



## HOVEDOPPGAVE 2002

<b>Tittel:</b> Dynamisk analyse av økologisk effektivitet for Mongstad energiverk.	<b>Emneord:</b> Systemdynamikk Varmeoverføring Lastvariasjon Energiverk
<b>Forfatter(e):</b> Frank Vidar Melum	<b>Utført i tiden:</b> 11.01.02-13.06.02
<b>Faglærer:</b> Prof. Hallvard Svendsen Evt. ekstern veileder: Prof. Helge Bratlebø, stipendiat Klaus Vogstad	<b>Antall sider</b>  <b>Hovedrapport: 53</b> <b>Bilag: 29</b>
<b>EKSTRAKT AV ARBEIDET</b>  <b>Forutsetninger og arbeidsmål:</b> Oppgaven tar utgangspunkt i at det bygges et energiverk med to parallelle gassturbiner og to avgasskjeler på Mongstad. Målet er å lage en modell som skal inneholde en dynamisk representasjon av gassturbinen og varmeoverføringen for Energiverk Mongstad. Denne representasjonen skal benyttes til å studere hvordan en WHRU vil respondere på endringer i de viktigste parametrene; last i gassturbin, massestrøm og temperatursvingninger i eksos, olje og dampstrømmer.  <b>Konklusjoner og anbefalinger:</b> Verktøyet kan benyttes til å modellere tekniske systemer av denne type. Modellen som presenteres i oppgaven inneholder for mange usikre variabler til å kunne si at den fungerer som beslutningsstøtte for Energiverk Mongstad.	
<b>Jeg erklærer at arbeidet er utført selvstendig og i samsvar med NTNUs eksamensreglement.</b>	
<b>Dato og underskrift:</b> .....	

# **Dynamisk analyse av økologisk effektivitet for Mongstad energiverk**

## FORORD

Hovedoppgaven, ”Dynamisk analyse av økologisk effektivitet for Mongstad energiverk”, er utført av Frank V. Melum i tidsrommet 11.01.02-13.06.02. Oppgaven er forankret i et ønske fra Statoil, om å undersøke hvor egnet systemdynamikk er til å vise mulige årsaksforhold, og å fungere som beslutningsstøtte for prosjekter som Energiverk Mongstad.

Jeg vil rette en stor takk til min biveileder Klaus Vogstad som har inspirert og gitt god veiledning i kritiske faser av oppgaven. Det rettes også en takk til min faglærer og veileder, professorene Hallvard F. Svendsen og Helge Brattebø, for gode innspill underveis. Takk til Statoil for deres interesse og engasjement i prosjektet, spesielt til Stein A. Frøseth og Jone Hansen som har vært behjelpelige med å gi informasjon om prosjektet i hele perioden. Til slutt en takk til Magne Myrtveit som deltok i utviklingen av den aggregerte modellen.

Trondheim 13.06.02

---

Frank Vidar Melum

## SAMMENDRAG

Rapporten inneholder en driftsimulering av et energiverk som skal produsere høytrykksdamp samt forvarme en råoljestrøm, fra naturgass og resirkulert gass fra Mongstad raffineri. Elektrisitet vil produseres som et verdifullt biprodukt.

Oppgaven inneholder teknisk representasjon av varme overføringsenheten (WHRU), en innføring i Systemdynamisk metode og konstruksjon av en systemdynamisk modell.

Det er konkludert med at systemdynamikk kan anvendes for å beskrive energi- og temperaturendringer når inngangsvariable endrer seg for Energiverk Mongstad. Verktøyet kan benyttes til å modellere tekniske systemer av denne type. Modellen gir rask feedback informasjon til den som benytter modellen.

Modellen, slik den foreligger her, inneholder for mange usikre variabler til å kunne si at den fungerer som beslutningsstøtte for Energiverk Mongstad. Det virker som om det er mulig å forbedre en rekke variabler og sammenhenger i modellen. Modellen er ikke egnet for å si noe om lønnsomhet eller økologisk effektivitet for Energiverk Mongstad.

## **ABSTRACT**

The paper includes a simulation model of an energy plant that produces high pressure steam and preheats crude oil, from natural gas and recycled gas from a refinery. Electricity is a valuable byproduct from the process.

The paper contains a technical representation of the Waste Heat Recovery Unit (WHRU) a long with an introduction to and construction of a dynamic model.

System dynamics can describe energy streams and temperature changes as the variables changes in a project like energy plant Mongstad. The tool, System dynamics, is suitable for construction of technical systems of this kind. These models give a quick feedback to the users.

The model as it is at the present stage includes too many uncertain variables to say that it will hold as decision support for Energy plant Mongstad. The model is neither suited for estimation of financial or ecological topics for the energy plant at this stage.

# INNHOLDSFORTEGNELSE

<b>FORORD</b>	<b>III</b>
<b>SAMMENDRAG</b>	<b>IV</b>
<b>ABSTRACT</b>	<b>V</b>
<b>1 INNLEDNING</b>	<b>1</b>
1.1 GLOBAL WATCH	4
1.2 FORMÅL	5
1.3 METODE	5
<b>2 TEORI</b>	<b>6</b>
2.1 HISTORISK PERSPEKTIV OG EGENSKAPER VED SYSTEM DYNAMIKK	6
2.2 SYSTEMDYNAMIKK VERKTØYET	7
2.2.1 <i>Problemdefinisjon</i>	8
2.2.2 <i>Dynamisk hypotese</i>	8
2.2.3 <i>Simuleringsmodeller</i>	9
2.2.4 <i>Testing av modell</i>	10
2.2.5 <i>Policy design</i>	10
2.3 HVORDAN KAN SD FORBEDRE LÆRINGEN I PROSJEKTER?	11
<b>3 UTVIKLING AV MONGSTAD INDUSTRIOMRÅDE</b>	<b>14</b>
3.1 STATOIL MONGSTAD	14
3.2 MODELL AV ENERGIVERK MONGSTAD	15
3.2.1 <i>Problemdefinisjon</i>	17
3.2.2 <i>Dynamisk hypotese</i>	19
3.2.3 <i>Simulerings modeller</i>	20
3.2.4 <i>Testing av modell</i>	24
3.2.5 <i>Policy design</i>	24
<b>4 TERMODYNAMISK GRUNNLAG</b>	<b>25</b>
4.1 GENERELT OM VIRKNINGSGRAD	25
4.2 DYNAMISK KARAKTERISTIKK AV EN GASS TURBIN	26
4.3 DYNAMISK KARAKTERISTIKK AV TERMISK OVERFØRING I RØYKGASS KANALEN	28
4.3.1 <i>Stasjonære ligninger</i>	28
4.3.2 <i>Dynamiske ligninger</i>	29

<b>5</b>	<b>RESPONS I SYSTEMET .....</b>	<b>35</b>
<b>6</b>	<b>DISKUSJON.....</b>	<b>40</b>
6.1	GENERELL DISKUSJON OM POWERSIM.....	40
6.2	MODELLENS STRUKTUR .....	41
6.3	VARIABLER I MODELLEN .....	42
6.4	SYSTEMDYNAMIKK OG ØKOLOGISK EFFEKTIVITET.....	43
6.5	VIDERE ARBEID/FORBEDRINGER .....	44
<b>7</b>	<b>KONKLUSJON.....</b>	<b>45</b>
<b>8</b>	<b>LITTERATUR .....</b>	<b>46</b>
8.1	BIBLIOGRAFI.....	46

## **VEDLEGGSLISTE**

<b>VEDLEGG 1 INN TIL TURBINER.....</b>	<b>V-2</b>
<b>VEDLEGG 2 FRA GT/ GJENNOM WHRU .....</b>	<b>V-5</b>
<b>VEDLEGG 3 GTPRO .....</b>	<b>V-8</b>
<b>VEDLEGG 4 AGGREGERT POWERSIM MODELL .....</b>	<b>V-21</b>
<b>VEDLEGG 5 TENTATIV OPPGAVEFORMULERING .....</b>	<b>V-27</b>
<b>VEDLEGG 6 TREGHETSMOMENT FOR GT.....</b>	<b>V-28</b>
<b>VEDLEGG 7 TYPISK WHRU.....</b>	<b>V-29</b>

# 1 INNLEDNING

Internasjonalt pågår det en endring i hvordan miljøarbeid defineres og hvilke hovedelementer som inngår i dette arbeidet, samtidig endres også holdningene til produksjon og produkter. Større produktfokusering og dematerialisering er noen av de virkemiddele som det fokuseres på. Hvor sterk denne endringen vil være i årene som kommer gjenstår å se. Virksomheter som ønsker å være i forkant av en slik utvikling imøtekommer dette på ulike vis. For å kunne vurdere ulike alternativer i industrien er det viktig at det etableres metoder som kan gi et relevant sammenligningsgrunnlag mellom alternativene. Denne endringen adresserer også et behov for metoder, evaluering, rapportering og kommunisering som kan bistå i en slik prosess.

Hovedoppgaven er en del av samarbeidsprosjektet Global Watch som ønsker å imøtekomme noe av dette skiftet i tankegang. Et ambisiøst ønske var å muliggjøre en viss endring i miljømessig strategisk tenkning og klarere kommunisere prosjekters fordeler og ulemper, som beskrevet i 1.1.

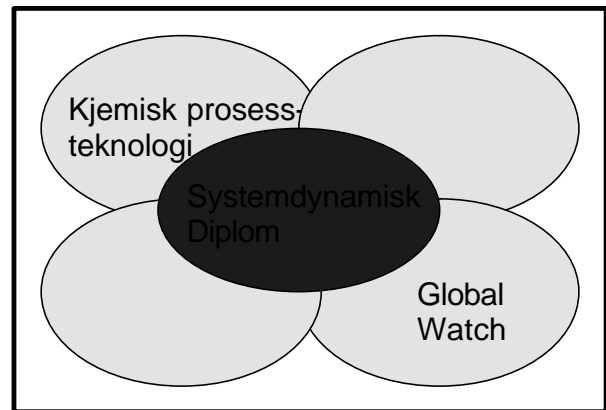
Energiverk Mongstad ble valgt for å konkretisere oppgaven til et bestemt prosjekt.

Hovedoppgaven tar utgangspunkt i utbygging av to parallelle gassturbiner og varmeoverføringsenheter (WHRU) som leverer varme og damp til raffineriet som vist på figur 2. Prosjektet er av interesse for en rekke interessenter, fra så vel aksjeeiere som miljøaktivister. Dette medførte at man ønsket et verktøy som kunne belyse flere sider ved prosjektet, det være seg økonomiske, miljømessige eller teknologiske aspekter. Som et resultat av dette, ble det etter hvert framsatt et ønske om å benytte System Dynamikk som en av metodene for bedre å kunne undersøke, dokumentere og kommunisere effekter av slike prosjekter.

Videre i **kapittel 1** vil Global Watch beskrives mer utfyllende for å gi mer utdypet bakgrunn til oppgaven før kapitlet munner ut i formålet til oppgaven. **Kapittel 2** gir en basal teoretisk innføring i systemdynamikk, hovedsakelig hentet fra Business Dynamics [1], og hvordan en organisasjon kan nyttiggjøre seg bruken av en slik metode. **Kapittel 3** begynner med å beskrive systemet Energiverk Mongstad og hvordan dette er tenkt å fungere i samspill med raffineriet, her er også simuleringsmodellen som beskrevet. I **Kapittel 4** utledes differensialligningene som benyttes i modellen, samt at andre relevante termodynamiske sammenhenger for gassturbinen blir presentert. I **Kapittel 5** presenteres resultater fra simuleringene før det diskuteres og konkluderes i **kapittel 6** og **7**.



Mitt utgangspunkt for hovedoppgaven er tilknytning til Institutt for kjemisk prosess teknologi og Program for Industriell økologi. Litt av hensikten med oppgaven er å benytte begge fagfelt i samme oppgave, og å la disse fungere som supplement til hverandre i tråd med intensjonen til studieprogram for Industriell økologi.

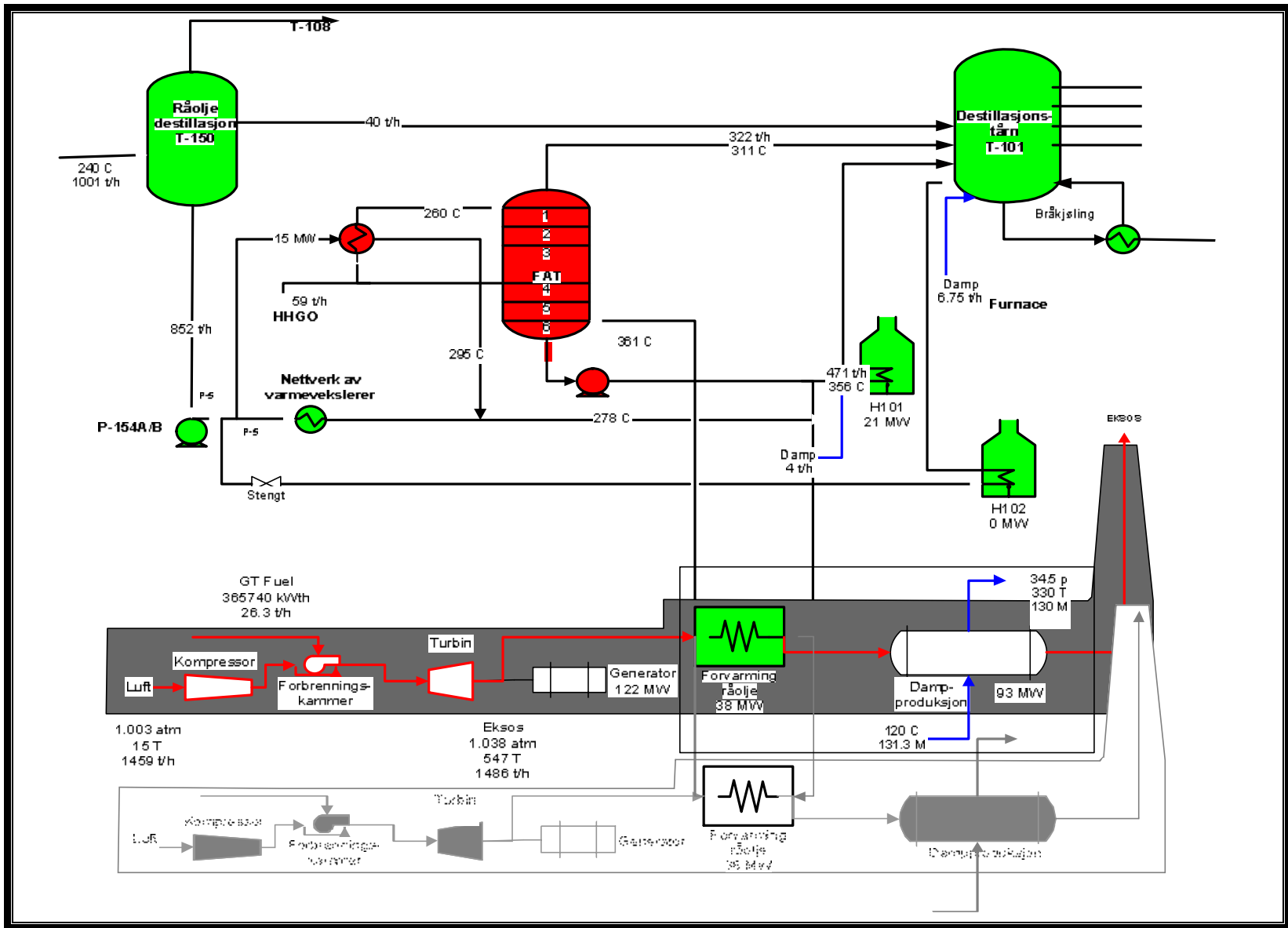


Figur 1. Bakgrunn for systemdynamisk diplom

Det bemerkes at formålet slik det er beskrevet i kapittel 1.2, er på et helt annet detaljeringsnivå enn det som ble beskrevet i V5, noe det også ble tatt høyde for, se tentativ problemstilling V5. Denne innsnevringen og konkretiseringen har kostet mye tid og det at det endelige formålet først ble klart midtveis i prosjektperioden har naturlig nok gått på bekostning av modellen som blir presentert senere i oppgaven. For å gi et innblikk i prosessen er modellen som ble presentert ved midtveispresentasjonen for hovedoppgaven vist i vedlegg 4.

For å vurdere økologisk effektivitet for Energiverk Mongstad ble en annen diplomoppgave igangsatt parallelt. Oppgaven inneholder en nærmere definering av økoeffektivitet [3]. Definisjoner og teori om økologisk effektivitet er ikke tatt med her, da det synes lite relevant for det konkretiserte formål. I diskusjonen og perspektivet vil denne oppgaven ses i lys av hvordan den bidrar til å påvirke systemets økoeffektivitet.

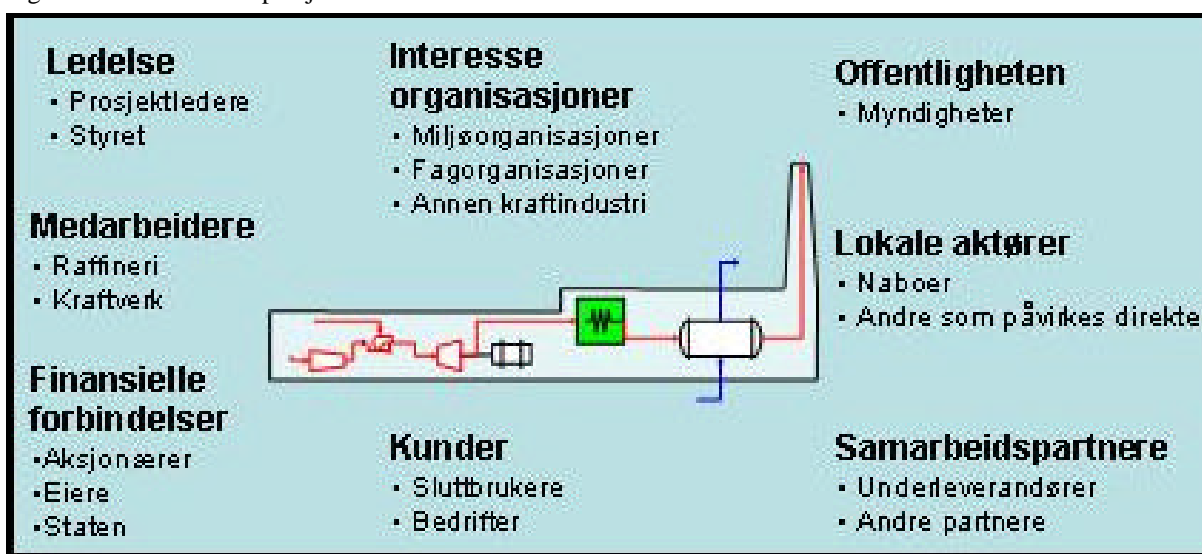
Figur 2 Systemskisse, sammenheng mellom gassfurner og raffineri.



## 1.1 Global Watch

Global Watch er et samarbeidsprosjekt mellom NTNU og Statoil initiert høsten 2000, finansiert av Statoil. Global Watch var opprinnelig inndelt i tre delprosjekter, der Industriell økologi var ett av disse tre. Hensikten med dette delprosjektet var å utvikle et samarbeid der det systematisk følges med på hva som skjer inne FoU innen industriell økologi internasjonalt og fokuserer på de konsekvensene dette har for selskaper som Statoil. Figur 3 viser noen av interessentene som vil være opptatt eller berørt av en slik utbygging.

Figur 3 Interessenter til prosjektet



Utgangspunktet fra Industriell økologis side var et fokus på dagens skifte i tenkning og strategi på miljøsidan. Dette skiftet innebærer blant annet et sterkere fokus på natur, kvalitet og kulturelle verdier. Statoil signaliserte at de ser en endring i holdninger til eksisterende aktiviteter og nye prosjekter. Spesielt gjelder dette med tanke på miljøkonsekvenser. En del oljeselskaper har sogar signalisert at de skal endre strategi og bli en energileverandør. Statoil ønsket i stor grad kvantitative vurderingsformer, og systemdynamikk ble lansert som en av metodene som det var ønskelig å studere videre. Statoil ønsket at prosjektene skulle bli forankret opp mot konkrete prosjekter i industrielle case innen Statoil. Energiverk Mongstad ble valgt som illustrasjoncase.

Her var det ønskelig å utvikle metoder som kan vurdere miljøprestasjonen til systemer, prosesser og prosjekter.

## 1.2 Formål

Her refereres først en tentativ problemstilling før oppgavens formål presiseres

Det viste seg at nettverkssystemet slik det var beskrevet tidligere i prosjektet var mer lineært enn man opprinnelig trodde, se vedlegg 4, og at dette systemet kan hende derfor bedre kan undersøkes med lineær programmering eller andre optimaliseringsverktøy. Modellen gir imidlertid en god visualisering og forståelse for hvordan enkeltfaktorer påvirker systemets samlede presentasjon, så vel økonomisk som økologisk.

Den tentative problemstillingen, gjengitt i vedlegg 6, ble for å skape en aktuell systemdynamisk modell for prosjektet, revidert til følgende tredelte formål:

- 1) Modellen skal inneholde en dynamisk representasjon av gassturbinen og varmeoverføringen for Energiverk Mongstad. Denne representasjonen skal benyttes til å studere hvordan en WHRU vil respondere på endringer i de viktigste parametrene; last i gassturbin, massestrøm og temperatursvingninger i eksos, olje og dampstrømmer.
- 2) På basis av prosessen og resultatene skal det vurderes hvorvidt dette verktøyet er egnet til beslutningsstøtte på liknende prosjekter.
- 3) Plassere oppgaven inn i en økologisk sammenheng for Mongstad raffineri og energiverk.

## 1.3 Metode

Oppgaven er basert på statiske simuleringer i GTPRO, og dynamiske simuleringer i Powersim Studio Research 2001<sup>1</sup>. Systemdynamikk som metode er videre beskrevet i kapittel 2.

Bakgrunnsdata for tallmaterialet stammer fra Statoil og tidligere prosjekter i Energiverk Mongstad prosjektet.

For mer bakgrunns informasjon henvises til bibliografien.

---

<sup>1</sup> Powersim er et av flere dataverktøy for systemdynamisk modellering, andre eksempler er Vensim og Stella. I denne oppgaven er kun Powersim benyttet.

## 2 TEORI

System dynamikk er en metode som sammen med datamodellering og simulering utgjør et sterkt verktøy for å forstå og diskutere av komplekse problemer. Verktøyet kan anvendes på et bredt spekter av problemer, og en av de største styrkene ligger i muligheten til å modellere ikke-tekniske parametere sammen med tekniske godt forståtte problemer. Modellering av sosiologiske sammenhenger kan for eksempel baseres på historisk informasjon. Verdien av resultatene en modell gir er selvsagt stekt avhengig av sikkerheten på de data som mates inn i modellen.

Del 2 av diplomoppgaven beskriver kort historien bak System Dynamikk, kapittel 2.1, og de viktigste egenskapene til verktøyet. Det er tatt med noen eksempler på anvendelse av verktøyet som ligger utenfor rammen til denne diplomoppgaven men som illustrerer fleksibiliteten til verktøyet. I del 2.2 beskrives prosedyren som er brukt i forbindelsen med oppgaven, her forklares også de viktigste komponentene i en "Stock-and-flow" modell, og hvilke responser som kan forventes av våre modeller. Tilslutt i kapittelet gis det en teoretisk begrunnelse for hvordan Systemdynamikk kan bidra til å øke læringen i en organisasjon, del 2.3.

