7	486.5	486.5	524.9
Fuel, boiler (kg/s)	0.633	0.768	0.433	0.281	0.485
Stack temperature (°C)	140.5	144.6	162.2	194.9	144.7

Case	3a	3b	3c	3d	3e
Fuel, boiler (kg/s)	1.284	1.257	1.229	1.186	1.148
Stack temperature (°C)	145.1	145.4	145.4	146.0	147.7

Table 5: Results of energy and exergy and CO₂ emissions for cases with gas turbines, figures for one export compressor (one-third of total plant).

Case	Base	1	2a	2b	2c
Rate of fuel LHV, GT (MW)	43.93	34.63	81.01	108.02	62.08
Rate of fuel exergy, GT (MW)	46.09	36.33	84.99	113.32	65.13
Rate of work, GT (MW)	12.32	12.32	34.6	46.1	23.2
Efficiency of the GT (1 st law) (%)	28.0	35.6	42.7	42.7	37.4
Irreversibility rate of GT (MW)	20.4	14.2	30.1	39.9	24.3
Electric power produced (MW)	--	--	33.5	44.7	22.6
Surplus electric power (to outside) (MW)	--	--	20.5	31.7	9.5
Electric power from outside (MW)	0.33	0.33	--	--	--
Rate of thermal energy to HRSG (MW)	35.7	25.6	54.1	72.1	44.7
Rate of fuel LHV, SF (MW)	30.61	37.10	20.95	13.57	23.44
Fraction of total fuel energy used for SF (%)	41.1	51.7	20.5	11.2	27.4
Rate of thermomech. exergy to HRSG (MW)	13.4	9.8	21.8	29.0	18.6
Rate of fuel exergy, SF (MW)	31.94	38.72	21.86	14.16	24.46
Rate of thermal energy lost with flue gas (MW)	17.2	14.2	24.5	35.2	18.4
Rate of exergy lost with flue gas (MW)	3.7	3.5	5.6	8.5	4.2
Irreversibility rate of HRSG (MW)	17.7	21.1	14.0	10.7	14.9
Energy efficiency of HRSG (%)	79.2	83.8	70.8	61.4	77.1
Exergy efficiency of HRSG (%)	53.2	49.7	55.3	55.9	56.0
Total energy delivered (MW)	65.1	65.1	85.7	96.8	74.7
Total exergy delivered (MW)	36.6	36.6	57.1	68.3	46.1
Overall energy efficiency (%)	87.0	90.4	84.0	79.6	87.3
Overall exergy efficiency (%)	46.7	48.6	53.5	53.6	51.5
CO ₂ emissions from plant (kg/s)	4.17	4.01	5.70	6.80	4.78

The delivery comprises work to the NG export compressor (12.32 MW), process steam (52.8 MW energy, 24.3 MW exergy) and surplus electric power.

Table 6: Results of energy and exergy and CO₂ emissions for cases of Alternative 3, figures for one export compressor (one-third of total plant).

Case	3a	3b	3c	3d	3e
Electric power from outside (MW)	13.46	13.45	13.45	13.45	13.45
Rate of fuel LHV (MW)	62.05	60.75	59.42	57.33	55.48
Rate of fuel exergy (MW)	64.76	63.40	62.01	59.83	57.91
Rate of thermal energy lost with flue gas (MW)	16.1	14.7	13.3	11.1	9.1
Rate of exergy lost with flue gas (MW)	3.3	3.1	2.9	2.8	2.8
Irreversibility rate of SG (MW)	38.3	37.1	36.0	34.0	32.0
Energy efficiency of SG (%)	84.1	85.9	87.8	91.0	93.9
Exergy efficiency of SG (%)	37.1	37.9	38.7	40.1	41.4
CO ₂ emissions from plant (kg/s)	3.47	3.40	3.33	3.21	3.11

The delivery comprises work to the NG export compressor (12.32 MW) and process steam (52.8 MW energy, 24.3 MW exergy).