### **2.1 Historisk perspektiv og egenskaper ved System dynamikk**

System dynamikk ble opprinnelig utviklet på 50-tallet av professor Jay W. Forrester for å forbedre forståelsen av industrielle systemer blant beslutningstakere. Forrester, professor ved MIT, mente at de største hindrene til fremskritt var å finne på ledelses nivå og ikke på ingeniørens side. Han mente dette kom av at sosiale systemer er mye vanskeligere å forstå og kontrollere enn fysiske systemer. Forresters professorat på MIT omhandlet hvordan hans bakgrunn innen teknologi og vitenskap kunne bidra til å forutse suksess eller fiasko for en bedrift.

Anvendelse: I løpet av 1950- og 60-tallet ble systemdynamikk stort sett brukt til ledelsesproblemer. I 1969 utga Forrester, i samarbeid med John Collins, boka "Urban Dynamics" som beskrev hvilke konsekvenser ulike policyer ville ha på urbaniserte områder. Boka markerte starten på utviklingen av flere modeller uten at en enkelt bedrift stod bak som oppdragsgiver. De mest kjente er kanskje Forresters "The World" modeller som han lagde på oppdrag fra "Club of Rome" som ønsket en modell som kunne forutsi hvilke konsekvenser verdens raskt voksende befolkning ville ha for jordas bærekapasitet og ressurser. Modellen "WORLD2" ble utgitt i boka World Dynamics i 1970 og var også utgangspunktet for "WORLD3" som var en videreføring av "WORLD2" og som ble laget av blant andre Meadows som var under Forresters veiledning.

Modellen ble publisert i 1972 i boka ”The Limits to Growth” (Meadows, Meadows, Randers og Behrens), og også den fikk betydelig oppmerksomhet internasjonalt[2].

Undersøkelser fra ulike virksomheter har vist at det ofte er manglende innsikt og forståelse for deres leverandører og kunder. Det er ikke samsvar mellom hvordan de oppfatter produksjonsprosessen og hvordan den faktisk er[1]. En slik manglende innsikt kan gi unødvendige kostnader, for eksempel som et resultat av for stor eller liten lagerkapasitet sammenlignet med hva som er mest økonomisk gunstig. Undersøkelsene viser til samspillet mellom ulike bedrifter i en tilbudskjede. Det er allikevel rimelig å anta at situasjonen vil ha paralleller i store konsern og organisasjoner der det kan være problematisk å få oversikt og innsikt i hverandres aktiviteter.

## **2.2 Systemdynamikk verktøyet**

For å få en modell som er så funksjonell som mulig, er det viktig å gjøre en kort gjennomgang av noen enkle men sentrale spørsmål. Eksempelvis: Hva har du tenkt å benytte Systemdynamikk til? Hvem etterspør modellen? Hvorfor ønskes modellen?

En fremgangsmåte for konstruksjon av systemdynamisk modell er gitt ”Business Dynamics” av John D. Sterman[1], som sammen med Forrester er en av nestorene innen systemdynamikk. Prosedyren er grovt inndelt og beskriver hvilke faser det er vanlig å behandle i en systemdynamisk problemstilling. Punktvis kan disse oppsummeres:

- 1 *Problemedefinisjon*
- 2 *Dynamisk hypotese*
- 3 *Simuleringsmodell*
- 4 *Testing*
- 5 *Policy utvikling*

Hovedelementene i disse fem fasene blir teoretisk beskrevet her, mens de samme fasene vil bli gjennomgått for Energiverk Mongstad i kapittel 3.

## 2.2.1 Problemdefinisjon

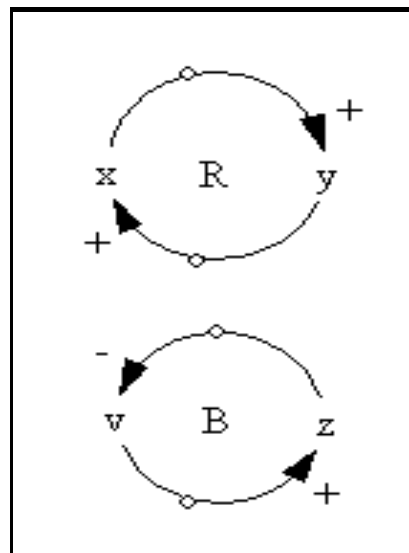
Problemdefineringsen medfører fastsettelse av hvilke **systemgrenser** som ønskes for problemstillingen. Her bør det også komme frem hva oppgaven/prosjektet skal gi svar på. Hva er problemet? Hva skjer når rammebetingelsene endrer seg? Eventuelt hvorfor er dette et problem. De viktigste **variabler og konsepter** identifiseres, og en egnet **tidshorisont** for problemet som studeres bestemmes. Problemdefinisjonen bør også inneholde **referanse** parametere for problemet.

## 2.2.2 Dynamisk hypotese

Her redegjøres det for ulike teorier som finnes for at systemet vil kunne få dynamiske svingninger, hvilke drivende krefter som bringer systemet ut av balanse og hvilke som balanserer det. Systemdynamikk kan brukes som en metode for å transformere mentale modeller (det vil si, vår personlige oppfatning av et system) til formale modeller som under en felles forståelse kan forstås av flere. Beslutninger tas og det diskuteres ofte på bakgrunn av forskjellige mentale modeller. En måte å beskrive disse modellene på er via "causal loop diagrams". En felles forståelse av problemet som studeres er selvsagt avgjørende for hvor god løsningen blir.

"Causal loop diagrams", heretter CLD, egner seg godt til å beskrive de mentale modellene som er etablert slik at de involverte parter kan ha en mer lik forståelse av problemet, og luke vekk misforståelser tidlig. CLD gjør det lettere å kommunisere feedback i systemet som menes å være interessante. Notasjonen som brukes i et CLD er som vist i figur 4. Her er  $x, y, v$  og  $z$  variable. En økning i  $x$  gir en økning i  $y$ , forutsatt; alt annet uforandret. En økning i  $z$  gir imidlertid en reduksjon i  $v$ .

Eksempelvis kan  $x$  være fødsler og  $y$  være populasjonen i en befolkning.  $z$  kan være produkt pris og  $v$  kan være salg for en salgsvare.

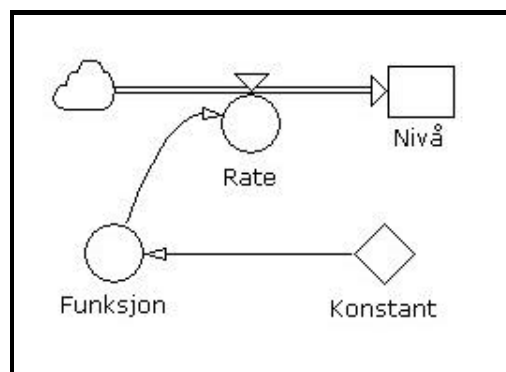


Figur 4 Øverst: Selvforsterkende sløyfe (Reinforceing loop). Nederst: Balanserende sløyfe (Balansing loop)

Et viktig poeng er at disse sløyfene ikke sier noe om styrke  $n$  til disse tilbakekoblingene, bare om det vil gi positiv eller negativ feedback til systemet. **Selvforsterkende sløyfer**, merket **R**, gir en eksponentiell respons fra initialbetingelsene, som i eksempelet over der populasjonen vil øke eksponentiell dersom den ikke begrenses på noen måte. **Balanserende sløyfer**, merket **B**, gir en ny likevekt, som i eksempelet over vil innstille seg på en ønsket mengde salg. Flere kombinasjoner av **R** og **B** sløyfer gir ulik respons etter hvor ”sterke” disse er. Dette kan eksempelvis være ”sigmoidal kurver”, ”vekst og stagnasjon” og ”overskyt og kollaps”. Forsinkelser i modellen kan gi oscillerende respons. En egenskap ved systemdynamiske modeller er at man også kan modellere ikke-intensive størrelser som for eksempel informasjon. Styrken på de ulike feedbacksløyfene bestemmes gjennom ”Stock and Flow” modeller som beskrives mer utfyllende nedenfor.

### 2.2.3 Simuleringsmodeller

Til modellering er Powersim Studio Research 2001 benyttet som software. Figur 5 viser de vanligste byggesteinene i en Powersim-modell. Hjelpvariable er eksemplifisert ved **konstanter**, som er vist som et kvadrat, og **funksjoner** ved sirkler. **Skyen** markerer at strømmen kommer fra utenfor systemgrensene for modellen, det være seg for eksempel olje fra et reservoar som pumpes med en **rate** (mengde per tidsenhet) til et **nivå**.



Figur 5: Byggesteiner i Powersim

Nivået kan representeres ved (1):

$$N(t) = N(t_0) + \int_{t_0}^t (Inn - Ut) dt \quad (1)$$

mens raten beskrives som endring nivået per tidsenhet  $\frac{dN}{dt}$ .



## 2.2.4 Testing av modell

Det finnes et vell av tester for å teste modellen, se [1], de vanligste kan oppsummeres:

- Sammenligning med referanse tilstanden, gir modellen en god representasjon av problemet?
- Robusthet under ekstreme forhold, hvordan responderer systemet på ekstreme påkjenninger, er dette sannsynlig respons?
- Ulike tester for konsistens med grenseverdier og hensikt.
- Sensitivitetsanalyser, hvordan oppfører modellen seg når man varierer parameter som har en usikkerhet.

I tillegg er det populært å benytte scenariobasert testing, her finnes det imidlertid enkelte fallgruver som en bør være oppmerksomme på. Resultatene blir ikke bedre enn de scenariene som er testet og der er derfor viktig at en tar utgangspunkt i gode alternativer. Scenarietestingen er ikke en optimaliseringsøvelse med mindre man tester alle tilgjengelige alternativer. Testingen kan kun gi svar på hvor godt et scenario er i forhold til et annet. Man bør også være oppmerksom på at det ikke er noen klar sammenheng mellom hva som gjennomsnittlig er det beste alternativet og hva som er best i hver individuelle situasjon. For betraktninger og en kritisk vurdering av ”scenario planning”, se kommentar fra Stein Wallace [4], professor II ved NTNU.

## 2.2.5 Policy design

Her konkluderes fra de testene som er foretatt og egnet beslutning tas. For en ideell beslutningsprosess finnes to muligheter:

- 1) Beslutninger tas automatisk på bakgrunn av kun en parameter.
- 2) Optimal beslutning når beslutningstaker vet ALT.

Som oftest vil virkeligheten naturlig nok ligge et sted mellom disse ekstreme tilfellene, det er viktig at man under konstruksjon av en modell ikke benytter mer informasjon enn det som er/var tilgjengelig for beslutningstakeren. Dette er oppsummert i Baker Criterion [1]:

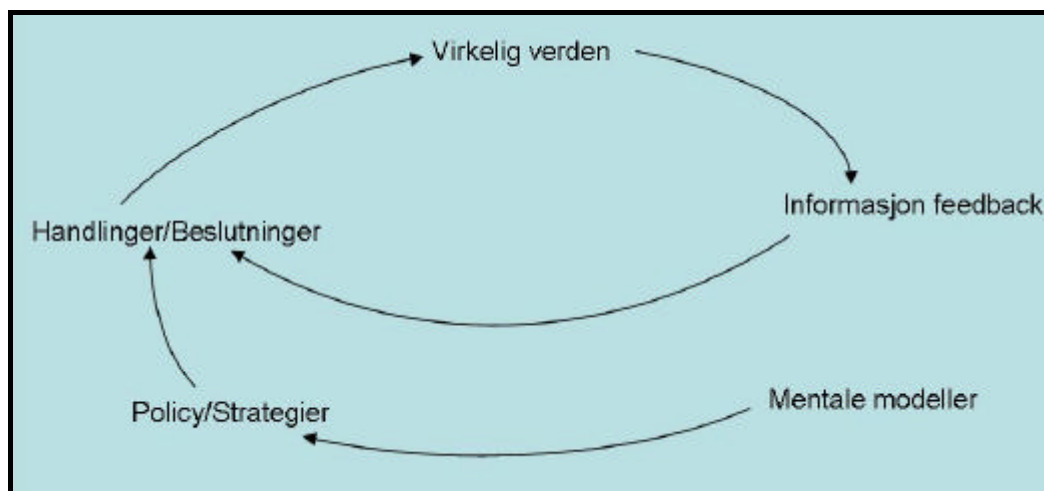
*”The inputs to all decision rules in models must be restricted to information actually available to the real decision makers”*

Alle forventninger og oppfatninger om fremtiden er usikre og basert på historisk informasjon. Forventninger om fremtiden kan derfor være feilaktige. Faktiske forhold og observerte verdier kan variere på grunn av forsinkelser i indikatorer og informasjonsstrømmer.

### 2.3 Hvordan kan SD forbedre læringen i prosjekter?

Her er det ment å gi en kort innføring i sammenhengen mellom bruken av systemdynamikk i organisasjoner og hvordan dette påvirker en læreprosess i denne organisasjonen. Teorien er hentet fra systemdynamiske lærebøker og naturlig nok preget av dette.

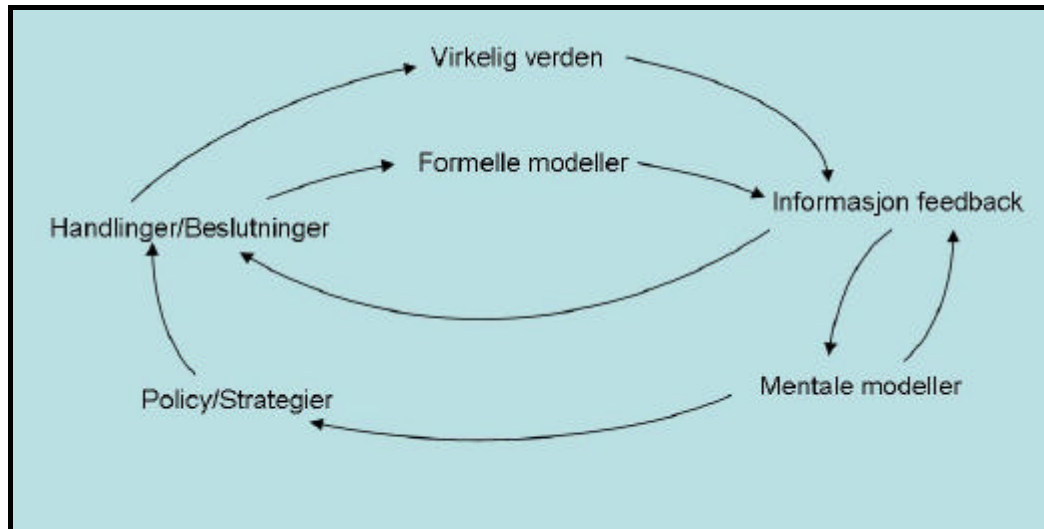
Utviklingen av en modell bør følge en viss prosedyre uavhengig av hvilken modell man vil utvikle. Sterman[1] hevder, kanskje ikke så oppsiktsvekkende, at læring er basert på en "feedback" prosess. Tradisjonelt løses ofte problemer ved at vi bestemmer oss for en adekvat løsning på et problem, iverksetter tiltak/handlinger som igjen gir oss en respons. Slik problemløsning kan betegnes som linear, og er illustrert i figur S1.



Figur 6 Enkelt sløyfet læring

Informasjons "feedback" blir her tolket med eksisterende mentale modeller. Informasjonen som tilbakeføres blir behandlet i den eksisterende kontekst, det vil si med de regler for beslutningstaking, strategier, kultur og institusjoner som er utviklet og et resultat av våre mentale modeller.

Essensen i litteraturen [1] er at for å oppnå en raskere læreprosess er det viktig at informasjons feedback blir tilgjengelig slik at vi kan forbedre våre mentale modeller for deretter å forbedre kvaliteten på beslutningene vi tar.



Figur 7 Dobbel sløfjet læring

Figur 7 antyder at vi med modeller som gir verdifull feedback kan vi raffinere våre mentale modeller, også kalt dobbelt sløfjet læring.

Mange systemer inneholder barrierer som vanskeliggjør læringsprosessen. Økt dynamisk kompleksitet, tette koblinger, ikke-lineære sammenhenger gjør alle læringen vanskeligere. Begrenset informasjon

Simuleringer er ofte nødvendige for å sørge for at informasjons feedback skal bli tilfredsstillende når de mentale modellene blir for komplekse.

Boka ”The Fifth Discipline Fieldbook; Strategies and Tools for Building A Learning Organization” av Peter Senge et. al.[5], hevder at kjernen ved en lærende organisasjon baserer seg på fem disipliner. De fem ”lærende disipliner” som skisseres i boka utgjør en helhet som blant annet viser systemdynamikkens betydning i lærende organisasjoner. De fem disiplinene kan kort beskrives:

1. Personlig mestring – alle bør ha et fagfelt som de er gode i hvor de kan utvide sin personlige kapasitet for å få de resultatene vi mest ønsker. I tillegg til å skape et organisatorisk miljø som oppmuntret medarbeidere mot mål og hensikter som er valgt.
2. Mentale modeller – reflekterer, forbedrer og klargjør våre bilder av verden, og viser hvordan de påvirker våre handlinger og beslutninger. Erfaring i å lage gode mentale modeller.
3. Delte visjoner – bygge en følelse av tilhørighet og ansvar for en gruppe, ved å utvikle felles mål og bilder av fremtiden samt hvordan man skal komme seg dit.
4. Gruppe læring – skape ferdigheter via samtaler og kollektiv tenkning, slik at en gruppe kan utvikle sin intelligens
5. System tenking – en metode å tenke på, et språk for å beskrive og forstå, de krefter og sammenhenger som former oppførselen til et system. ”The fifth discipline fieldbook” mener at system tenkning gir oss muligheten til å forstå hvordan vi kan forandre systemer mer effektivt, og handle mer i samsvar med større prosesser i den naturlige og økonomiske verden. I denne oppgaven blir dette et forsøk på å være mer bevist på hvordan de modeller som blir utviklet kan bidra til å finne gode løsninger mer effektivt og hva som skal til for at dette skal skje.

### 3 UTVIKLING AV MONGSTAD INDUSTRIOMRÅDE

Her vil det bli dratt paralleller opp mot den aktuelle problemstillingen beskrevet i del 1. Kapittelet beskriver først Mongstad som industriområder før det konkretiseres mer mot det planlagte energiverket og prosedyren som ble skissert i kapittel 2.2. blir gjennomgått.

#### 3.1 Statoil Mongstad

Raffineriet på Mongstad eies av Statoil (79%) og Shell (21%), og har en kapasitet på 10 mill. tonn råolje per år (ca 28000 tonn per dag). Råoljen sendes fra Troll B og C, via rørledningene Troll I/II og med tankere fra Åsgård og Statfjord til Mongstad. Denne oljen prosesseres til diverse petroleumsprodukter. I tillegg mottar raffineriet NGL (Natural gas liquids) fra Oseberg og kondensat fra Troll i en rørledning fra Sture anlegget ved Kollsnes.

Til denne aktiviteten har Statoil behov store mengder med høytrykksdamp, som dag hovedsakelig produseres i kjeler som brenner fyrgass oppsamlet i Raffineriet og butan. I 2000 var forbruket av fyrgass 6300 GWh og 390 GWh med elektrisitet. For å dekke deler av dette behovet er bygging av to gassturbiner et alternativ.

Gass fra Troll går via gassrørledninger til kontinentet, anlegget på Kollsnes tørker og komprimerer gassen før den eksporteres. Sammensetningen av naturgass er ca 86% Metan, 8% Etan og 2% Propan.

I perioden fra 1997 til 1999 har el-forbruket i Norge steget med 5 TWh. Tilgangen på ny kraftproduksjon 0,5 TWh. Norge hadde i 1999 et underskudd i kraftbalansen på 7 TWh i et normalår ifølge Naturkraft[6].

### 3.2 Modell av Energiverk Mongstad

Antagelser/forutsetninger for dampbehov og elektrisitetsproduksjon:

Innfyrt energi	720	MW
Damp:	260 <sup>2</sup>	tonn/t
Oljeforvarming	78	MW
Elektrisitet:	240	MW

Dette gir en energivirkningsgrad på nærmere **70%**. Virkningsgraden for kombinerte kraftverk varierer mellom **57-59%** for Siemens, ABB/Ahlstrom, Mitshubishi og General Electric. Sammenlignet med disse kommer kraftverket godt ut hvis man bare ser på energivirkningsgrad, regner man eksnergivirkningsgrad vil tallene bli noe annerledes da ett anlegg med dampturbin kun produserer strøm.

En dynamisk modell av energiverket berøres av tidskonstanter for opp/nedregulering av kraftverk, spotpriser kraftmarked og restriksjoner/prosesskrav fra raffineriet. Kostnader for alternativt brensel og hvor hurtig opp/nedregulering kan foregå for alternativ eksisterende oppvarming Mongstad. Det er spesielt det siste punktet det er fokusert på her.

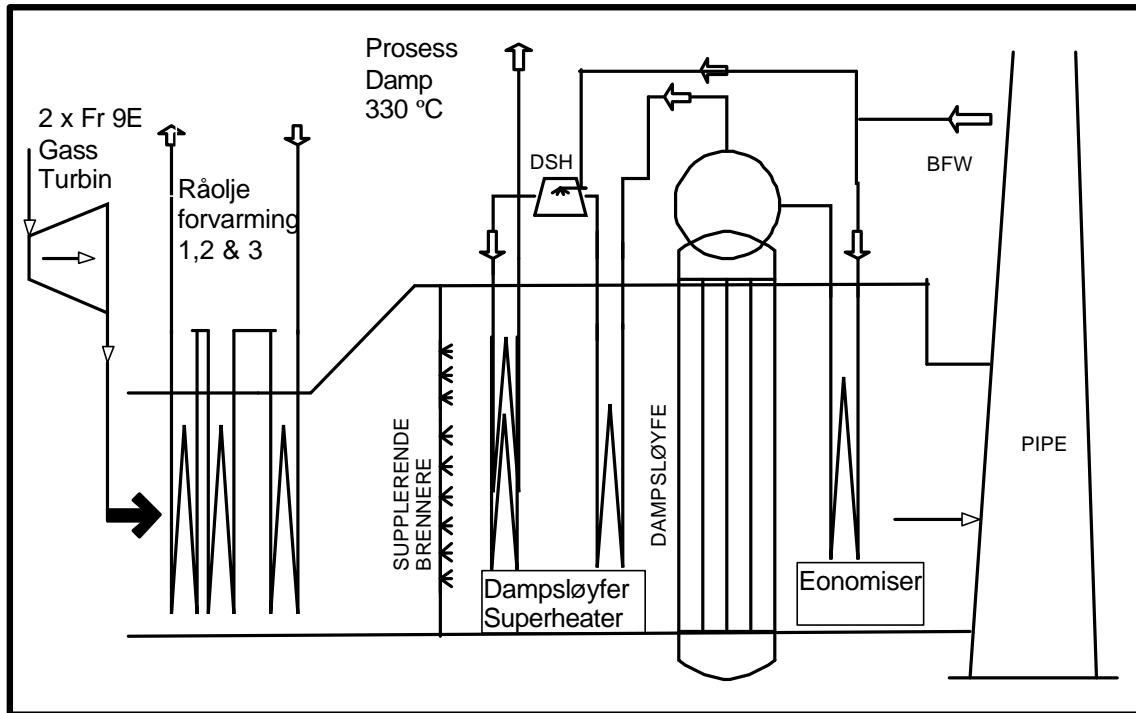
I denne modellen ses det mer spesifikt på driften av gasskraftverket. Det er antydnet at kraftverket kan selge kraft på spotmarkedet, via spekulering, noe som vil kreve opp/nedregulering av produksjonen. Ulike valg av teknologi (NGCC, cogeneration) gir ulike fleksibilitet og mulighet for å levere prosessdamp og varme. Dette er en dynamisk problemstilling, fordi tidskonstantene i gasskraftverket og krav til maksimale variasjoner på raffinerisiden når det gjelder prosessdamp vil være avgjørende for hvor hurtig kraftverket kan reguleres. På den annen side kan det være et inntektspotensiale her, dersom alternative brenselkostnader for Mongstad (prosessdamp) ligger i sjiktet mellom maks/min spotpris.

Simuleringsmodellen tar utgangspunkt i at det bygges to parallelle linjer med to like store gassturbiner. Dette gir en større fleksibilitet i forbindelse med dellast. Totalt gir turbinene og varme overføringen 240 MW el, 76 MW varmeoverføring til råolje og det produseres 260 t/h av høytrykksdamp, noe som tilsvarer en overført energimengde på 93 MW. Fyrgassen inneholder 732 MW. Hver enkelt gassturbin kan kjøres ned mot 50% dellast.

---

<sup>2</sup> Tilsvarer ca 185 MW

Figur 8 viser hvordan Statoil planlegger å gjøre seg nytte av den varme eksosen. Etter eksosen forlater turbinen vil den forvarme olje som senere skal raffineres. Effekten av denne forvarmingen er 2 x 38 MW, det vil si totalt 76 MW.



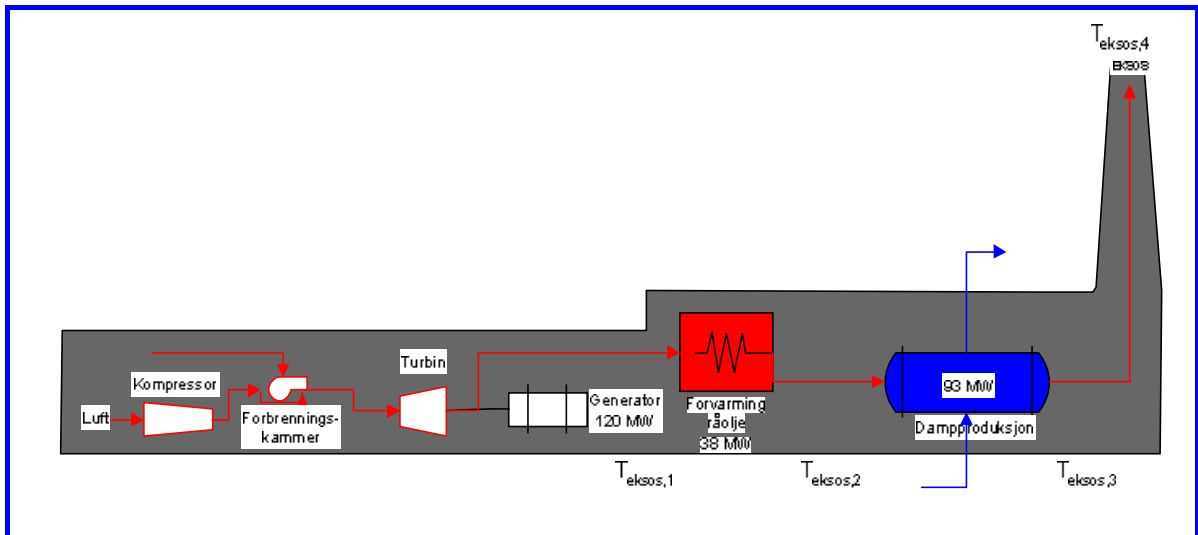
Figur 8 WHRU

Dersom en av de to turbinene faller ut, gir tilleggsbrennere i avgasskanalene (Waste Heat Recovery Unit), mulighet for å brenne mer gass i den operative WHRU. På denne måten vil dampbehovet dekkes som før. Råoljeforvarmingen vil reduseres med 2\*38 MW noe som det vil kompenseres for i ovn H101. Gassen som skal brukes i de to gassturbinene består av gass fra Troll (ca. 41 t/h) og oppsamlet fyrgass (ca. 12.3 t/h) i raffineriet. Fyrgassen vil fordele seg likt mellom de to turbinene, hvis en av de to turbinene kjører med lavere last en designet for vil andelen resirkulert fyrgass i turbinene øke da Statoil ønsker å benytte denne først. Sammensetningsmessig vil dette få konsekvenser som vist i vedlegg 1.

### 3.2.1 Problemdefinisjon

Oppgaven tar utgangspunkt i at det bygges to parallelle gassturbiner på Mongstad og to avgasskjeler. Målet er å gjennomføre analyser for Statoil som kan gi dem støtte i deres beslutningsprosess. En systemskisse ble vist i figur 2 (kapittel 1), hovedfokus for modeller i denne oppgaven ligger i energiverket og særlig i varmeoverføringsdelen som er markert med grått i figuren. For å avgrense oppgaven ytterligere er simuleringene gjort for en av gassturbinene, dette er en grei avgrensning da systemene i prinsippet er helt identiske.

Hensikten med å bygge en løsning som vist i figuren primært altså ikke å produsere elektrisitet. Problemeier har signalisert at det er interessant å studere temperaturendringer i oppvarmet olje og damp som et resultat av variasjoner i eksosen.



Figur 9 Gassturbin med røykgasskanal og forvarming av råolje(rødt) og dampproduksjon(blått)

Simuleringsmodellen tar som nevnt over utgangspunkt i at det bygges to parallelle linjer med to like store gassturbiner(som vist på figur 2). Dette gir en større fleksibilitet i forbindelse med dellast. Totalt gir turbinene og varme overføringen 240 MW el, 76 MW varmeoverføring til råolje og det produseres 260 t/h av høytrykksdamp, noe som tilsvarer en tilførsel av rundt 185 MW. Fyrgassen inneholder ca. 730 MW. Hver enkelt gassturbin kan kjøres ned mot 50% dellast. Råoljeforvarmingen ellers i raffineriet vil reduseres med 76 MW noe som det vil kompenseres for i ovn H101(figur 1).

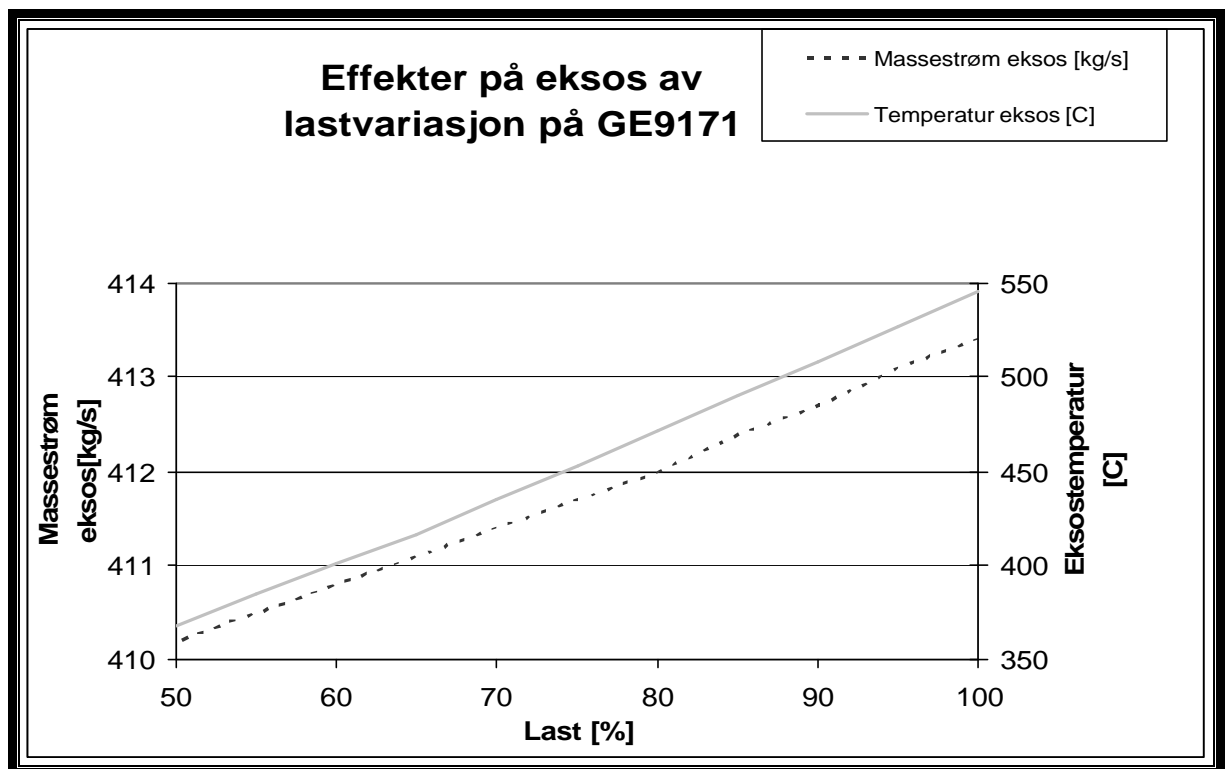


Fokuserer hvordan tre mulige hendelser i systemet påvirker varmeovergangen i systemet:

- Turbinene faller ut av drift.
- Lasten i turbinen varierer
- Dampbehovet på Mongstad raffineri varierer

En slik problemstilling gir ingen forutsetning for å si hvor god denne løsningen er sammenlignet med andre oppsett hva utslipp og virkningsgrad angår.

Figur 3 viser hvordan lastvariasjon på GE 9171 påvirker eksostemperaturen og massestrømmen. Resultater fra simuleringer i GTPRO, se vedlegg 3.

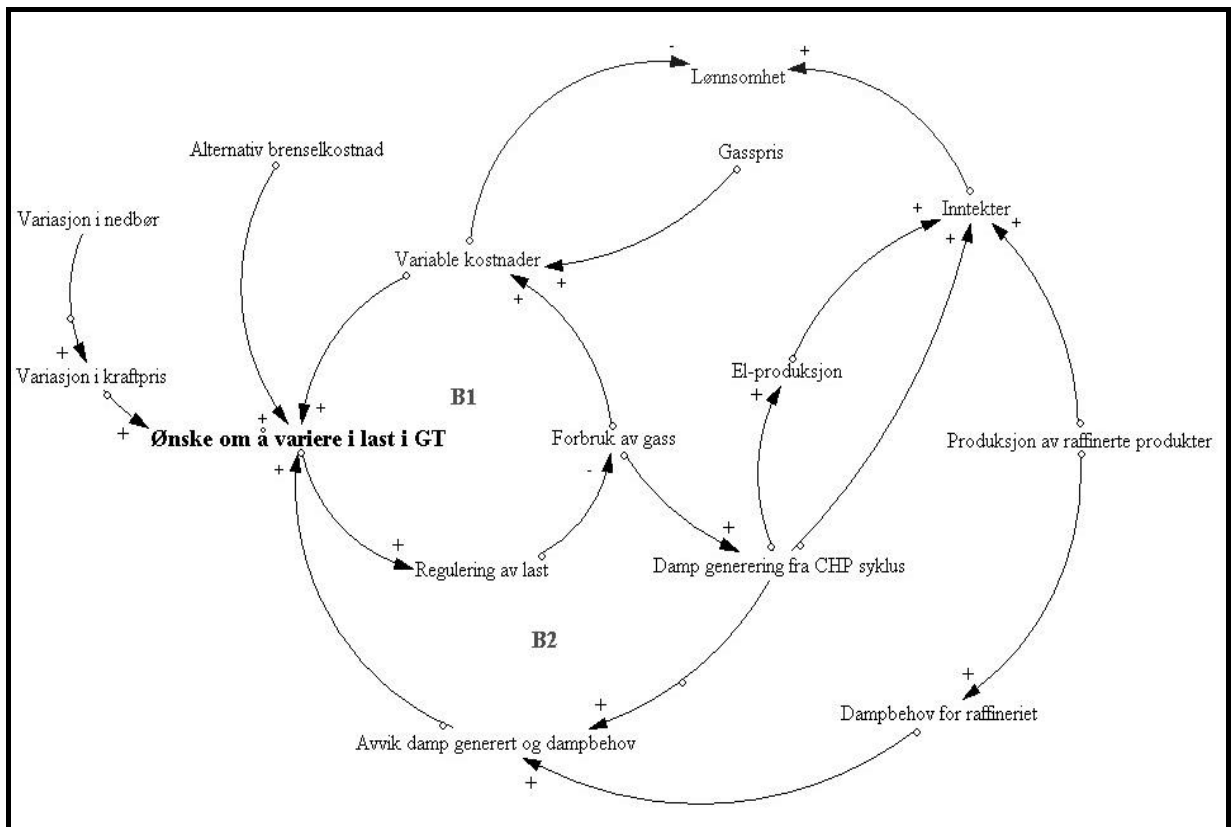


Figur 10 Effekter av lastvariasjon på GE 9171.

### 3.2.2 Dynamisk hypotese

Figur 4 (utvidet i vedlegg 2) gir et bilde av den mentale modellen som ligger til grunn for "Stock & Flow" modellen. Det er her satt at et sterkere ønske om å variere produksjonen av damp vil resultere i en regulering av lastprosenten i gassturbinen. Den mentale modellen inneholder to balanserende sløyfer som antyder at modellen vil innstille en likevekt.

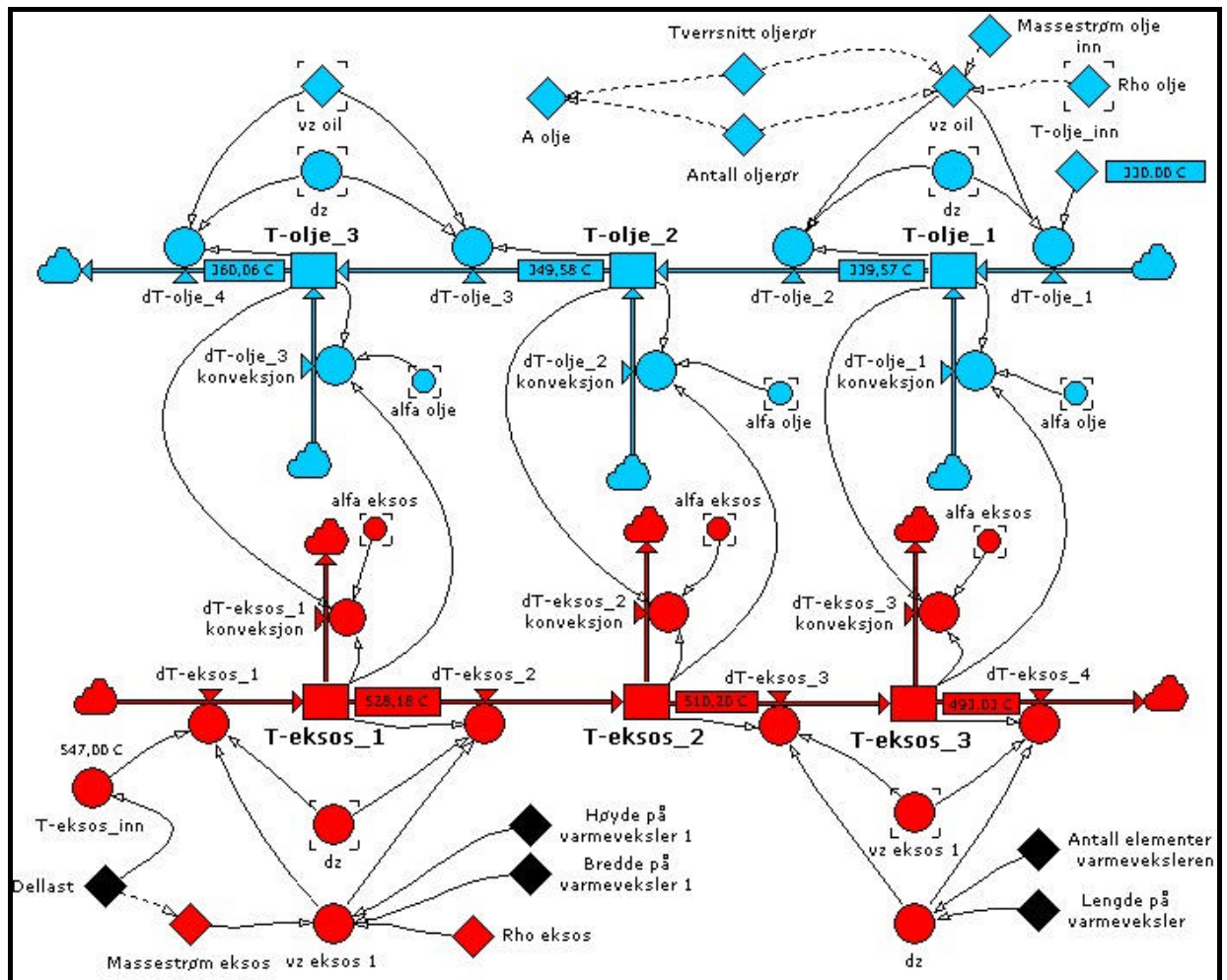
Diagrammet kan i store trekk oppsummeres ved at en økning i variable kostnader gir økte incentiver til å regulere lasten i turbinene. Dette vil igjen senke kostnadene som igjen vil stimulere til økt last. Inntektene påvirkes også av denne balansegangen.



Figur 11 Causal loop diagram

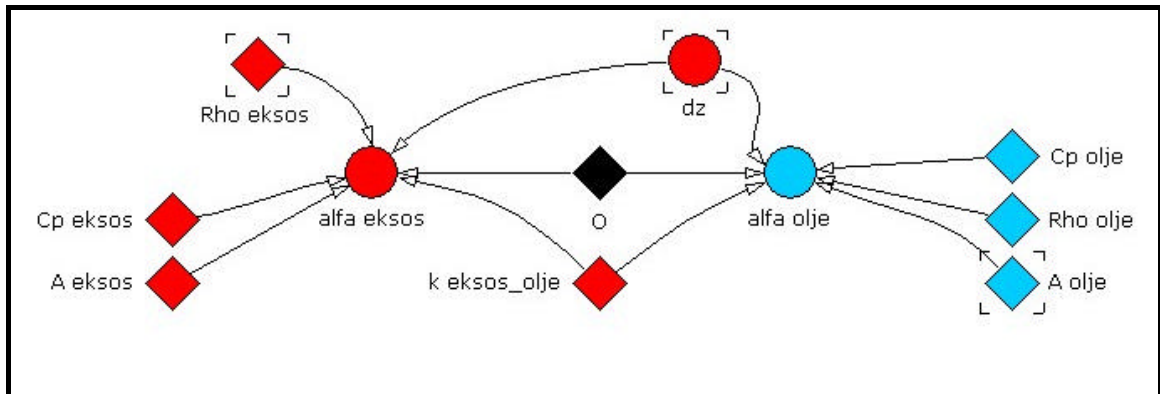
### 3.2.3 Simulerings modeller

Modellen er bygd opp som beskrevet i kapittel 2.

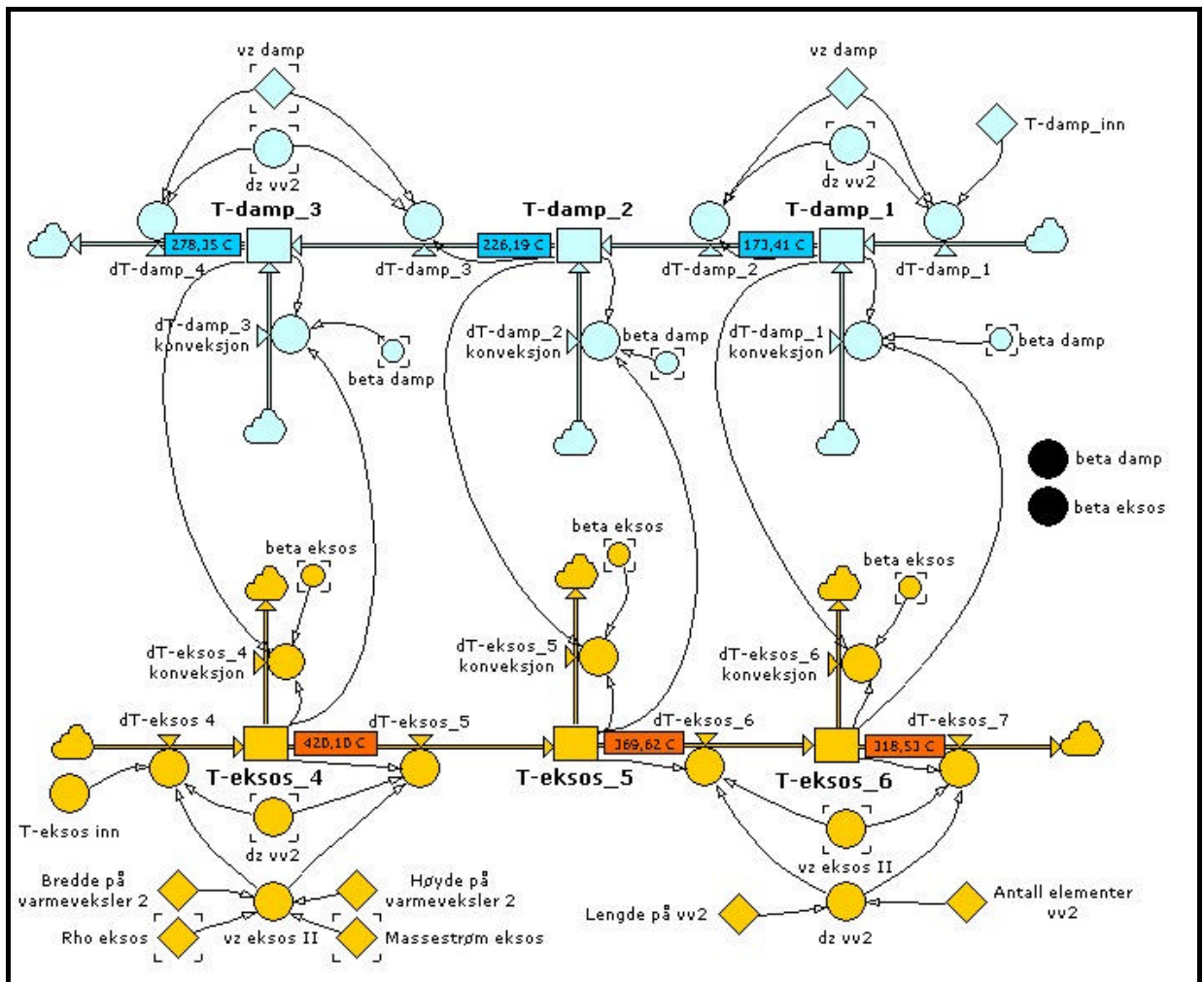


Figur 12: Modell av varmeoverføring mellom eksos og olje.

Beregningsgrunnlag for Alfa verdier er gitt i kapittel 4, og kan modelleres som vist i figur 13.



Figur 13: Beregning av alfa eksos og alfa olje.



Figur 14: Modell av varmeoverføring mellom eksos og damp.

MERK: T-eksos inn, som påvirker temperaturen i T-eksos\_4 er beregnet fra T-eksos\_3 og gjør eksosdamp varmeveksleren avhengig av eksos- olje varmeveksleren.