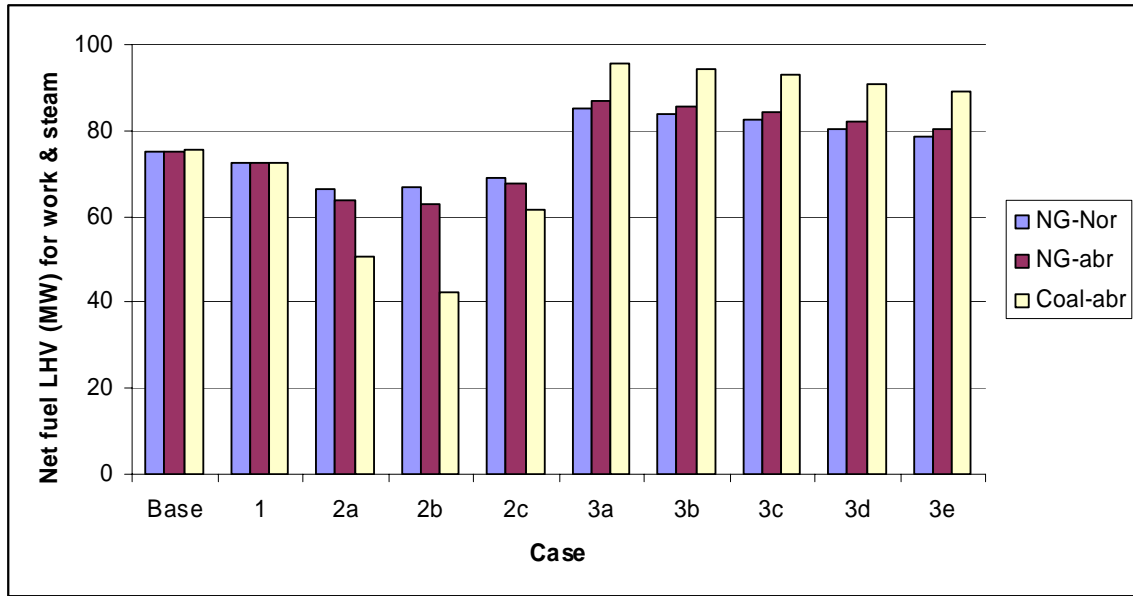


Fig 2

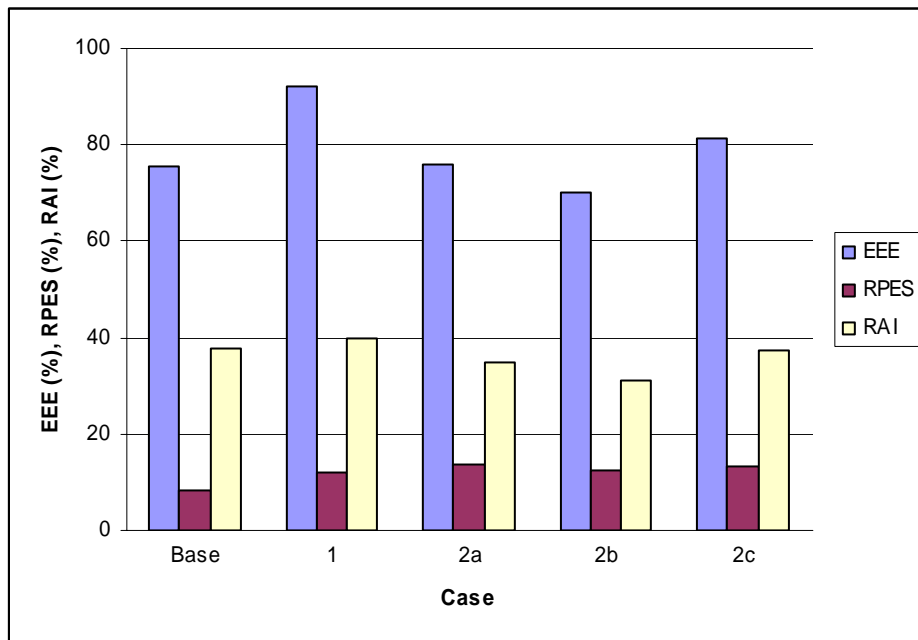


Fig 3