**OBJEKTER I MODELLEN:****NIVÅER:**

T-eksos_ <i>i</i> :	Eksostemperaturen i varmeveksleren i nivå <i>i</i> .
T-olje_ <i>i</i> :	Oljetemperaturen i varmeveksleren i nivå <i>i</i> .
T-damp_ <i>i</i> :	Damptemperaturen i varmeveksleren i nivå <i>i</i> .

**RATER:**

dT-eksos_ <i>#</i> :	Endring i eksostemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> , som er forårsaket av eksos som strømmer inn eller ut av kontrollvolumet.
dT-eksos_ <i>#</i> konveksjon:	Endring i eksostemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> pga avgitt varme i form av konveksjon.
dT-olje_ <i>#</i> :	Endring i oljetemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> , som er forårsaket av olje som strømmer inn eller ut av kontrollvolumet.
dT- olje_ <i>#</i> konveksjon:	Endring i oljetemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> pga opptatt varme i form av konveksjon.
dT-damp_ <i>#</i> :	Endring i damptemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> , som er forårsaket av damp som strømmer inn eller ut av kontrollvolumet.
dT- damp_ <i>#</i> konveksjon:	Endring i damptemperatur per tidsenhet i rate <i>#</i> pga opptatt varme i form av konveksjon.

**HJELPEVARIABLER:**

Alle initialverdier er beregnet i vedlegg V1 og V2, dersom de ikke er gitt av Statoil (stort sett dimensjoner) eller hentet fra GTPRO der det er mulig V3. Variabler i eksos-olje varmeveksleren noteres vv1 eller uten notasjon, mens eksos-damp varmeveksleren noteres vv2.

A eksos:	40,6 m <sup>2</sup>
A olje:	Tverrsnitt oljerør = 0,16 m <sup>2</sup>
Alfa eksos:	2,45 s <sup>-1</sup>
Alfa olje:	0,14 s <sup>-1</sup>
Ant. elementer i vv1:	= 3
Ant. elementer i vv2:	= 3
Antall oljerør:	antall oljerør i WHRU enheten = 20 stk
Beta damp:	= 0,14 s <sup>-1</sup>

Beta eksos:	= 0,14 s <sup>-1</sup>
Bredde på vv1:	= 11 m
Bredde på vv2:	= 5,8 m
Cp eksos:	varmekapasitet antatt konstant over vv1 = 1,1 [kJ/kg*K]
Cp eksos vv2:	varmekapasitet antatt konstant over vv2 = 1,06 [kJ/kg*K]
Cp olje:	varmekapasitet antatt konstant over vv1 = 3,9 [kJ/kg*K]
Dellast:	Prosentforhold sammenlignet med design kapasitet.
dz:	Lengde på hvert kontrollvolum vv1 = 1,133 [m]
dz vv2:	Lengde på hvert kontrollvolum vv2 = 1,6 [m]
<i>Fordampnings entalpi:</i>	<i>361 [kJ/kg]</i>
Høyde på vv1:	11 m
Høyde på vv2:	14,63 m
K eksos_olje:	Empirisk størrelse 14 [W/(m <sup>2</sup> *K)]
Lengde på vv1:	5,8 m
Lengde på vv2:	5,8 m
Massestrøm eksos:	Eksosmengde 413 [kg/s]
Massestrøm olje inn:	413,5 [kg/s]
O:	Overflate mellom eksos og olje rør 4100 [m <sup>2</sup> ]
Rho eksos:	Tetthet på eksos i vv1= 0,46 [kg/m <sup>3</sup> ]
Rho eksos:	Tetthet på eksos i vv2= 0,57 [kg/m <sup>3</sup> ]
Rho olje:	Tetthet på olje i vv1= 600 [kg/m <sup>3</sup> ], antatt 845 [kg/m <sup>3</sup> ] ved 25 C.
T olje ut:	Oljetemperaturen ut av vv1. Normal drift = 366 C.
T-damp_inn:	Damptemperaturen inn på vv2. Normal drift = 120 C.
T-eksos_fra dampsløyfe:	Eksostemperaturen etter vv2. Normal drift = 270 C.
T-eksos fra vv1 til vv2	Eksostemperaturen mellom vv1 og vv2. Normal drift ca 470 C. (NB: Viser i figuren som T –eksos inn.)
T-eksos_inn:	Eksostemperaturen inn eksos/olje varmeveksleren. Funksjon av lasten i Gassturbinen. Normal drift 547 C.
T olje inn:	Oljetemperaturen inn til vv1. Normal drift = 330 C
Tverrsnitt oljerør:	Tverrsnittsarealet til oljerørene =
vz damp	Dampens hastighet i z retning i vv1 = [m/s]
vz eksos1	Eksosens hastighet i z retning i vv1 = 28 [m/s]
vz eksos2	Eksosens hastighet i z retning i vv1 = 20 [m/s]
vz oil	Oljens hastighet i z retning i vv1 = [m/s]

### **3.2.4 Testing av modell**

Følgende tester ble simulert:

1. Referanse tilstand, initialverdiene er som beskrevet tidligere i kapittelet.
2. Gassturbinen stopper.
3. Temperaturen på eksosen faller med 100 C fra referansetilstanden.
4. Lasten varieres fra 100% til 50 %
5. Dampen kommer inn med 50 høyere temperatur enn antatt.
6. Hastigheten på oljen halveres.
- (7. Sensitivitets tester, temperaturer og hastigheter.)

### **3.2.5 Policy design**

Policy dele vil bli beskrevet i separat diskusjon og konklusjons kapitlene.

## 4 TERMODYNAMISK GRUNNLAG

Kapittelet er basert på Jostein Pedersens ”Termodynamisk grunnlag” [7], og beskriver kort hvordan en energivirkningsgrad for et energiverk beregnes. Deretter utledes de dynamiske ligningene som er benyttet i modellen.

### 4.1 Generelt om virkningsgrad

Som nevnt skal Statoil produsere damp og elektrisitet fra gass. De konverterer dermed den energien som er kjemisk bundet i gassen og overfører denne til den indre energien til energibærerne ; vann/damp, olje og eksos. Deler av den energien som er bundet i eksosen omdannes til elektrisk energi. En av de karakteristiske størrelsene ved et varmekraftverk er totalvirkningsgraden som beskrives:

$$h_{tot} = \frac{P_{Net}}{Q} \quad (2)$$

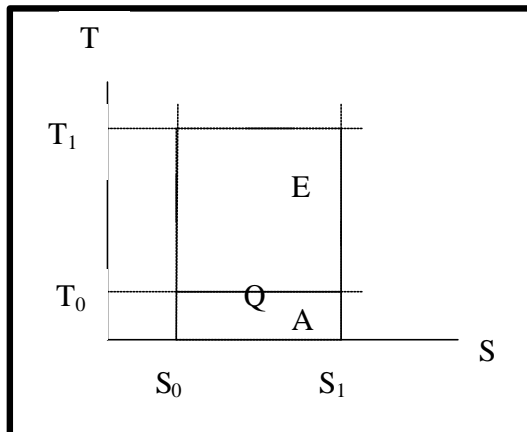
*Hva er maksimal virkningsgrad for en varmekraftmaskin på Mongstad?*

Maksimal virkningsgrad oppnås ved reversible prosesser, og omtales som Carnot-prosessen. praksis sier dette noe om hvor mye energi det er teoretisk mulig å hente ut av gassen. Virkningsgraden for en Carnot-prosess kan beskrives ved (3):

$$h = 1 - \frac{T_0}{T} = \frac{dE}{dQ} \quad (3)$$

I temperatur-entropi diagrammet i figur 15, beskriver  $T_0$  prosessens temperatur for varmeavgivelse, syklusen består videre av isentropisk kompresjon, varmeopptak ved konstant temperatur  $T_1$  og isentropisk ekspansjon.





Figur 15 Temperatur- Entropi diagram

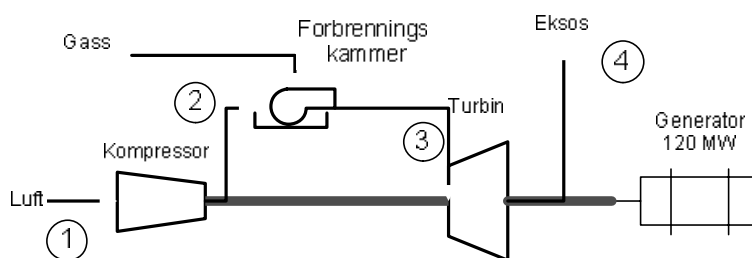
A = Anergi, varme som ikke kan omdannes til arbeid.

E = Eksergi, varme som kan omdannes til arbeid.

Q = A+E, tilført kjemisk bundet energi.

## 4.2 Dynamisk karakteristikk av en gass turbin

Hensikten er å beskrive gassturbinen, som en funksjon av input parametere. Figur 16 viser en typisk GE gass turbin av aktuell størrelse. Det ble nedprioritert å finne en eksakt beskrivelse av dynamiske ligninger for gassturbiner da det ble antatt at de lengste og avgjørende tidskonstantene lå i varmeoverføringen, som beskrevet i litteratur. Rask oppstart og lastøkning i kraftverk er en komplisert oppgave som medfører flere begrensninger som må oppfylles simultant. En sentral begrensning er maksimum tillatte termiske spenninger i turbiner og rør forårsaket av temperaturgradienter[8].



Forholdet mellom effekt akselrasjon og omdreiningshastighet. Newtons 2.lov for et roterende system gir:

$$T = I \times \boldsymbol{\nu} \quad (3)$$

$T =$  Torque [Nm]

$I =$  Treghetsmoment [kg m<sup>2</sup>]

$\boldsymbol{\nu} =$  Akselrasjon i omdreiningshastighet [rad/s<sup>2</sup>]

Effekten er gitt av (2):

$$P = T \times \boldsymbol{\omega} \quad (4)$$

$P =$  Effekt [W=J/s]

$\boldsymbol{\omega} =$  Omdreiningshastighet [rad/s]

(3) og (4) gir relasjonen mellom overskuddet av effekt og omdreiningshastigheten

$$\frac{\Delta P}{\boldsymbol{\omega}} = I \times \boldsymbol{\nu} = T \quad (5)$$

Treghetsmomentet [ $I$ ] kan videre bestemmes som beskrevet i vedlegg 6. På basis av antagelsene nevnt over ble gassturbinen simulert statisk og utgangs data fra disse simuleringene ble brukt som inngangsdata i den dynamiske modellen av WHRU-enheten.

### 4.3 Dynamisk karakteristikk av termisk overføring i røykgass kanalen

En tilnærming av den røykgass kanalen som først ble antatt på Mongstad er vist på vedlegg 7.

#### 4.3.1 Stasjonære ligninger

Modellen er basert på likninger for varmeoverføring i en motstrøms varmeveksler, der eksosgass strømmes rundt varmevekslerør.

En vanlig beskrivelse ved stasjonær tilstand er:

$$Q = UA(\Delta T_{lm}) \quad (7)$$

der  $\Delta T_{lm}$  er midlere temperatur for en motstrømsvarmeveksler definert ved:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (8)$$

$\Delta T_1$  og  $\Delta T_2$  er forskjellen i temperaturer på henholdsvis den varme og den kalde siden av varmeveksleren.

For varmeoverføringen mellom eksos og olje kan denne beskrives:

$$\dot{Q}_{oc} = U_{oc} A_{oc} \frac{T_{G,1} - T_{O,1} - (T_{G,2} - T_{O,2})}{\ln \frac{T_{G,1} - T_{O,1}}{T_{G,2} - T_{O,2}}} = \dot{m}_G (h_{G,1} - h_{G,2}) = \dot{m}_O (h_{O,1} - h_{O,2}) \quad (9)$$

$Q$  er varme overført,  $A$  er overføringsarealet og  $U$  er varmeoverføringskoeffisienten. Varmeoverføringen ved steady state i simuleringsmodellen ble som ligning (10).

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (10)$$

### 4.3.2 Dynamiske ligninger

For varmeveksleren er det her utledet partielle differensial likninger for å beskrive varmeoverføringen mellom henholdsvis eksos og olje og mellom eksos og damp. Etter litteratursøket ble det vurdert mest hensiktsmessig å utlede disse selv da de fleste modeller som ble funnet i litteraturen er i stor grad var tilpasset betingelser for hvert enkelt tilfelle.

Lar volumet av avgassystemet ha volumet  $V$ . Innholdet av eksos varierer med tiden i mengde og i temperatur. Innstrømmen er  $\dot{m}_{inn}$  og strømmen ut er  $\dot{m}_{ut}$  [T/t]. Total massebalanse gir:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{inn} - \dot{m}_{ut} \quad (11)$$

Dynamisk energioverføring beskrevet ved av Kim et. al. [9] der akselarbeidet er lik 0.:

Akkumulert = Inn – Ut – Varme overført

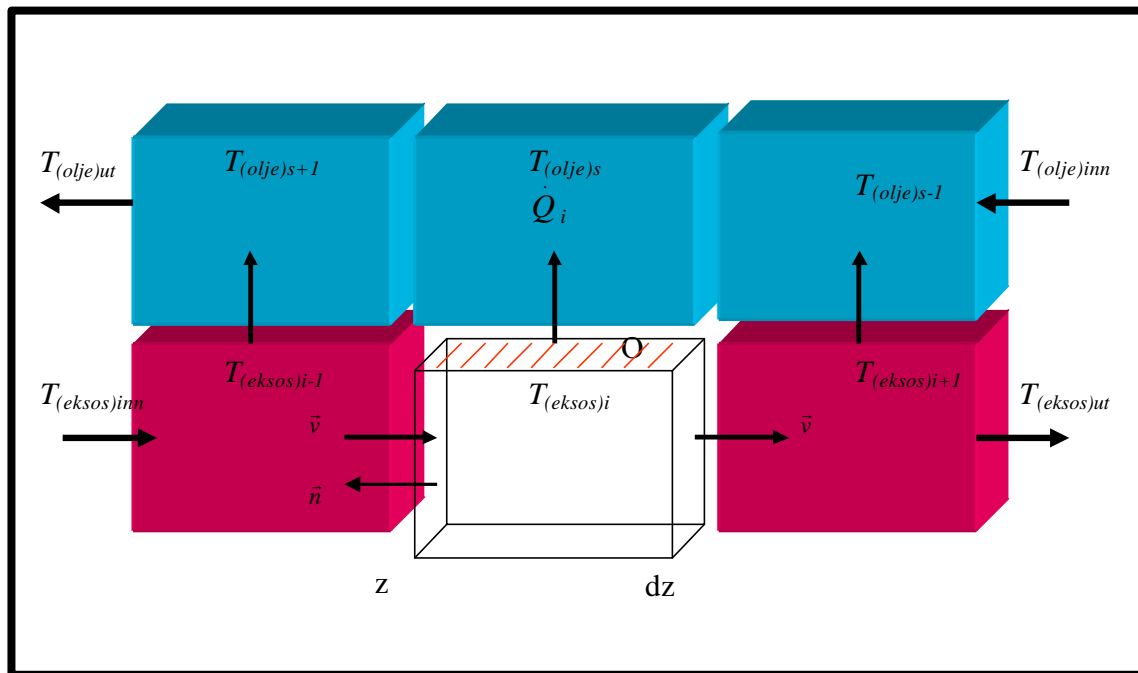
$$\frac{dm \times H}{dt} = \dot{m}_{G,inn} H_{G,inn} - \dot{m}_{G,ut} H_{G,ut} - Q \quad (12)$$

#### Antagelser for energibalansen:

- Volumet av avgassystemet er konstant slik at  $dV/dt=0$ .
- Videre er  $Q1$  og  $Q2$  varmemengden som overføres til henholdsvis oljesløyfa og dampsløyfa.
- Det tilføres ikke noe mekanisk arbeid til kanalen slik at  $W_s=0$ .
- Hinn er lik entalpien i eksosen som kommer fra turbinen mens Hut er entalpien i røykgassen som slippes ut av omgivelsene.
- Det ble antatt at varmeveksleren var utformet som vist i vedlegg 7, både for oljesløyfa og for dampsløyfene. En slik utforming gjør at varmevekslerne kan representeres som motstrøms varmeveksler med to konveksjonsflater.
- Arealet ble antatt som et forhold til det areal som ble beregnet for dampenheten i GTPRO Vedlegg 3, i forhold til den mengde varme som skal overføres.

Andre beregninger har brukt andre oppsett for varmeveksleren, slik som for eksempel i forslag fra "Foster Wheeler Energy Limited"[15]. Designet for råoljeforvarmingen er her antatt å finne sted i horisontale rør gjennom varmeveksleren med vertikalstilte inn og ut rør som sikrer en selvdrenerende effekt. Et problem som er skissert fra Statoil i løpet av oppgaven er faren for koksing i oljesløyfa dersom oljen skulle endre hastighet o mengde varme overført gjennom varmeveksleren. Denne problemstillingen er ikke vurdert nærmere i hovedoppgaven. Det poengteres imidlertid at utforming av oljesløyfa får konsekvenser som går på sikkerhets- og stabilitetsaspekter som ofte veier tyngre enn design av optimal varmeoverføring.

**WHRU-** Blå strøm er kald strøm, i første del av varmeveksleren er dette olje og i den andre tilsvarer dette dampen. Den varme strømmen, eksosen, er merket med rødt.



Figur 17 Skjematisert oppsett av varmeveksler (1) med hvert element av lengde  $dz$ .

**Antagelser:**

- Varmeoverføring:

$$\dot{Q} = kO(T - T_g) \quad (13)$$

der  $k$  er varmeoverføringstallet i varmeveksleren og  $O$  er kontaktoverflata mellom de to strømmene. Denne antagelsen innebærer en forenkling av varmeveksleren i og med at den kun tar hensyn til konveksjonen i varmeveksleren og at strålingsvarmen ikke er tatt med. Ligning 13 burde hatt et tillegg for strålingsvarme, spesielt i den varmeste delen av varmeveksleren.

- Energi:

$$e = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \approx h - \frac{p}{\rho} \quad (14)$$

- Ingen trykk gradient i røykgasskanalen per  $z$ :

$$P \sim P_z + P_{?z}$$

- Konveksjon, konstant hastighet
- Konstant eksostemperatur i hver  $dz$
- Konstant varmekapasitet, tetthet og tverrsnitt på rør.

*Gitt i formelsamling*

Kontinuitetslikning for et bestemt volum kan for masse og energi formuleres generelt i en balanselikning som:

$$\text{Inn} + \text{Generert} = \text{Ut} + \text{akkumulert}$$

For en varmeveksler gir dette følgende energibalanse:

$$\text{Akkumulert} = \text{Inn} - \text{Ut} + \text{Varme opptatt} - \text{arbeid utført}$$

Som i differensialform kan uttrykkes:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \mathbf{r} e dV = - \oint_A \mathbf{r} \left( e + \frac{p}{\mathbf{r}} \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dA + \dot{Q} - \dot{W} \quad (15)$$

For steady-state simuleringer vil likningens høyre side være lik null. For driftsimuleringer over en gitt tidsperiode vil energimengden i varmeveksleren variere, for slike unsteady-state forhold er akkumuleringen ikke lik null. Slike unsteady-state situasjoner kan formuleres med partielle differensial linkninger, som vist i ligning 15. Setter inn for energi:

$$e \approx h - \frac{p}{\mathbf{r}} \approx u \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \mathbf{r} u dV = - \oint_A \mathbf{r} \left( u + \frac{p}{\mathbf{r}} \right) \vec{v} \cdot \vec{n} dA - kA(T - T_s) \quad (17)$$

Regner ut integral dA:

$$, \text{ når } \frac{dp}{dz} \approx 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \mathbf{r} u dV = -\mathbf{r} u_z v_z A + \mathbf{r} u_{z+\Delta z} v_{z+\Delta z} A - \dot{k} O_{\Delta z} (T_i - T_s) \quad (18)$$

Regner ut integral dV:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\mathbf{r} Cp T A \Delta z] = -\mathbf{r} Cp T_z v_z A + \mathbf{r} Cp T_{z+\Delta z} v_{z+\Delta z} A - \dot{k} O_{\Delta z} (T_i - T_s) \quad (19)$$

Volumet og massen endres ikke og det antas derfor at  $v_z = v_{z+\Delta z}$ .

$$\mathbf{r} Cp A \Delta z \frac{\partial T}{\partial t} = \mathbf{r} Cp A (T_{z+\Delta z} - T_z) v - \dot{k} O_{\Delta z} (T_i - T_s) \quad (20)$$

Som forkortes til:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{v}{\Delta z} (T_{z+\Delta z} - T_z) - \frac{\dot{k} O_{\Delta z}}{\mathbf{r} Cp A \Delta z} (T_i - T_s) \quad (21)$$

Detaljeringsnivået for varmeveksleren velges ut ifra lengden på  $\Delta z$ .

Dersom vi gjør  $\Delta z$  liten får vi:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = v \frac{dT}{dz} - \frac{2 \times \dot{k} \times \text{omkr.}}{\mathbf{r} Cp A} (T_i - T_s) \quad (22)$$



Diskretiserer til flere seksjoner:

$$\frac{\partial T_{Tot}}{\partial t} = -\frac{v}{\Delta z}(T_i - T_{i-1}) - \frac{2 \times k \times omkr}{r C_p A}(T_i - T_s) \quad (23)$$

Hvis vi deler opp de ulike leddene i ligning (23) får vi hver enkelt rate i modellen.

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = \frac{v}{\Delta z} T_{i-1} \quad (23a)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = -\frac{v}{\Delta z} T_i \quad (23b)$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial t} = a(T_i - T_s) \quad (23c)$$

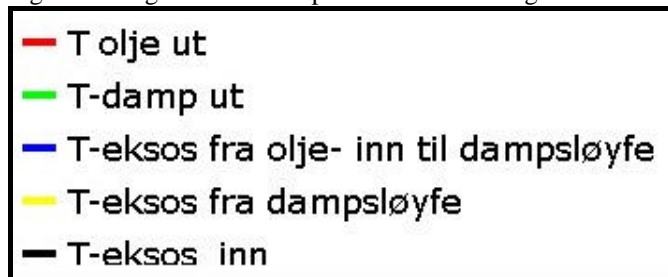
$$\text{der } a = \frac{2 \times k \times omkr}{r C_p A} \quad (24)$$

Dette stemmer godt overens med teori for simulering og numeriske løsere av unsteady- state fordelte systemer[10].

## 5 RESPONS I SYSTEMET

Kapittelet viser responsen i modellen på de testene som ble valgt i kapittel 3.2.4. For alle resultater gjelder fargekoder for temperaturene i simuleringene som vist i figur 19.

Figur 19 Fargekoder for temperaturer i simuleringene.



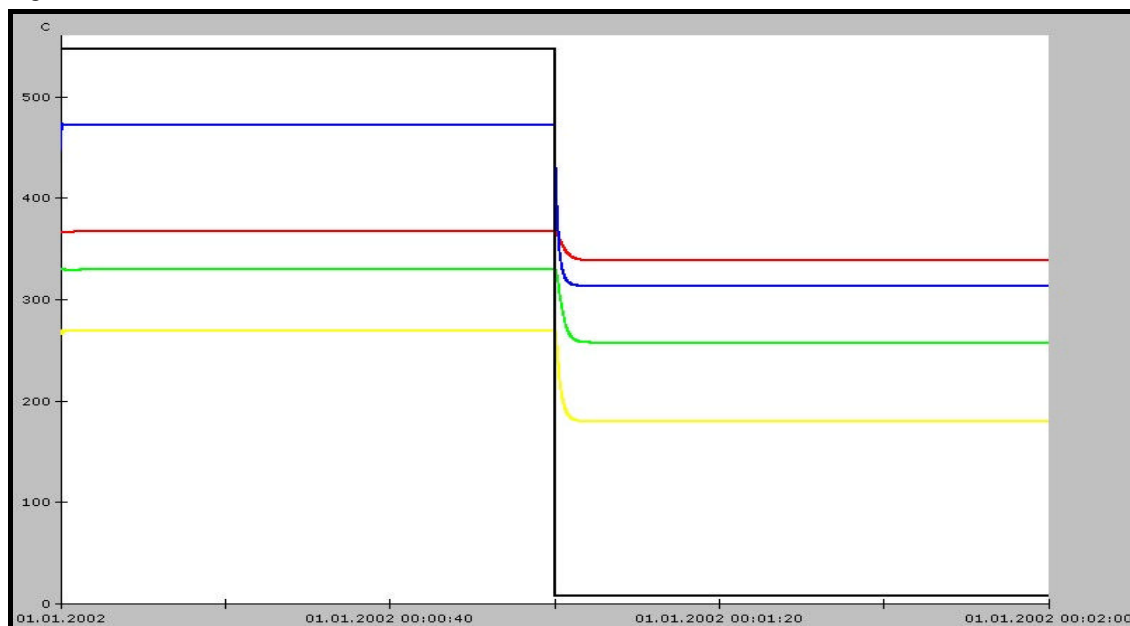
I alle simuleringene benyttes et tidssteg på 1/15 sek og det simuleres over 2 min. Som vi ser av figur 20 gir simuleringen en god representasjon av stasjonærtilstanden, det vil si, ingen eksterne variable endres underveis.

Figur 20 Referanse tilstand(1).



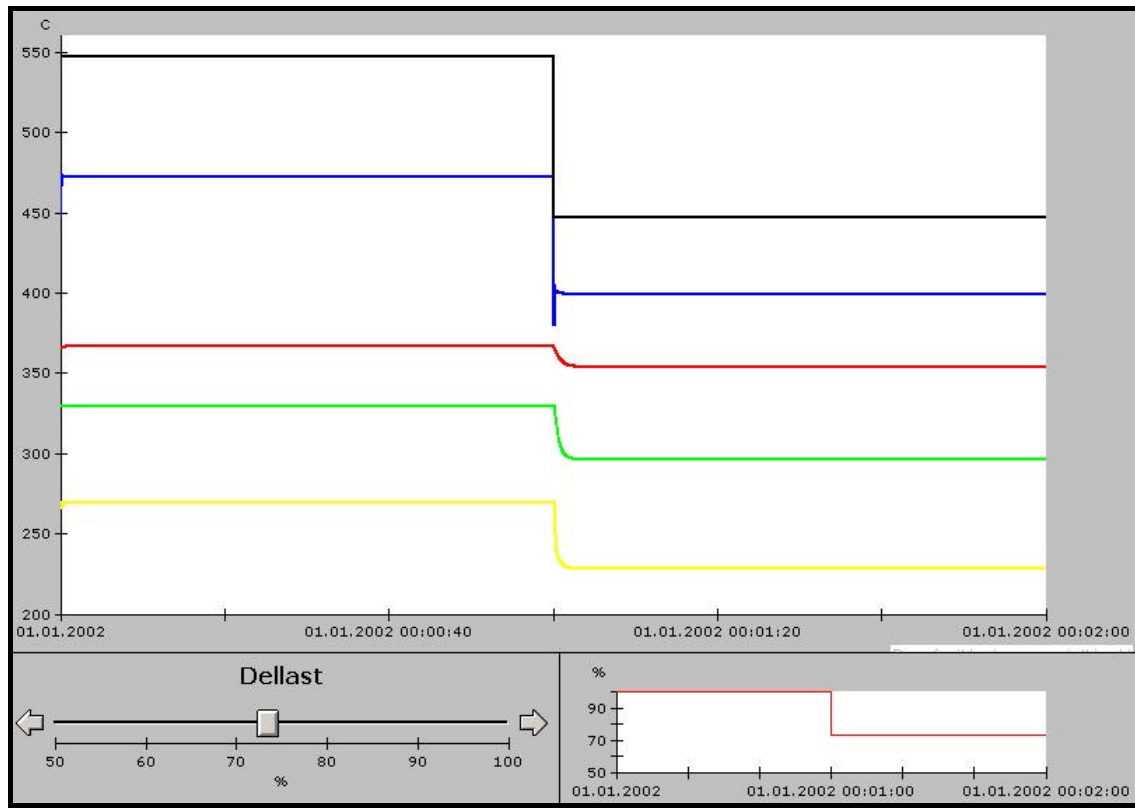
Figur 21 viser hvordan systemet responderer på at gassturbinen stopper opp. Etter 1 minutt er temperaturen i lufta som strømmer inn lik 8 C og 1 kg /s. Et så ekstremt tilfelle vil ikke kunne skje i virkelighet, bla annet på grunn av begrensninger i hvor raskt en turbin kan endre sin omdreiningshastighet, som beskrevet i kapittel 4.2. Som forventet vil alle temperaturene falle. Det er verdt å merke seg den raske justeringen til ny likevekt, i løpet av 5 sek er ny likevekt etablert. Dette synes tvilsomt for en endring av denne størrelsen og vil årsaker vil bli ytterligere diskutert i kapittel 6.

Figur 21 Gassturbinen faller ut etter 1 min (2).



I den tredje simuleringen faller temperaturen på eksosen faller med 100 C fra referansetilstanden (figur 22). Dette tilsvarer en last på 73% som vist i GTPRO simulering i vedlegg 3. Temperaturen på olje ut ligger nå i overkant av 350 C, mens dampen er ca 300 C. Spørsmålet blir da hvorvidt raffineriet kan tåle en slik endring? I figur 22 ser vi også at det er kommet med en kontroller for last som kan justeres underveis i simuleringen og en graf som viser lasten i gassturbinen som funksjon av simuleringstiden.

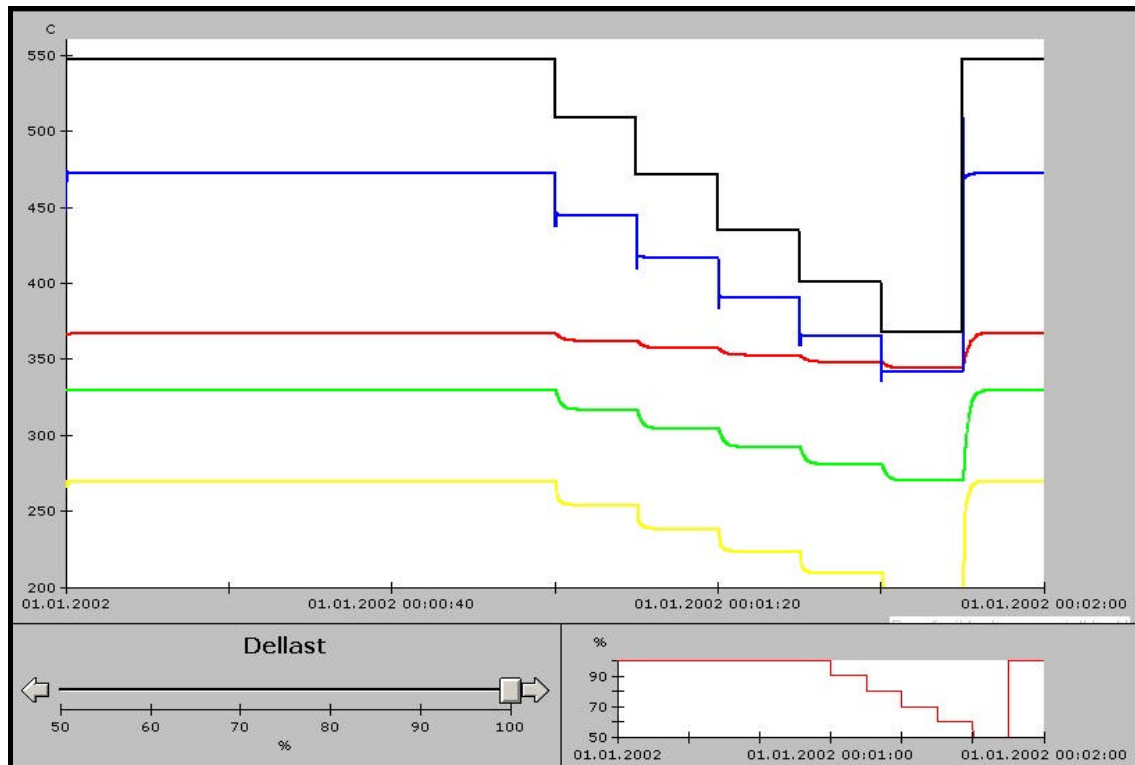
Figur 22 Simulering 3, temperaturen på eksosen faller med 100 C fra referansetilstanden



I den fjerde simuleringen reduseres lasten med 10% hvert 10. sek og tilbake til 100%. Vi ser at temperaturene ved 50% har blitt vesentlig redusert. Temperaturen på olje og damp ut ligger da på henholdsvis 344 C (366 C) og 270 C (330 C)<sup>3</sup>.

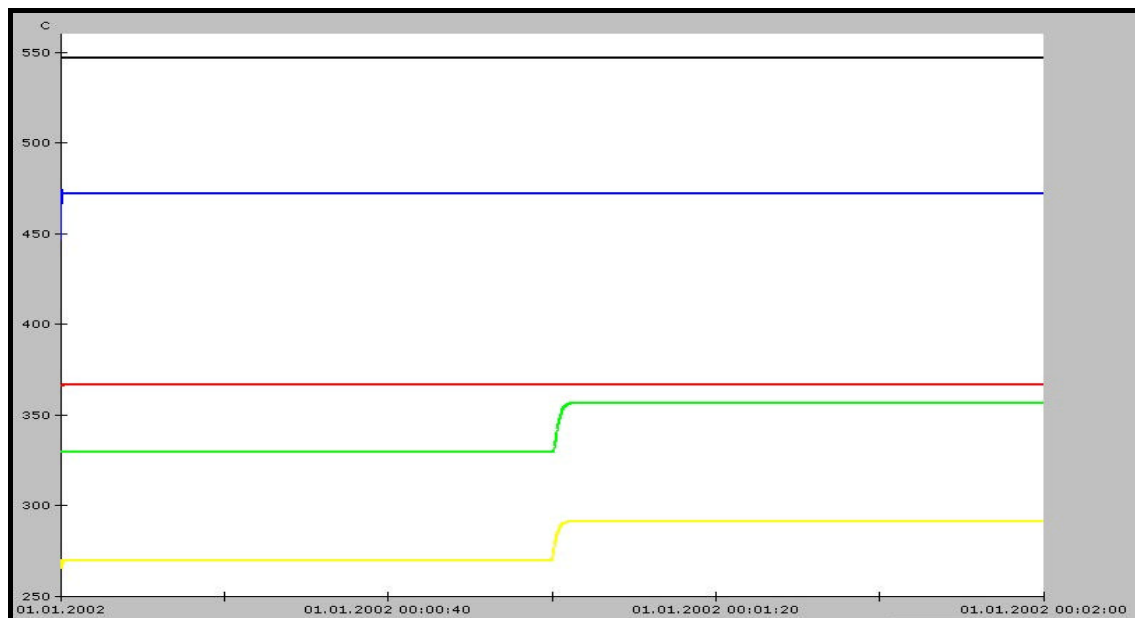
<sup>3</sup> Referansetemperaturer i parentes

Figur 23 Simulering 3, dellasten reguleres trinnvis fra 100% til 50%.



Dampen kommer inn med 50 C høyere temperatur enn antatt<sup>4</sup>.

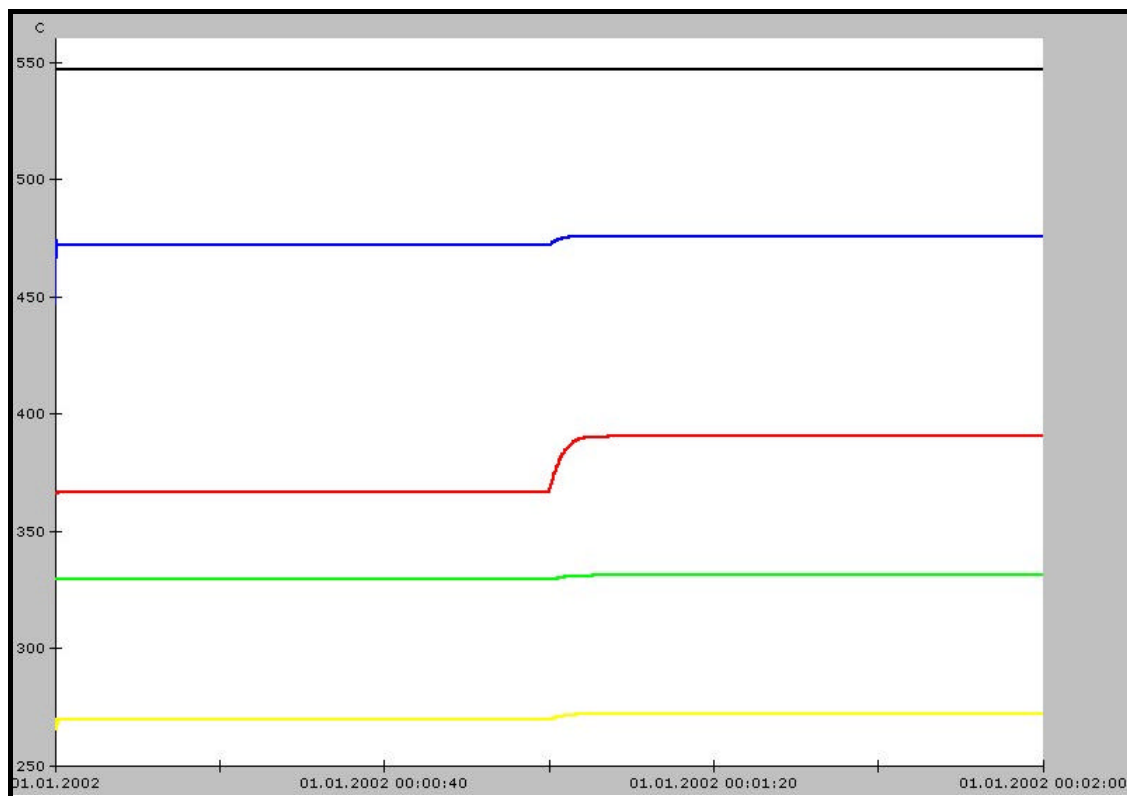
Figur 24 Simulering 5, dampen kommer inn med høyere temperatur enn antatt



<sup>4</sup> Det vil si 170 C

Figur 24 viser at kun eksos og damptemperaturen påvirkes av dette. I figur 25 er oljehastigheten gjennom oljecoilen halvert<sup>5</sup>.

Figur 25 Simulering 6, hastigheten på oljen er halvert.



Figur 25 viser at alle ut temperaturene øker, også eksos temperaturen ut av varmeveksleren. Effektiviteten i sløyfa er med andre ord gått ned på tross av at den produserer varmere damp og olje, dette fordi mengden olje som varmes er halvert.

Alle resultatene viser en kjapp respons og innstilling til ny likevekt.

<sup>5</sup> Hastigheten på oljen er nå 1,4 m/s

## 6 DISKUSJON

Problemstillingen, slik den er beskrevet ved starten av arbeidet ble innsnevret og modifisert i hele arbeidsperioden, noe som var forventet og det ble tatt høyde for da arbeidet ble satt i gang. Som en følge av dette har det vært noe prøving og feiling underveis. Hovedoppgaven har etter hvert utviklet seg til en mer driftsteknisk simulering av en gassturbin i et komplekst system, dette først og fremst som en respons på hvilke problemer Statoil, her Energiverk Mongstad, ønsket å få svar på. Dette har gjort at vurderingen av økologisk effektivitet er gradvis visket ut av formålet til oppgaven. Modellen for energiverket kan imidlertid inngå i en modell for hele systemet som omfatter konsekvenser for raffineriet, endringer i gasspriser, endringer i elpris, utslipp, elektrifisering av trollplattformen og bruk av lavtrykksvarme til CO<sub>2</sub> rensing med mer.

I avslutningsfasen signaliserte Statoil at det var interessant å regulere lasten av gassturbinene, noe som er foreslått i denne oppgaven. For å kunne utnytte variasjoner i gass- og elpris ble lagring av energi i forskjellige former sett på som interessant. Slike variable gjør problems tillingen mer dynamisk og grenser mot en logistisk simulering. Dette punktet ble imidlertid adressert for sent i prosjektperioden til at det er behandlet i oppgaven.

### 6.1 *Generell diskusjon om Powersim*

Dette er et spesialisert og teknisk problem som kan modelleres i Powersim. Simuleringene som til nå er gjort i prosjektet er alle steady-state simuleringer, og modellen har slik sett tilført Energiverk Mongstad en ny dimensjon. Simuleringer i modellen gjør at man svært raskt kan se resultater av de endringer man gjør med variablene, noe som gjør at man raskt får et innblikk i hvordan elementer i modellen er avhengige av hverandre. Dersom modellen hadde vært mer kompleks kunne vi sett hvilke konsekvenser endringer i energiverket ville fått for raffineriet, systemets økonomi og økologisk presentasjon. Med formålet som var gitt her blir det lite hensiktsmessig å vurdere økologisk effektivitet for et såpass avgrenset område.

Verktøyet gir også mulighet til å benytte andre simuleringresultater fra andre verktøy, slik som det er gjort med dellasten i modellen. Temperatur og massestrøm er simulert i GTPRO og implementeres enkelt i modellen. Powersim gir i så måte mulighet til å flette inn matematiske uttrykk og sammenhenger i modellen. Styrken ved programvaren ligger i generaliteten, og det teoretiske fundamentet er så generelt at man kan modellere alle dynamiske sammenhenger.

Selv om systemdynamikk var utviklet for mer ledeles-/markedsorienterte problemstillinger har verktøyet et bredt spekter av anvendelsesområder. Av teknisk art på linje med modellen presentert her, finnes det firmaer som benytter programvare som Powersim, blant annet til å modellere trykkfall i rørsystemer.

Selv om en modell ikke blir brukt direkte, betyr ikke det at den ikke har hatt en viss verdi, blant annet til å endre mentale modeller hos de som har deltatt i utvikling av modellen. En modell som ikke gir gode simuleringsresultater kan allikevel bidra til en økt informasjonsstrøm. Samtidig vil, som nevnt tidligere "Causal diagrammer" ofte senke terskelen for delttagelse i diskusjoner og arbeid med komplekse problemer.

## 6.2 Modellens struktur

Modellen som er presentert i oppgaven gir svar på hvordan strømmene i WHRU-enheten responderer på ulike hendelser. Hvorvidt dette er den mest hensiktsmessige måten å modellere problemet på er usikkert. Å modellere en intensiv størrelse som temperatur som rate gjør modellen mindre intuitiv. Et annet alternativ er å modellere nivåene som **entalpi** i stedet for **temperatur**. Dermed blir ratene en strøm av effekt, en størrelse som er mer intuitiv, enn en strøm som involverer temperatur per tidsenhet.

Testene viser at det vil innstille seg nye likevekter, slik som var forventet. Modellen gir en representasjon av en varmeveksler med de forutsetninger, antagelser og estimater som er gjort på forhånd. Modellen fremstår som bestandig i de testene som er utført. Modellstrukturen ser ut til å fungere relativt godt og å gi forventede resultater. Det er ikke gjort noen usikkerhetsberegninger for modellen.

En vesentlig forenkling av dampvarmeveksleren er utført når det i simuleringene er benyttet en estimert og konstant betaverdi for å gi ønsket varmeoverføring. Dampvarmeveksleren vil i virkeligheten ha en svært varierende beta ettersom det foregår en fordampning i sløyfa og både varmekapasitet og tetthet endrer seg dramatisk. Beta er avhengig av begge disse variablene. Dette ble gjort på bakgrunn av at dataene som var tilgjengelige for dampdelen var noe mangelfulle. Analytisk sett gjør en slik mangel modellen noe svakere og dette må endres når de korrekte data foreligger.



*Hva skal til for at modellen skal kunne anvendes?*

Likningene og antagelser må sjekkes og korrigeres. Som nevnt i kapittel 4 inneholder ikke ligningene varmeoverføring fra strålingsvarme ratene bør justeres for dette.

*Hvordan kan vi utnytte styrken i systemdynamikk verktøyet?*

Dersom problemet ikke er fullt så intuitivt som her vil en modell hjelpe deg med klargjøre sammenhenger mellom variable. Lagring av energi vil også bringe en ny dimensjon inn i modelleringen.

### **6.3 Variabler i modellen**

**Responsen** i modellen virker å være urealistisk rask. Dette kan skyldes feil i strukturen av modellen eller i noen variable. De beregnede verdier for alfaer og betaer er avhengige av felles konveksjonsareal for kald og varm side i varmeveksleren, og varmeoverføringsegenskapene til varmeveksleren. Dataene for disse er basert på antagelser og estimater og kan være årsaken til den raske varmeovergangen.

Ved en rekke anledninger støter man på problemer med tilgang på presise inputdata. En del detaljinformasjon er sensitiv for Statoil i strategisk sammenheng. Det er vurdert viktigere å konstruere en modell som representerer en hvilken som helst varmeveksler, enn å prioritere 100% korrekte inputdata på dette stadiet. Det er derfor fokusert mer på prinsipielle spørsmål om metodens anvendbarhet og hvilke type resultater som kan genereres, fremfor å forsøke å få presise svar i en best mulig kalibrert modell. Eksempelvis: Som nevnt i 6.2 varierer variable som  $C_p(\text{damp})$  sterkt i  $v_2$  før og etter fordampningen, beta burde vært utledet separat for hvert enkelt element i varmeveksleren.

## **6.4 Systemdynamikk og økologisk effektivitet**

Systemdynamikk er ikke egnet til å optimalisere i tradisjonell tilstand pga dens ikkelineære kompleksitet. Hvis man optimaliserer med hensyn på en variabel, vil tilsvarende andre variable slå ut ufordelaktig. Hvis man for eksempel optimaliserer med hensyn på redusere utslipp, endres samtidig kostnader opp og virkningsgrad med mer. Systemdynamikk er med andre ord ikke et optimaliseringsverktøy, men det kan benyttes til å sammenligne to ulike alternativer, noe som var hensikten fra begynnelsen av, se 1.1.

ME skal produsere både høytrykksdamp og elektrisitet. Forholdet mellom de to kan reguleres som for en kombinert syklus. En økning i damp-/varmeproduksjon på 5 MW time senker elektrisitetsproduksjonen med 1-1,5 MW i følge GTPRO simuleringer. En slik avveining mellom elektrisitet og varme vil være av interesse for den økologiske effektiviteten. Et interessant spørsmål er hvorvidt Energiverk Mongstad kan produsere elektrisitet dersom de til tider ikke reelt sett har behov for å opprettholde dampproduksjonen, energiverket vil da fungere som et lite effektivt gasskraftverk.

## 6.5 Videre arbeid/forbedringer

En modell blir aldri ferdig. Den kan alltid gjøres bedre, likninger og antagelser i modellen bør forbedres som beskrevet over. De to turbinene bør også modelleres sammen i en modell slik at effekten av en turbins endringer synliggjør hvilke konsekvenser dette også vil ha for den andre. En konkret forbedring hadde vært å modellere med en vektorrepresentasjon, siden ratene er like (iallefall på eksos/olje varmevekslingen) der alle ratene uttrykkes likt.