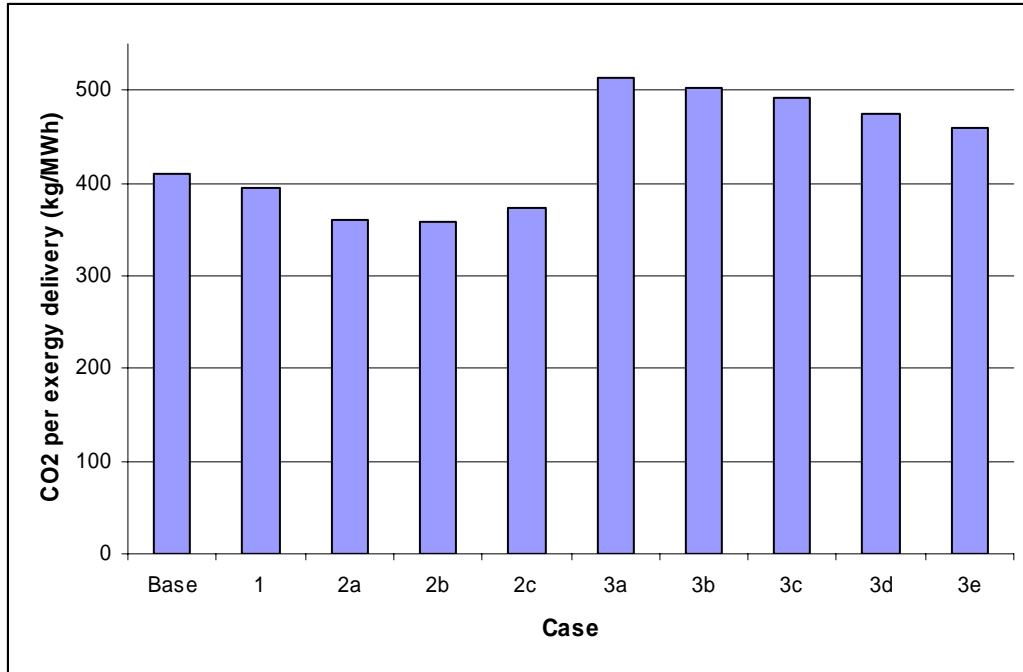


Fig. 4

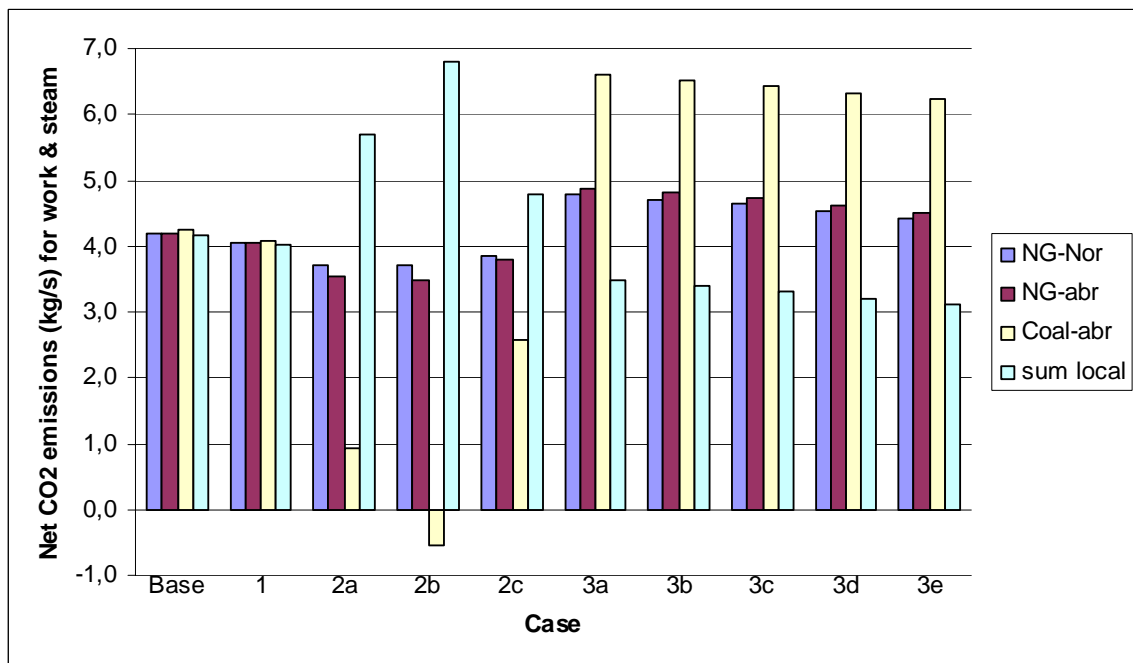


Fig. 5