Videre hadde det vært interessant å se på mulighetene for å lagre energi i kortere eller lengre perioder for å spekulere økonomisk opp mot gass- og elpris, her inngår blant annet salg til markedet og tilbud/etterspørselsmodeller for kraft på markedet. En slik modell må også inkludere kraftproduksjons planer for enegiverket. En utvidelse av modellen for å se på hvilke konsekvenser det får for utslipp og eventuelle gevinster som oppstår ved utfasing av gamle kjeler er interessant tema for videre arbeid.

Et alternativ som ikke er blitt diskutert er muligheten for andre tekniske løsninger for eksempel:

- Hvorfor bygge 2 turbiner, hvorfor ikke 3, 4 eller 5?

Dette vil gi systemet en betraktelig forbedret fleksibilitet og effektivitet i turbiner, se V3, i forhold til de scenarier som er skissert over. Men samtidig også høyere investeringskostnader.

- Hvorfor ikke bygge et større kraftverk?

Inkludering av en mottrykks dampturbin endrer energi-/eksergivirkningsgraden i systemet.

Det ligger fortsatt en utfordring i å forsøke å implementere holdninger til immaterielle verdier inn i modellen. Hvordan skal dette gjøres, og er det naturlig å forsøke å knytte en slik modell mot en ønsket aksept modell?

Et aspekt av betydelig teknisk, økonomisk og økologisk interesse men som ligger utenfor formålet i denne hovedoppgaven, er hvorvidt det finnes muligheter til å utnytte lavtemperatur energien som ikke vil bli utnyttet i systemet.

## 7 KONKLUSJON

Systemdynamikk kan anvendes for å beskrive energi- og temperaturendringer når inngangsvariable endrer seg for Energiverk Mongstad. **Verktøyet kan benyttes til å modellere tekniske systemer av denne typen.** Det er ikke gitt at det er det mest hensiktsmessige verktøyet.

Modelleringen, inkludert "Stock and flow diagrammene" tilrettelegger for en forståelse av dynamikken i systemet. Verktøyet tillater en sammenstilling med andre fagfelt, som for eksempel økonomi.

Systemdynamiske modeller som denne gir rask feedback på endringer slik at du kan justere dine mentale oppfatninger av situasjonen uten dyrekjøpte erfaringer. Kvaliteten på feedbacken er avhengig av kvaliteten på modellen.

Modellen, slik den foreligger, inneholder for mange usikre variabler til å kunne si at den fungerer som beslutningsstøtte for Energiverk Mongstad. Det virker som om det er mulig å forbedre en rekke variabler og sammenhenger i modellen. Denne modellen er ikke egnet for å si noe om lønnsomhet eller økologisk effektivitet for Energiverk Mongstad. Antagelser for fastsette av alfa og beta verdier bør vurderes grundigere.

## 8 LITTERATUR

- [1] J. Sterman, *Business Dynamics, systems thinking for a complex world*, McGraw-Hill 2000.
- [2] Albany University, U.S. Department of Energy's Introduction to System Dynamics, 01.06.02, URL <http://www.albany.edu/cpr/sds/DL-IntroSysDyn/start.htm>
- [3] O. K. Sollie, *Livsløpsanalyse anvendt på et energiforskyningssystem anvendt for et raffineri*, Trondheim 2002
- [4] Høgskolen i Molde, 01.06.02, URL: <http://home.himolde.no/~wallace/scenarios.htm>
- [5] Peter Senge, Art Kleiner, Charlotte Roberts, Richard Ross, Bryan Smith, *The Fifth Discipline: The Art and Practice of the Learning Organization*, Bantam Doubleday Dell Publishing Group, Inc. 1994.
- [6] Naturkraft, 01.06.02, URL <http://www.naturkraft.no>
- [7] Jostein Pedersen, *Kompendie i modul SIO40AE Termisk kraft/varme, NTNU 2001*
- [8] J. Bausa og G. Tsatsaronis, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 123, Jan 2001, *Dynamic Optimization and Load-Increasing Processes in Power Plant-Part I: Method*, AMSE 2001.
- [9] J. H. Kim, T. W. Song, T.S. Kim, S.T. Ro, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 123, Jan 2001, *Model development and simulation of transient behavior of Heavy Duty Gas Turbines*, AMSE 2001.
- [10] Lund universitet, 01.06.02, URL <http://www.kat.lth.se>
- [11] J. Kakaz, *Boilers, Evaporators and Condensers*, Departement og Mechanical Engineering university of Miami, John Wiley and Sons, Inc 1991
- [12] Sttistisk Årbok , 01.06.02, URL <http://www.ssb.no/aarbok/tab/t-0102-023.html>

### Bakgrunnsdata fra Statoil:

- [13] Kellogg, *Tech-consept EVM*, powerpoint 2001
- [14] Kellogg , *RFG DATA*, excel 2001
- [15] Foster Wheeler Energy Limited, *Budget Enquiry for a Crude oil Heating WHRU*, acrobat pdf 2001.

### 8.1 Bibliografi

Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,  
Sturla Sæther og Olav Bolland, *Gasskraft*, NTNU 1998  
Reid Bailey, *Designing Robust Industrial ecosystems: A system approach*, Georgia Institute of Technology 1997

---

## VEDLEGG

## VEDLEGG 1 INN TIL TURBINER

Vedlegg 1 gir en oversikt over omgivelsestilstanden for energiverk Mongstad og fysiske parametere for fyringsgassen til gassturbinene. Kildene til denne vedlegg 1 er i stor grad (Statoil Mongstad, RFG Gas -D-102)

### *Initial betingelser:*

Trykket i en gassrørledning fra Troll vil være på 25 bar trykket vil slippes ned til 21 bar for å tilfredsstille GT spesifikasjoner. Resirkulert fyrgass fra raffineriet vil komprimeres til samme trykk. I kompressoren vil også lufta som suges inn komprimeres til samme trykk før forbrenningskammeret.

Tabell V1.2 Forbruk av gass og luft av gassturbinene

	<b>Trollgass [T/t]</b>	<b>RFG<sup>6</sup> [T/t]</b>	<b>Mix of Gas 1+2[T/t]</b>	<b>Gass [kg/s]</b>
<b>Mengde</b>	40.3	12.3	52.6	<b>7.3056</b>
<b>LHV [kJ/kg]</b>	47444.0	40939.8	45924.7	
<b>LHV [MW]</b>	531.1	139.9	671.0	
<b>Tilført energi [MWh/t]</b>	531.1	139.9	<b>671.0</b>	
<b>Fordeling i vekt%</b>	76.6	23.4	100	
<b>Per turbin [T/t]</b>	20.2	6.2	26.3	
	<b>Luft[T/t]</b>			<b>Luft [kg/s]</b>
<b>Mengde</b>	1459.0			<b>405.2778</b>

Kilde: GTPRO fra Kellogg

<sup>6</sup> RFG= Mongstad refinery fuel gas from D-2102 After Hydrogen Membrane

Tabell V1.3 Beregning av luftmengde, og energimengde inn

	<b>Trollgass</b> [T/t]	<b>RFG*</b> [T/t]	<b>Mix of Gas</b> <b>1+2 [T/t]</b>	<b>Gass [kg/s]</b>	<b>kWth</b>
<b>Mengde [T/t]</b>	46.8**	10.6**	57.44**	<b>7.98</b>	<b>366377</b>
<b>LHV [kJ/kg]</b>	47444.0	40939. 8	45924.7		
<b>LHV [MW]</b>	617.3	120.5	<b>732.8</b>		
<b>Tilført energi [MWh/t]</b>	617.3	120.5	732.8		
<b>Fordeling i vekt%</b>	81.5	18.5	100		
<b>Per turbin [T/t]</b>	23.4	5.3	26.3		
<b>LUFT inn, Statoil RGF</b>	<b>Luft[T/t]</b>			<b>Luft [kg/s]</b>	
<b>Mengde</b>	1593			<b>442.6</b>	
<b>% CH4 (eks. Inert)</b>	93.86%	33.68 %	84.50%		
<b>% H2 (eks. Inert)</b>	0.00%	5.38%	0.84%		

Kilde: Statoil Mongstaf RFG

\*RGF= Mongstad RFG from D-2102 After Hydrogen Membrane

\*\*Gitt av statoil

Tabell V3 Gassblanding inn til turbinene

	<b>Troll og RFG</b> <b>gass mix [%]</b>
Hydrogen	0.86
Oxygen	0.55
Nitrogen	2.45
Carbon Dioxide	1.02
Methane	81.90
Ethane	6.56
Propane	1.56
n-Butane	1.10
n-Pentane	0.18
n-Hexane	0.03
Ethelyne	3.17
Propylene	0.57
Iso-Butene	0.03
Hydrogen Sulfide	0.01
Water Vapor	0.00
	100.00



Tabell V4 RFG før membran

RFG før membran, Parameter	A-område Gj.snitt	B-område Gj.snitt	
TETTGASS	0.53	0.54	kg/m <sup>3</sup>
MOLVEKT	12.78	12.86	
H <sub>2</sub>	57.42	57.01	% mol
CO <sub>2</sub> -GC	0.14	0.14	% mol
ETEN	3.59	3.63	% mol
ETAN	9.50	9.75	% mol
H <sub>2</sub> S-GC	5.E-04	1.E-03	% mol
O <sub>2</sub> -GC	0.40	0.43	% mol
N <sub>2</sub> -GC	3.73	3.81	% mol
METAN	17.47	17.76	% mol
CO-GC	0.48	0.49	% mol
C <sub>6</sub> +	0.11	0.11	% mol
PROPAN	3.78	3.82	% mol
PROPEN	0.77	0.81	% mol
IBUTAN	1.16	0.88	% mol
NBUTAN	1.03	0.91	% mol
1BUTEN	0.02	0.02	% mol
IBUTEN	0.04	0.03	% mol
TBUTEN	0.01	0.00	% mol
CBUTEN	0.01	0.00	% mol
IPENTAN	0.14	0.14	% mol
NPENTAN	0.03	0.03	% mol
BUTADIE	0.00	0.00	% mol
H <sub>2</sub> O-vann	0.00	0.00	% mol
SUM	99.81226	99.7685	

Kilde: Statoil [15]

## VEDLEGG 2 FRA GT/ GJENNOM WHRU

Bakgrunnsinfo.

Tabell V2.1 Elektrisitet.

<b>GTPRO -Kellogg</b>		<b>365740</b>	<b>kWth</b>	<b>15 C/547 C</b>			
	<b>kW</b>	<b>[kWh/t]</b>	<b>El- effektivitet</b>	<b>[kJ/kWh]</b>			
<b>El-generert</b>	244821						
<b>1 GT</b>		122411	33.47	10756			
<b>Net-power</b>	241194						
<b>1 GT</b>		120597	32.97	10918			
<b>GTPRO - 1</b>		<b>365441</b>	<b>kWth</b>	<b>15 C/547 C</b>			
	<b>kW</b>	<b>[kWh/t]</b>	<b>El- effektivitet</b>	<b>[kJ/kWh]</b>		<b>kWh/t</b>	<b>%</b>
<b>El-generert</b>	249242				<b>Turbin</b>	268346	
<b>1 GT</b>		124621	34.10	10772	<b>Kompressor</b>	143725	
<b>Net-power</b>	244252				<b>Mekanisk tap</b>	763	99.4
<b>1 GT</b>		122126	33.42		<b>Generator tap</b>	1732	98.6
					<b>Totalt</b>	122126	
<b>GTPRO - 2</b>		<b>377463</b>	<b>kWth</b>	<b>8 C/542 C</b>			
	<b>kW</b>	<b>[kWh/t]</b>	<b>El- effektivitet</b>	<b>[kJ/kWh]</b>		<b>kWh/t</b>	<b>%</b>
<b>El-generert</b>	254630				<b>Turbin</b>	277994	
<b>1 GT</b>		127315	33.73	10673	<b>Kompressor</b>	148103	
<b>Net-power</b>	250855				<b>Mekanisk tap</b>	766	99.4
<b>1 GT</b>		125428	33.23	10834	<b>Generator tap</b>	1811	98.6
					<b>Totalt</b>	127315	

GTPRO - Kellogg og GTPRO - 1 har 15 C på tilluft temp, GTPRO - 2 har 8 C

GTPRO - Kellogg er mal for GTPRO - 1, GTPRO - 2

GTPRO - 1 brukes til å studere GE9171 ved lastreduksjon

GTPRO - 2 brukes til dimensjoner i WHRU

Tabell V2.3 Fysikalske egenskaper til luft Eksos tilnærmet luft atmosfærisk trykk [11]

T	v [m <sup>3</sup> /kg]	Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	h[kJ/kg]	Cp[kJ/(kg*C)]	k [W/m*C]
253	1.473	<b>0.679</b>	221.1	<b>1.034</b>	0.0398
273	1.530	<b>0.654</b>	241.8	<b>1.038</b>	0.0410
293	1.586	<b>0.631</b>	262.6	<b>1.042</b>	0.0422
313	1.653	<b>0.605</b>	283.5	<b>1.047</b>	0.0434
333	1.700	<b>0.588</b>	304.5	<b>1.051</b>	0.0446
353	1.756	<b>0.569</b>	325.6	<b>1.056</b>	0.0458
373	1.813	<b>0.552</b>	346.7	<b>1.060</b>	0.0470
393	1.870	<b>0.535</b>	368.0	<b>1.065</b>	0.0482
413	1.926	<b>0.519</b>	389.3	<b>1.070</b>	0.0495
433	1.983	<b>0.504</b>	410.8	<b>1.750</b>	0.0507
453	2.040	<b>0.490</b>	432.3	<b>1.080</b>	0.5190
473	2.096	<b>0.477</b>	453.9	<b>1.084</b>	0.0531
493	2.153	0.464	475.7	1.089	0.0544
513	2.210	0.452	497.5	1.094	0.0556
533	2.266	0.441	519.4	1.099	0.0568
553	2.323	0.430	541.5	1.103	0.0580

Ser at for  $550\text{ C} < C_p < 450\text{ C}$  er tilnærmet  $C_p=1.1\text{ kJ/(kg*C)}$ , merket grått i tabell V2.2.

Tabell V2.3 Beregning av Teksos ut etter å ha forvarmet oljen,  $C_p$  eksos =1.1

	T [C] Eksos	Cp eksos [kJ/kg C]	Olje Temperatur	Cp [kJ/kg C]	[MW] Overført	MW (thermal)
Inn i avgasskjel	547		330			241.89
		1.10		3.94	38	
Etter oljesløyfe	470.33		366			203.89

Når  $C_p=1.1$  vil temperaturen i eksosen reduseres til 470 C etter at den har passert oljesløyfa, temperaturfallet vil i praksis være noe større idet noe varme vil gå tapt fra WHRU enheten. I temperatur intervallet 550 C til 460 C estimeres tettheten på gassen til et gjennomsnitt på 0.46 [kg/m<sup>3</sup>] og k til 0.055 [W/m\*C].

Tall for beregning av V(eksos) hentet fra Figur 8

Tall for oljesløyfe (CHP KEllogg[13]) 20 rør à 4 tommer.

Tabell V2.4 Beregning av Teksos ut etter å ha forvarmet oljen, Cp eksos =1.1

V (eksos)	26.96	[m/s]	eller raskere når mindre plass i WHRU-enheten
Alfa (eksos)/k	0.1217		
Alfa beregnet med Veksos=24 m/s	3.122	s <sup>-1</sup>	
Volje	3.10	[m/s]	
Alfa (olje)/k	0.028		
Alfa beregnet med Volje=2.84 m/s	5.37	s <sup>-1</sup>	

Ser at for  $470\text{ C} < C_p > 250\text{ C}$  er gjennomsnittet for tetthet  $Rho=0.567\text{ [kg/m}^3]$  mens gjennomsnittet for  $C_p=1.06\text{ kJ/(kg}\cdot\text{C)}$ , tallene finnes uthevet i tabell V2.2. Med de små variasjonene som finnes er disse brukt som om de var konstante i temperatur intervallet.

DAMP [36.11 kg/s]

Tabell V2.5 Beregninger fra GTPRO V3.3.

	T(eksos) [C]	Cp (eksos) [kJ/kg K]	V (eksos) [m/s]	T(damp) [C]	Cp (damp)/dH <sub>vap</sub> [kJ/kg K]	Varme overført [MW]
Superheater	462.4			333.2		
	441.9	1.067936668	25.2	239.8	2.924592324	9.864
Fordamper	441.9			239.8		
	303.6	1.046779436	26.7	234.8	361.2602769	65.22755
Economiser	303.6			234.8		
	263.9	1.023817147	18.7	121.3	4.468172145	18.3133
				120		93.40485

## VEDLEGG 3 GTPRO

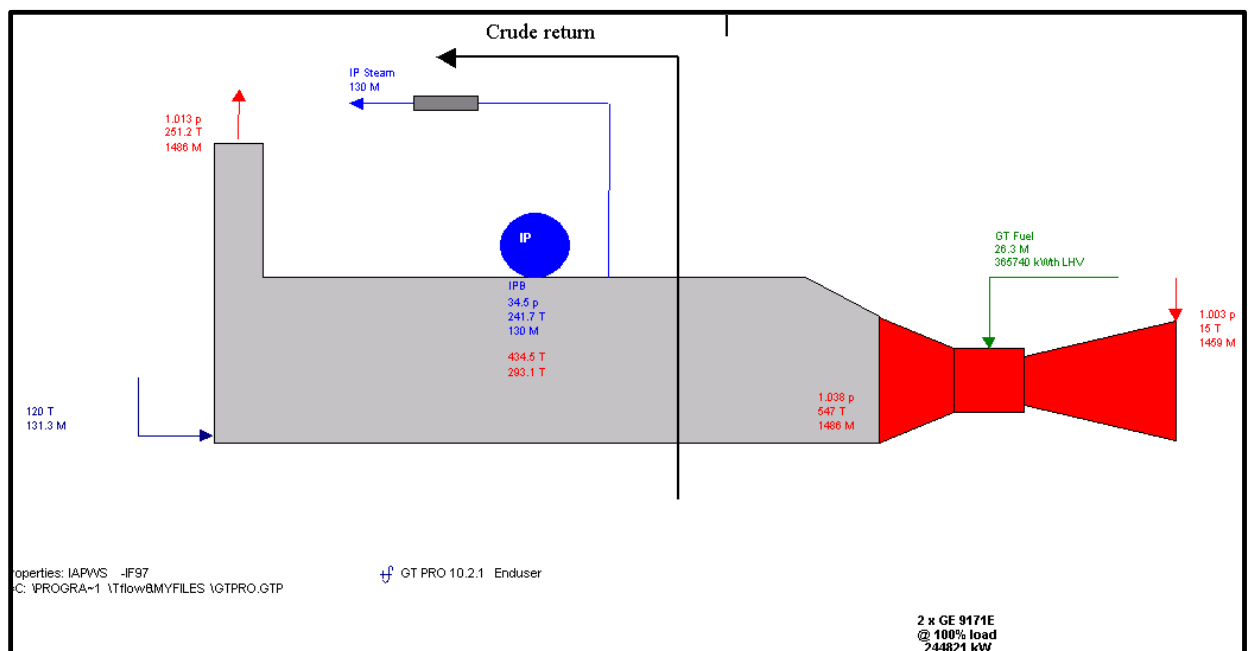
Vedlegget inneholder 3 ulike simuleringer i GTPRO, der den første (V3.1) er utført av Kellogg på oppdrag for Statoil. Temperaturen i omgivelsesluft er i GTPRO simuleringene fra Kellogg satt til 15 C, dette er nok noe høyt for norske forhold der det ofte er vanlig å bruke 8 C, så er også gjort i GTPRO simuleringen i vedlegg V3.1 og V3.2. I følge statistisk årbok 2001 er gjennomsnittstemperaturen i Bergen 7.7 C, Se tabell V1.1[12]. En lavere omgivelsestemperatur vil gi en bedre effektivitet for energiverket. Temperaturen på gassen er satt til 25 C, en unøyaktighet i denne temperaturen vil ha mindre betydning da gassen kun utgjør drøyt en prosent av total masse inn til gassturbinene.

Tabell V1.1 Gjennomsnittstemperaturer for Bergen

Bergen	Året
Normal	7,7
Gj.snitt 2000	8,8

### V3.1 Datamateriale fra Kellogg

Skissen ble brukt som utgangspunkt for videre beregninger og simuleringer. Alle tall er gitt for 1 gass turbin. Sentrale data for prosjektet er gjengitt i tabell V3.1.



Figur V3.1 Skisse over simulering av EVM i GTPRO (Kilde: KELLOGG)

Tabell V3.1 Bakgrunnsdata fra Kellogg og RFG Notat fra Statoil

<b>OMGIVELSER</b>	
Temperatur	15 C
Luftfuktighet	60 %
Trykk	1.013
<b>LUFT</b>	
Massestrøm	1459 [tonn/T]
Temperatur	15 C
<b>GASS</b>	
Massestrøm	26.3 [tonn/T]
Energiinnhold	366 [MW]
Trykk inn	21 bar
<b>ELEKTRISITET</b>	
Generert	122 [MW]
El-effektivitet	32.97%
<b>OLJE</b>	
Massestrøm	
Temperatur (Inn - Ut)	330 C – 366 C
Trykk (Inn WHRU – Ut)	7.8 bar – 2.8 bar
<b>DAMP</b>	
Massestrøm	130 [tonn/T]
Temperatur (Inn-Ut)	120 C – 330 C
Trykk (Inn-Ut)	34.5 bar - 30 bar
<b>EKSOS</b>	
Massestrøm	1486 [tonn/T]
Temperatur (Inn - Ut)	547 C - 251 C
Trykk (Inn WHRU – Ut)	1.038 bar – 1.013 bar

### V3.2 Datamateriale fra simulering av GE9171

Først følger et utdrag av datamateriale fra simulering i GTPRO, som beskriver ulike egenskaper ved GE9171 når lasten i turbinen varieres. Dataene skal være tilstrekkelige til å reprodusere resultatene som følger tabulert.

GT PRO 05-10-2002

Plant Configuration: GT, HRSG, and condensing non-reheat ST

One GE 9171E Engine, One Steam Turbine, GT PRO Type 8, Subtype 9

#### GAS TURBINE PERFORMANCE (GE 9171E) - 1 unit(s)

	Gross power output, kW	Gross LHV eff., %	Gross LHV Heat Rate kJ/kWh	Exh. flow kg/s	Exh. temp. deg. C
per unit	122126	33.42	10772	413	547
Total	122126			413	

Fuel chemical LHV per gas turbine = 365441 kWth

#### ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE

Fuel=Site Gas, supplied @ 25 C, LHV = 45854.00 kJ/kg

G.T. @ 100 % rating, inferred TIT control model, CC limit

Site ambient conditions: 1.013 bar, 15 C, 60% RH

Total inlet loss = 10 millibar, Exhaust loss = 27 millibar

Duct & stack = 5, HRSG = 22 millibar

#	Model	PR	TIT C	TET C	Mair kg/s	kW	H.R.LHV kJ/kWh	Mex kg/s	N2+Ar %	O2 %	CO2 %	H2O %
209												
GE 9171E		12.3	1126	547	405	122126	10772	413	75.89	13.89	3.34	6.88

Fuel molecular weight = 19.51; LHV @ combustor = 45854 kJ/kg

G.T. auxiliary power = 249.4 kWe.

**ESTIMATED G.T. CYCLE**

STREAM	TEMP. C	PRESS. bar	MASS FLOW kg/s	M.W.	MOLE COMPOSITION %			
					N2+Ar	O2	CO2	H2O
Ambient air in	15	1.01	405.46	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Comp. inlet	15	1.00	405.46	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Turbine coolant	misc.		25.79					
Comp. discharge	360	12.36	379.67	28.86	78.22	20.74	0.03	1.01
Fuel flow	25	16.82	7.96954					
Turbine inlet	1126	11.86	387.64	28.50	75.74	13.44	3.55	7.27
Turbine coolant			25.79					
Turbine exhaust	547	1.04	413.43	28.52	75.89	13.89	3.34	6.88

Compressor = 143725 Turbine = 268346 kW  
 Turbine coolant = 6.361% compr in  
 Mech loss = 763.2 kW Generator loss = 1732.1 kW  
 Mech eff. = 99.39% Generator eff. = 98.6%  
 GT specific power @ gen term = 301.2 kW per kg/s  
 GT efficiency @ gen term = 30.3% HHV = 33.42% LHV

**HRSR EXHAUST GAS SUMMARY**

Zone	Tin C	Tout C	Hin kJ/kg	Hout kJ/kg	Min kg/s	Q kW	MOLE COMPOSITION %			
							N2+Ar	O2	CO2	H2O
0	546.3	475.4	703.95	622.61	413.43	33629.5	75.89	13.89	3.34	6.88
1	475.4	472.9	622.61	619.82	413.43	1151.7	75.89	13.89	3.34	6.88
5	472.9	316.1	619.82	444.76	413.43	72380.5	75.89	13.89	3.34	6.88
7	316.1	297.1	444.76	424.01	413.43	8578.1	75.89	13.89	3.34	6.88
8	297.1	294.2	424.01	420.82	413.43	1319.3	75.89	13.89	3.34	6.88
9	294.2	261.7	420.82	385.57	413.43	14570.2	75.89	13.89	3.34	6.88
10	261.7	224.0	385.57	344.95	413.43	16797.7	75.89	13.89	3.34	6.88
11	224.0	223.6	344.95	344.51	413.43	179.9	75.89	13.89	3.34	6.88
12	223.6	180.4	344.51	298.33	413.43	19090.9	75.89	13.89	3.34	6.88
14	180.4	148.9	298.33	264.88	413.43	13829.8	75.89	13.89	3.34	6.88
15	148.9	125.8	264.88	240.52	413.43	10072.1	75.89	13.89	3.34	6.88
17	125.8	88.9	240.52	201.66	413.43	16067.3	75.89	13.89	3.34	6.88

Zero enthalpy: dry gases & liquid water at 32 °F (273.15 K)  
 Stack flowrate = 413.43 kg/s  
 Stack temperature = 88.9 C

Tabell V3.2 viser hvordan GE9171 responderer på lastvariasjoner, når turbinene opprettholder **konstant luftinntak**. De viktigste sammenhengene er grafisk framstilt i figur V3.2 – V3.4.

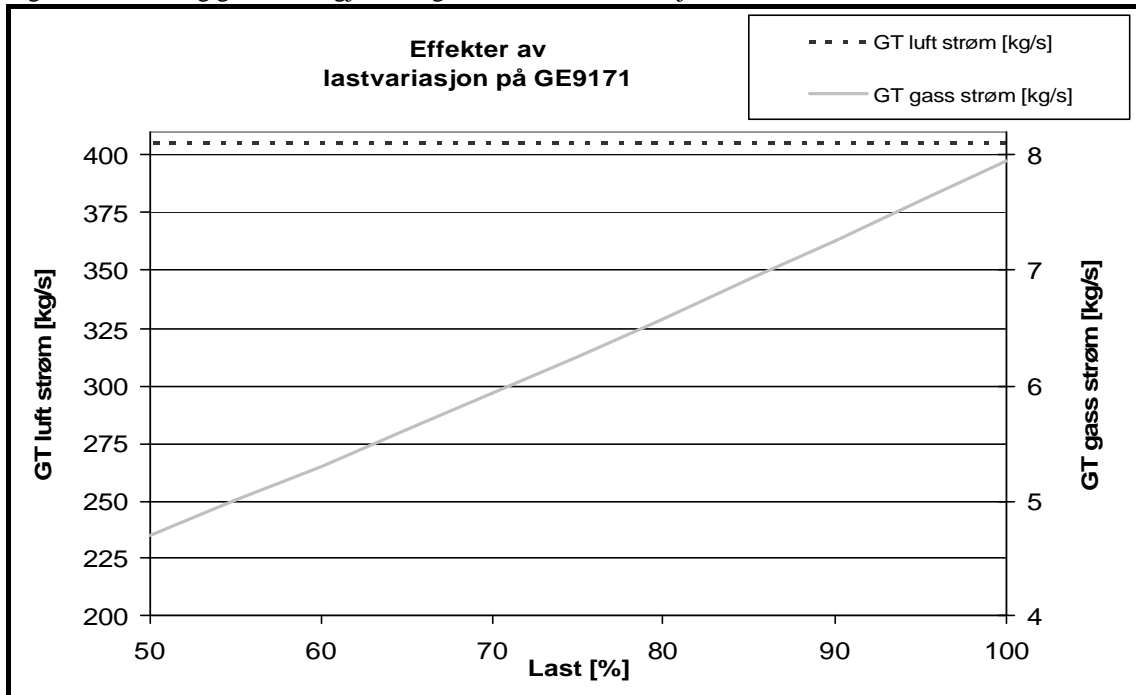


%	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11
GT gross el prod [kW]	121752	115467	109356	103421	97179	91127	85264	78984	72885	66960	60764
GT gross LHV effektivitet [%]	33.41	33.16	32.88	32.57	32.2	31.78	31.32	30.72	29.97	29.15	28.16
GT LHV gross varme rate [kJ/kWh]	10777	10857	10949	11053	11181	11328	11496	11720	12011	12351	12785
Kompressor innløps massestrøm [kg/s]	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5	405.5
Kompressor innløps temperatur [C]	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Turbin innløps massestrøm [kg/s]	387.6	387.3	386.9	386.6	386.3	385.9	385.6	385.3	385	384.7	384.4
Turbin innløps temperatur [C]	1123.9	1090.7	1058.4	1026.7	993.4	960.8	929.1	895.9	865.9	836.6	805.9
Turbin eksos massestrøm [kg/s]	413.4	413.1	412.7	412.4	412	411.7	411.4	411.1	410.8	410.5	410.2
Turbin eksos temperatur [C]	546.1	526.7	507.9	489.8	470.8	452.5	434.9	416.6	400.3	384.5	368.2
GT føde HHV input [kWth]	402033	384113	366865	350252	332942	316313	300332	283628	268231	253403	238045
GT føde LHV input [kWth]	364469	348223	332587	317526	301833	286759	272271	257127	243169	229727	215804
Eksos gass molekyl vekt	28.52	28.54	28.55	28.56	28.58	28.59	28.6	28.62	28.63	28.64	28.66
Eksos gass N2+Ar mol present [%]	75.9	76	76.1	76.19	76.29	76.38	76.47	76.57	76.66	76.74	76.83
Eksos gass O2 mol present [%]	13.9	14.2	14.49	14.76	15.05	15.33	15.59	15.87	16.13	16.38	16.64
Eksos gass CO2 mol present [%]	3.33	3.18	3.05	2.91	2.78	2.64	2.51	2.38	2.25	2.13	2.01
Eksos gass H2O mol present [%]	6.87	6.62	6.37	6.14	5.89	5.65	5.42	5.18	4.96	4.75	4.52
GT føde strøm [kg/s]	7.948	7.594	7.253	6.925	6.582	6.254	5.938	5.607	5.303	5.01	4.706

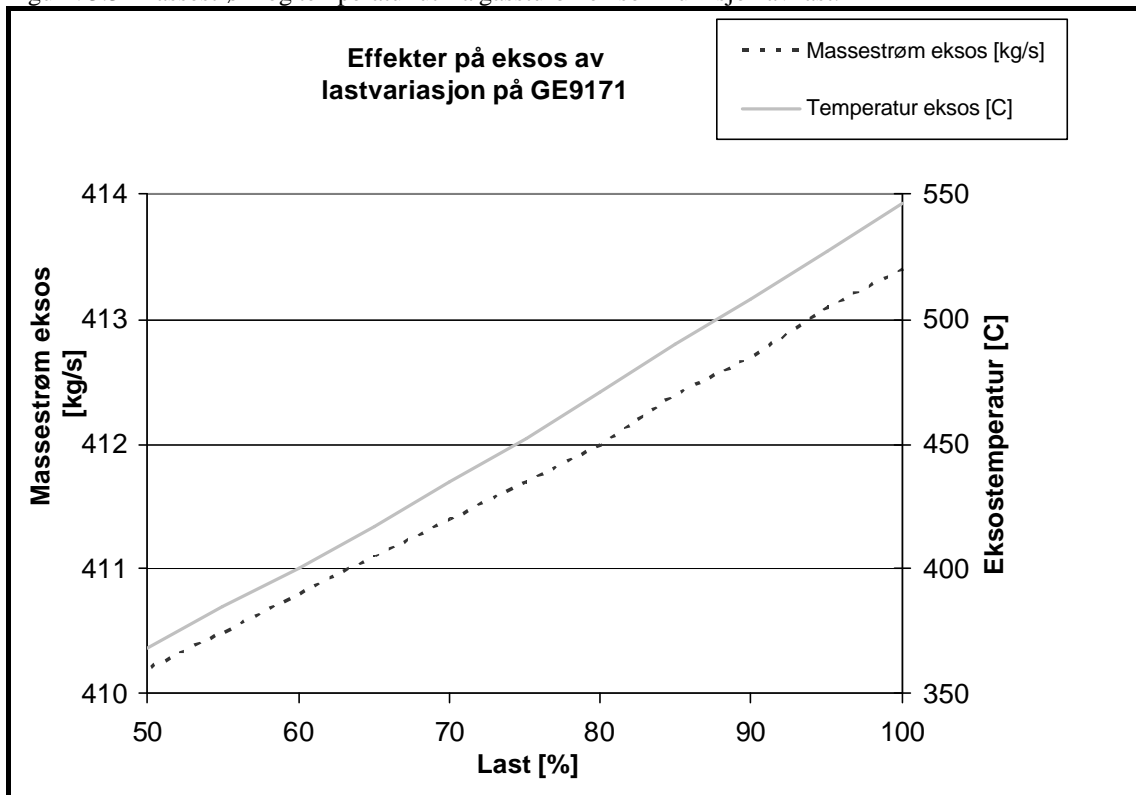
Tabell V3.2 Respons når konstant massestrøm

## KONSTANT MASSESTRØM

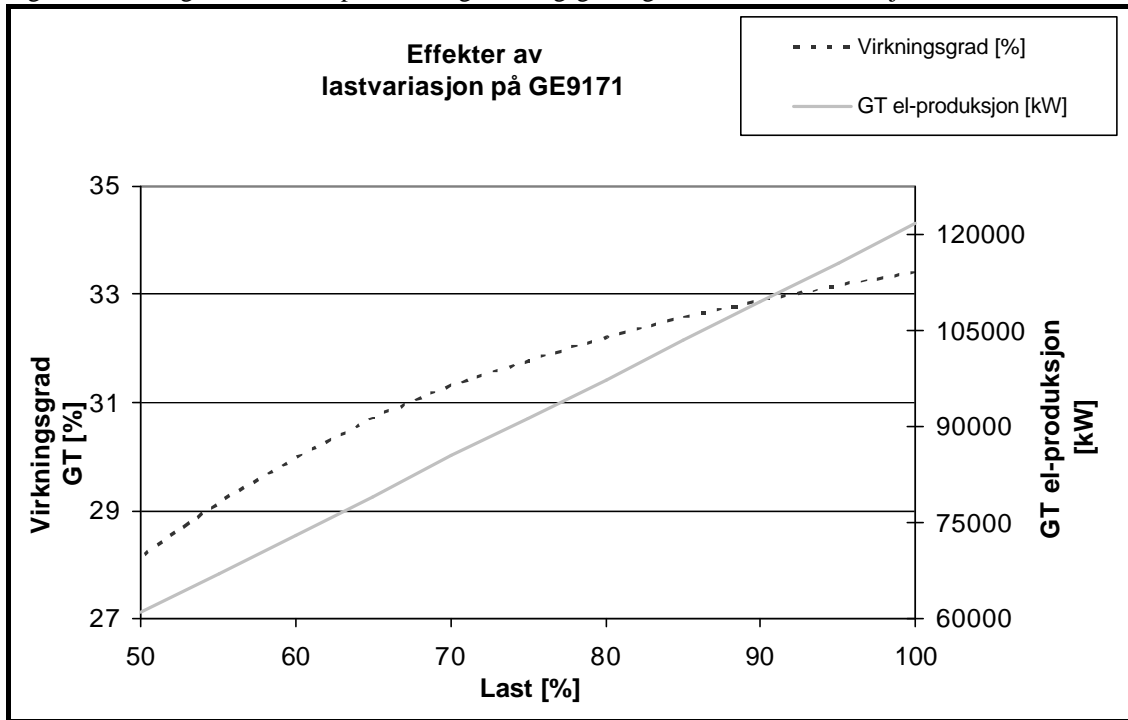
Figur V3.2 Luft og gass strøm gjennom gassturbinen som funksjon av last.



Figur V3.3 Massestrøm og temperatur ut fra gassturbinen som funksjon av last.



Figur V3.4 Mengde elektrisitet produsert og virkningsgrad i gassturbinen som funksjon av last.



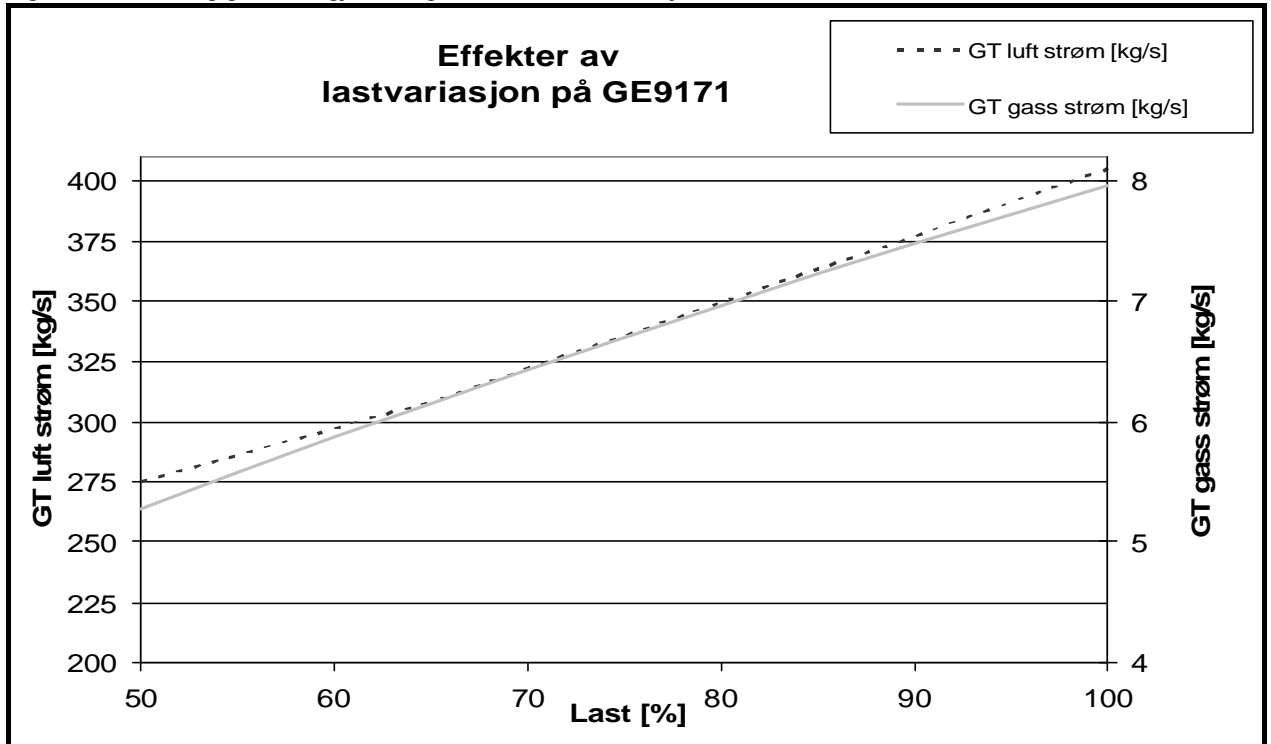
Tabell V3.2 viser hvordan GE9171 responderer på lastvariasjoner, når turbinene **reduserer luftinntaket til kompressoren**. De viktigste sammenhengene er grafisk framstilt i figur V3.5 – V3.7.

## VARIERENDE MASSESTRØM

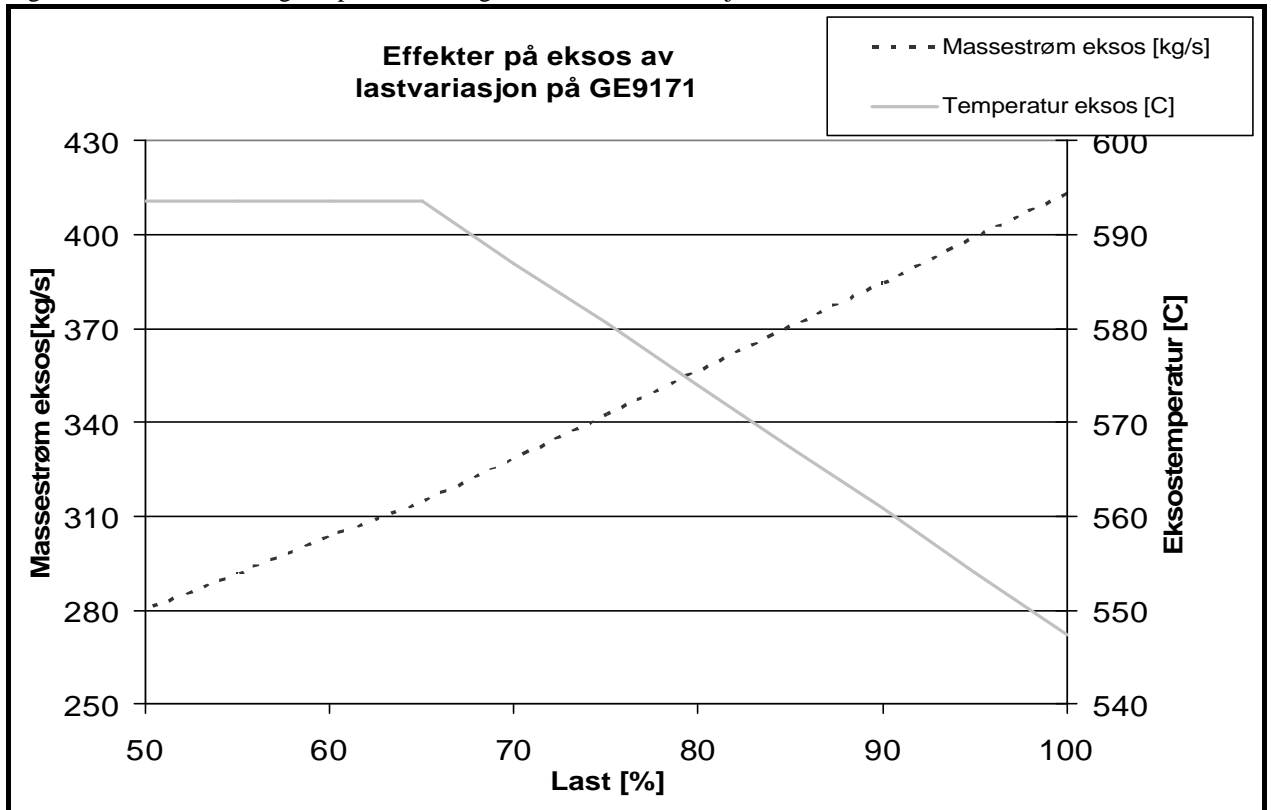
Tabell V3.3 Varierende masse strøm

%	100	95	90	85	80	75	70	65	60	55	50
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11
GT gross el prod [kW]	122125	116218	110276	104306	98318	92308	86280	80227	74135	68035	61922
GT gross LHV effektivitet [%]	33.42	32.81	32.17	31.49	30.79	30.04	29.25	28.4	27.55	26.62	25.6
GT LHV gross varme rate [kJ/kWh]	10772	10973	11192	11431	11693	11984	12310	12678	13068	13524	14063
Kompressor innløps massestrøm [kg/s]	405.5	391.3	377.3	363.4	349.6	335.9	322.2	308.5	297.5	286.4	275
Kompressor innløps temperatur [C]	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Turbin innløps massestrøm [kg/s]	387.6	374.2	360.8	347.5	334.3	321.2	308.1	295	284.5	273.7	262.8
Turbin innløps temperatur [C]	1125.9	1128	1129.5	1130.2	1130	1129.1	1127.3	1124.5	1112.7	1099.8	1085.9
Turbin eksos massestrøm [kg/s]	413.4	399.1	384.8	370.6	356.6	342.6	328.6	314.7	303.4	291.9	280.3
Turbin eksos temperatur [C]	547.3	554.1	560.8	567.4	574	580.5	587	593.5	593.5	593.5	593.5
GT føde HHV input [kWth]	403104	390760	378161	365327	352258	338961	325430	311639	296850	281921	266826
GT føde LHV input [kWth]	365440	354250	342827	331192	319345	307290	295024	282521	269114	255579	241895
Eksos gass molekyl vekt	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.52	28.53
Eksos gass N2+Ar mol present [%]	75.89	75.88	75.87	75.87	75.86	75.86	75.86	75.86	75.88	75.91	75.95
Eksos gass O2 mol present [%]	13.89	13.86	13.83	13.81	13.8	13.79	13.78	13.78	13.86	13.95	14.05
Eksos gass CO2 mol present [%]	3.34	3.35	3.36	3.37	3.38	3.38	3.39	3.39	3.35	3.3	3.26
Eksos gass H2O mol present [%]	6.88	6.91	6.93	6.95	6.96	6.97	6.98	6.98	6.91	6.83	6.75
GT føde strøm [kg/s]	7.97	7.725	7.476	7.223	6.964	6.701	6.434	6.161	5.869	5.574	5.275

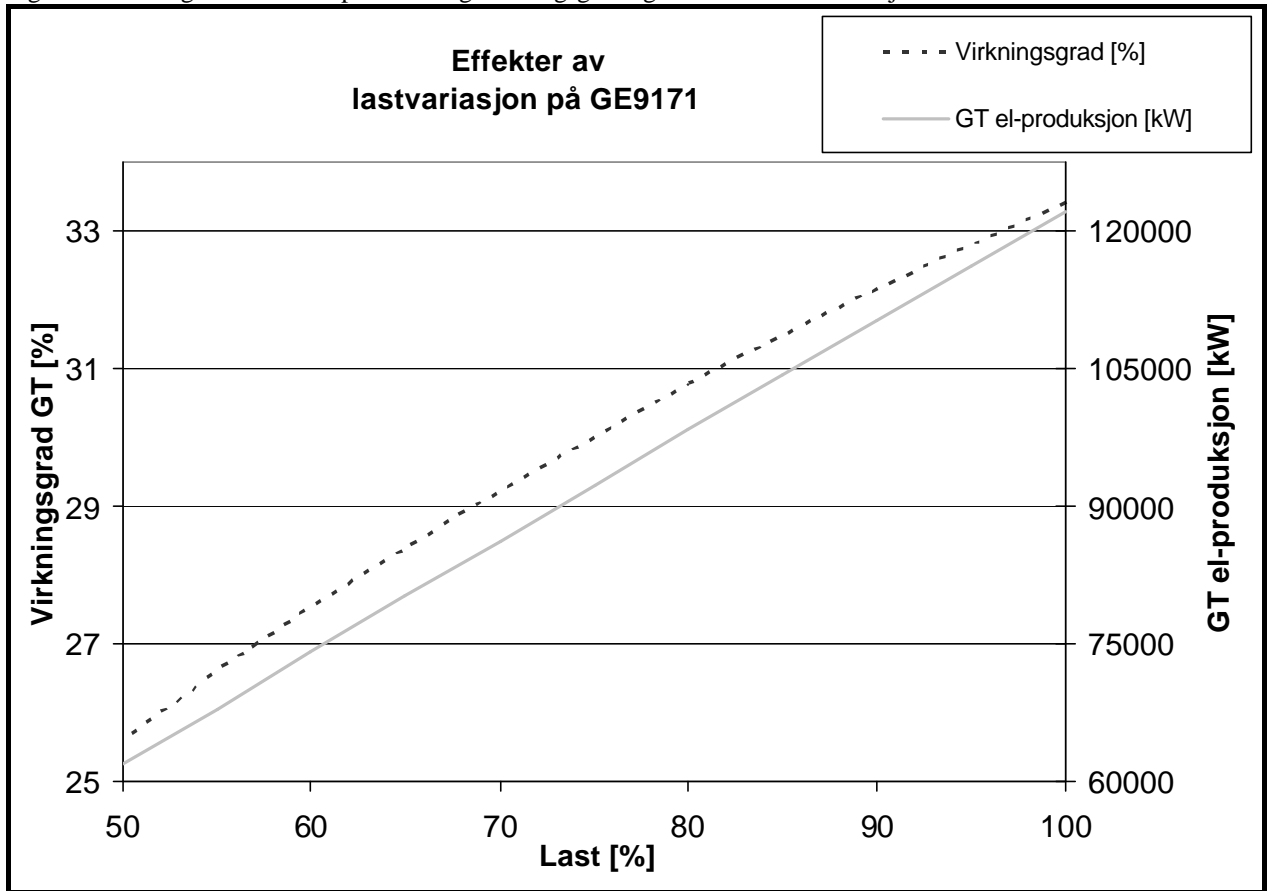
Figur V3.5 Luft- og gasstrøm gjennom gassturbinen som funksjon av last.



Figur V3.6 Massestrøm og temperatur ut fra gassturbinen som funksjon av last.



Figur V3.7 Mengde elektrisitet produsert og virkningsgrad i gassturbinen som funksjon av last.



### V3.3 Datamateriale fra simulering av WHRU

Denne simuleringen ble i all vesentlighet brukt til å anslå størrelsen på WHRU enheten, og for å kunne sammenligne beregnede data i Powersim med steady-state verdier i GTPRO.

GT PRO 04-18-2002  
 Plant Configuration: GT & HRSG only (no ST)  
 2 GE 9171E Engines, GT PRO Type 1, Subtype 3

**PLANT EFFICIENCIES (%)**

PURPA eff.	CHP (Total) eff.	Power gen. eff. on chargeable energy	Canadian Class 43 Heat Rate, kJ/kWh
50.47	67.71	52.81	5823

Fuel LHV chemical energy input = 754925 kWth = 2576031 kBTU/h

**GAS TURBINE PERFORMANCE (GE 9171E) - 2 unit(s)**

	Gross power output, kW	Gross LHV eff., %	Gross LHV Heat Rate kJ/kWh	Exh. flow kg/s	Exh. temp. deg. C
per unit	127315	33.73	10673	426	542
Total	254630			851	

Fuel chemical LHV per gas turbine = 377463 kWth = 1288016 kBTU/h

**ESTIMATED G.T. SITE PERFORMANCE**

Fuel=Site Gas, supplied @ 25 C, LHV = 45981.77 kJ/kg  
 Site ambient conditions: 1.013 bar, 8 C, 60% RH

#	Model	PR	TIT C	TET C	Mair kg/s	kW	H.R.LHV kJ/kWh	Mex kg/s	N2+Ar %	O2 %	CO2+SO2 %	H2O %
209												
GE 9171E		12.7	1125	542	417	127315	10673	426	76.17	13.93	3.34	6.56

Fuel molecular weight = 19.10; LHV @ combustor = 45982 kJ/kg  
 G.T. auxiliary power = 249.4 kWe.

**ESTIMATED G.T. CYCLE**

STREAM	TEMP.	PRESS.	MASS FLOW	M.W.	MOLE COMPOSITION %			
	C	bar	kg/s		N2+Ar	O2	CO2+SO2	H2O
Ambient air in	8	1.01	417.37	28.90	78.52	20.82	0.03	0.64
Comp. inlet	8	1.00	417.37	28.90	78.52	20.82	0.03	0.64
Turbine coolant	misc.		26.55					
Comp. discharge	354	12.71	390.82	28.90	78.52	20.82	0.03	0.64
Fuel flow	25	16.82	8.20883					
Turbine inlet	1125	12.20	399.03	28.53	76.01	13.48	3.56	6.95
Turbine coolant			26.55					
Turbine exhaust	542	1.04	425.58	28.56	76.17	13.93	3.34	6.56

Compressor = 148103    Turbine = 277994 kW  
 Mech loss = 766 kW    Generator loss = 1810.5 kW  
 Mech eff. = 99.41%    Generator eff. = 98.6%

**HRSR GAS SIDE - Totals of 2 HRSR's.**

Zone	Tg C	Tw C	DT C	Afrn	DELTA P	Mg	Qg	Vg	Tube	Tubes
/path	/HX			sq.m	millibar	kg/s	kW	m/s	rows	/row
0	462.4				Q to ext. HX		75000.0			
6	462.4	333.2	129.2							
1	IPS2			124.6	2.25	851.2	19727.5	25.2	2	80
	441.9	239.8	202.0							
10	441.9	239.8	202.0							
1	IPB			124.6	14.13	851.2	130455.1	26.7	9	94
	303.6	239.8	63.7							
12	303.6	234.8	68.7							
1	IPE2			124.6	3.61	851.2	36626.6	18.7	4	96
	263.9	121.3	142.7							
Totals					19.99		261809.3		15.0	

DB fuel = 0 kg/s; Fuel=CH4 @ 25 C; LHV = 50046.71 kJ/kg; MW = 16.042  
 Gas mole composition: 76.17% N2+Ar 13.93% O2 3.34% CO2 6.561% H2O  
 0.0003% SO2

Flue gas dew point = 38 C    M.W. = 28.56    Estimated sulphur dew point = 94 C



VEDLEGG 3 GTPRO SIMULERINGER

TOTALS (per HRSG)	Economisers	Evaporators	Superheaters	TOTAL
Q    kW	18132	64582	9766	92480
UA   kW/C	181	544	61	785
A    sq.m	3922	9571	1595	15088

Tube length = 10.92 m, HRSG width = 5.703 m, Aspect ratio = 1.915

**HRSG WATER SIDE - Totals of 2 HRSG's**

	P bar	T C	h kJ/kg	M kg/s	UA kW/C	Q kW	A sq.m
IP Circuit:							
from FW Pump	54.25	121.0	511.6	72.222			
IPFW	34.39	121.3	511.6	72.222			
IPE1				72.222	0.00	0	0
19	34.39	121.3	511.6	0.000			
IPE2				72.222	361.76	36264	7844
1	33.38	234.8	1013.7	0.000			
IPB				72.222	1088.14	129164	19141
2	33.38	239.8	2802.1	0.000			
IPS1				72.222	0.00	0	0
3	33.38	239.8	2802.1	0.000			
IPS2				72.222	121.08	19532	3190
4	32.10	333.2	3072.5	72.222			

**HRSG EXHAUST GAS SUMMARY**

Zone	Tin	Tout	Hin	Hout	Min	Q kW	MOLE COMPOSITION %			
	C	C	kJ/kg	kJ/kg	kg/s		N2+Ar	O2	CO2+SO2	H2O
6	462.4	441.9	601.70	578.52	851.16	19727.5	76.17	13.93	3.34	6.56
10	441.9	303.6	578.52	425.26	851.16	130455.1	76.17	13.93	3.34	6.56
12	303.6	263.9	425.26	382.23	851.16	36626.6	76.17	13.93	3.34	6.56

Zero enthalpy: dry gases & liquid water at 32 °F (273.15 K)  
 Stack flowrate = 851.16 kg/s, Stack temperature = 263.9 C

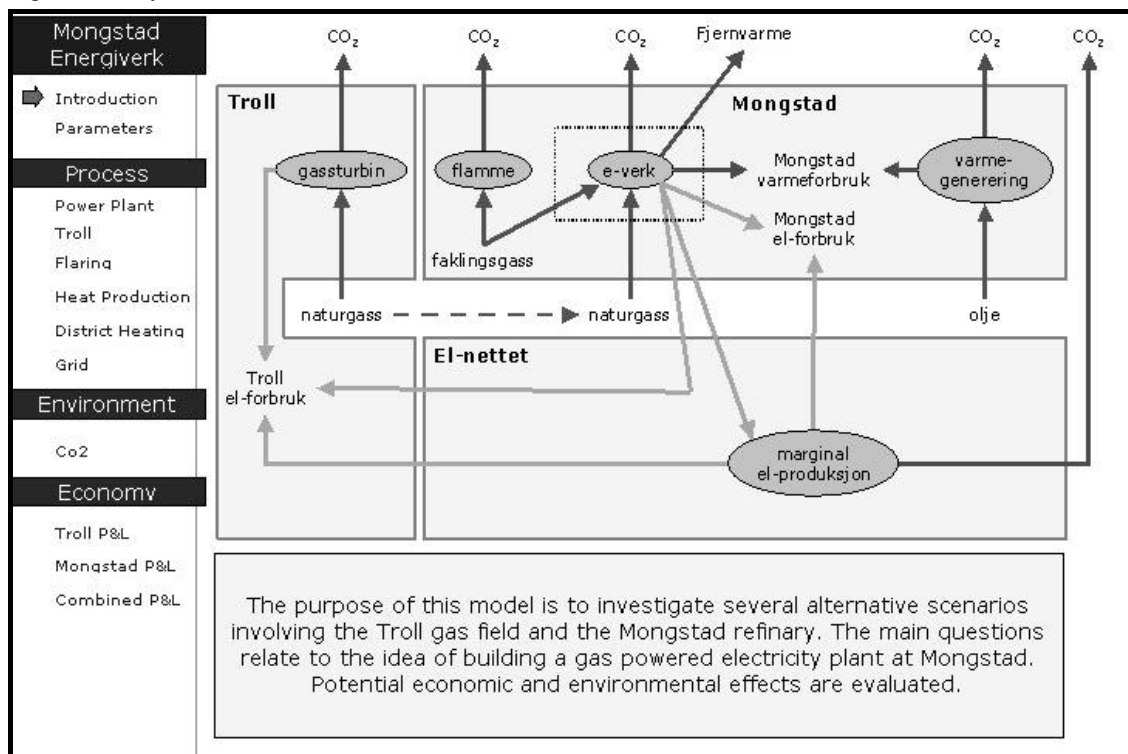
## VEDLEGG 4 AGGREGERT POWERSIM MODELL

Vedlegget viser utdrag fra modellen som ble utviklet og presentert for Statoil midtveis i prosjektperioden. Modellen ble utviklet i en arbeidsgruppe bestående av Magne Myrtveit, Klaus Vogstad og undertegnede. Modellen har et mer aggregert fokus en modellen beskrevet i kapittel 5.

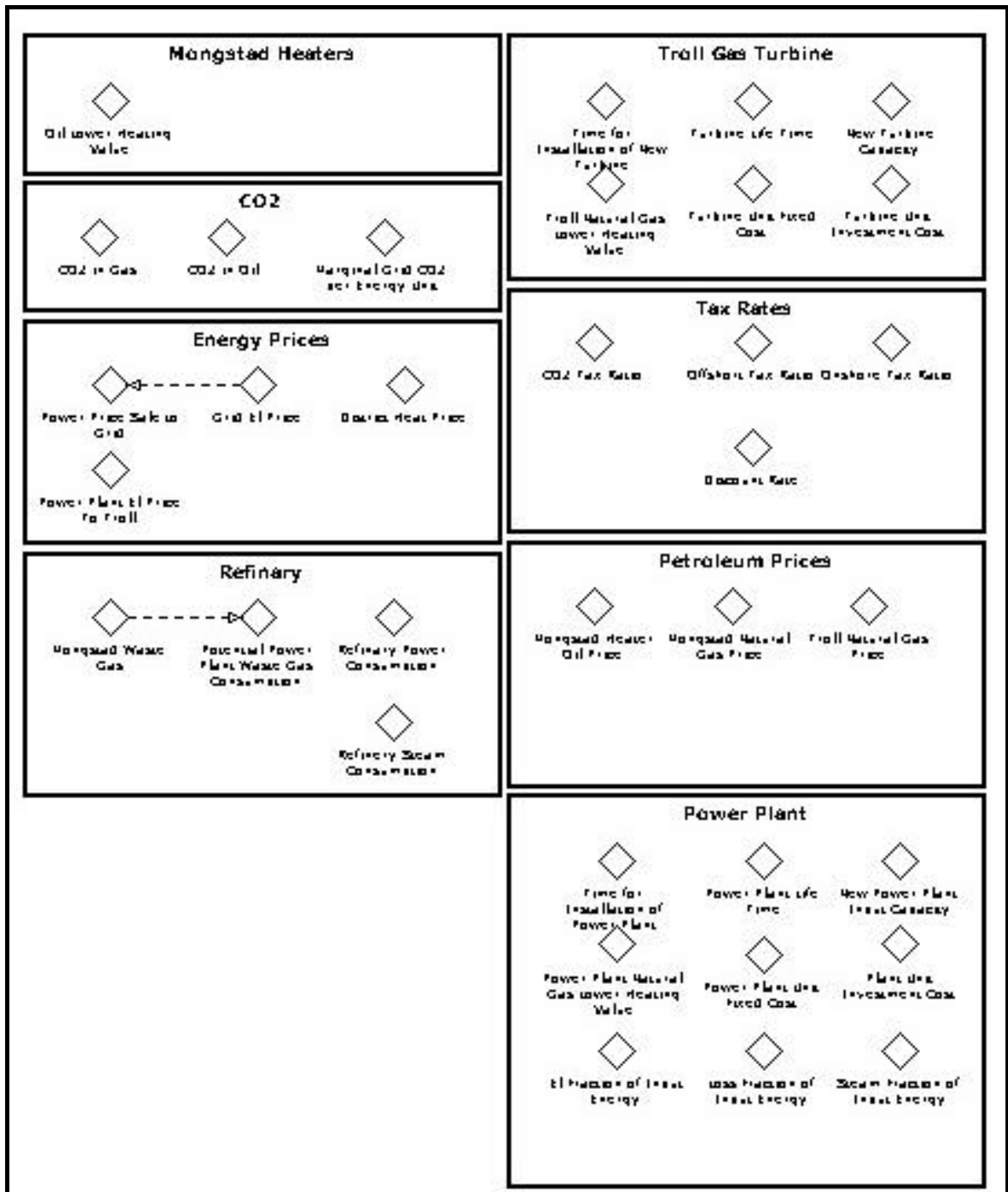
Figurene gir et bilde av omfanget som prosjektet i en periode hadde, og er kun ment å vise hvordan problemstillingen ble angrepet på det tidspunktet.

I en startfase fokuserte vi på flere områder simultant, elbruk gassbruk og interaksjoner med raffineriet. For å begrense oppgaven ble problemstillingen for hovedoppgaven begrenset til energiverket som vist i figur V4.1.

Figur V4.1 Systemoversikt.

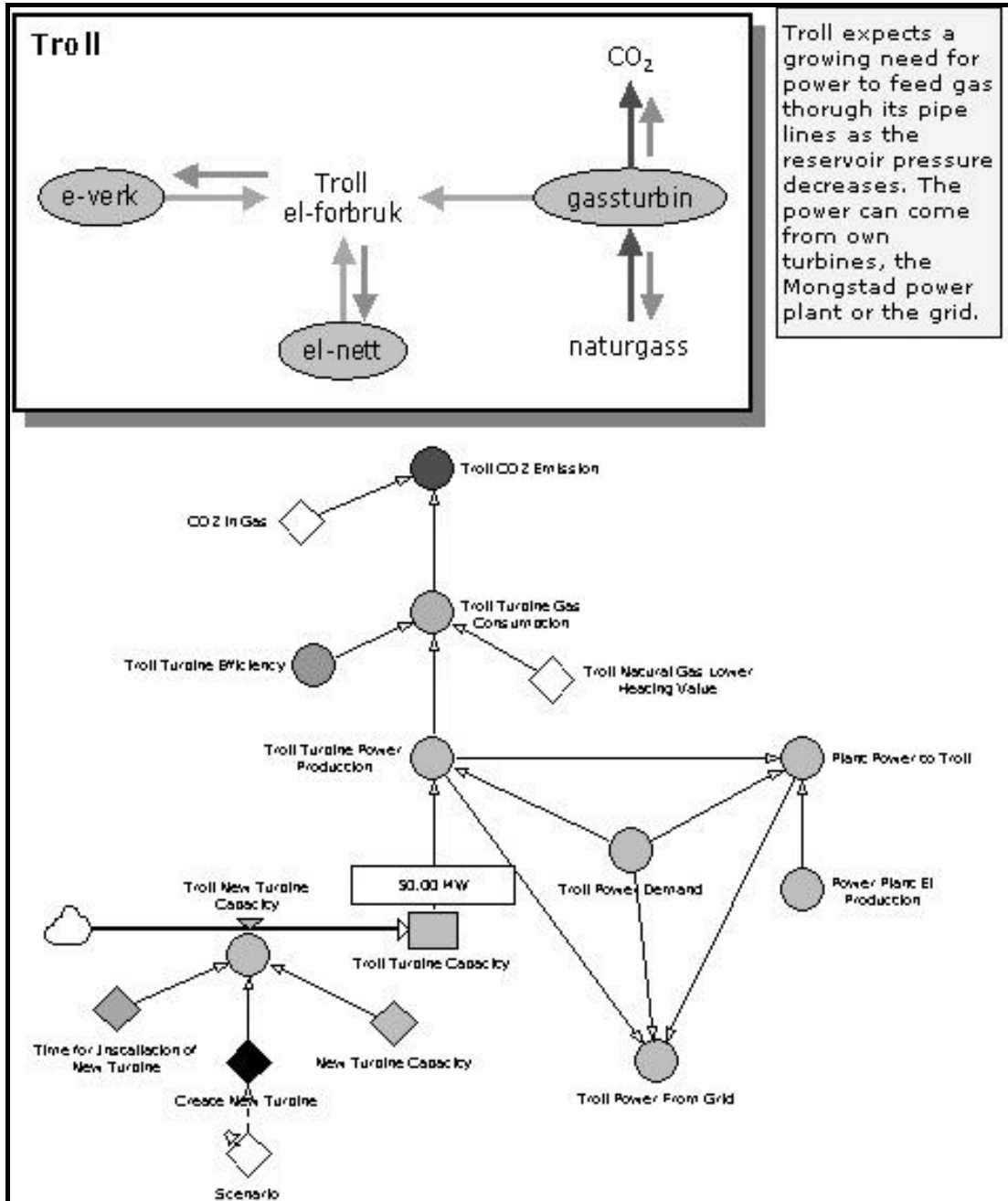


Figur V4.2 Oversikt over de viktigste variable



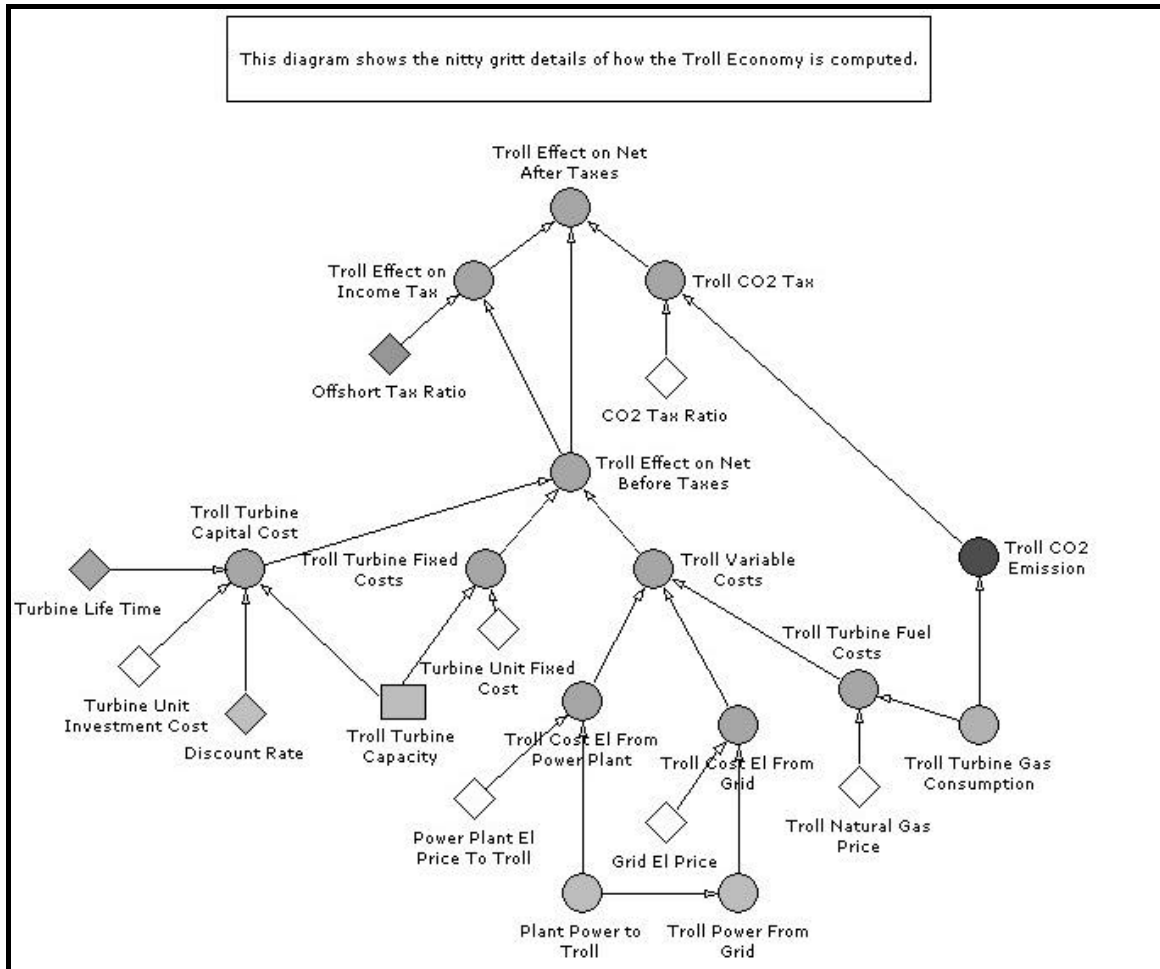
I startfasen ble de fokusert en god del på forholdet til en eventuell elektrifisering av Troll plattformen og hvilke miljøgevinster en slik elektrifisering vil medføre.

Figur V4.3 Forholdet til Troll plattformen

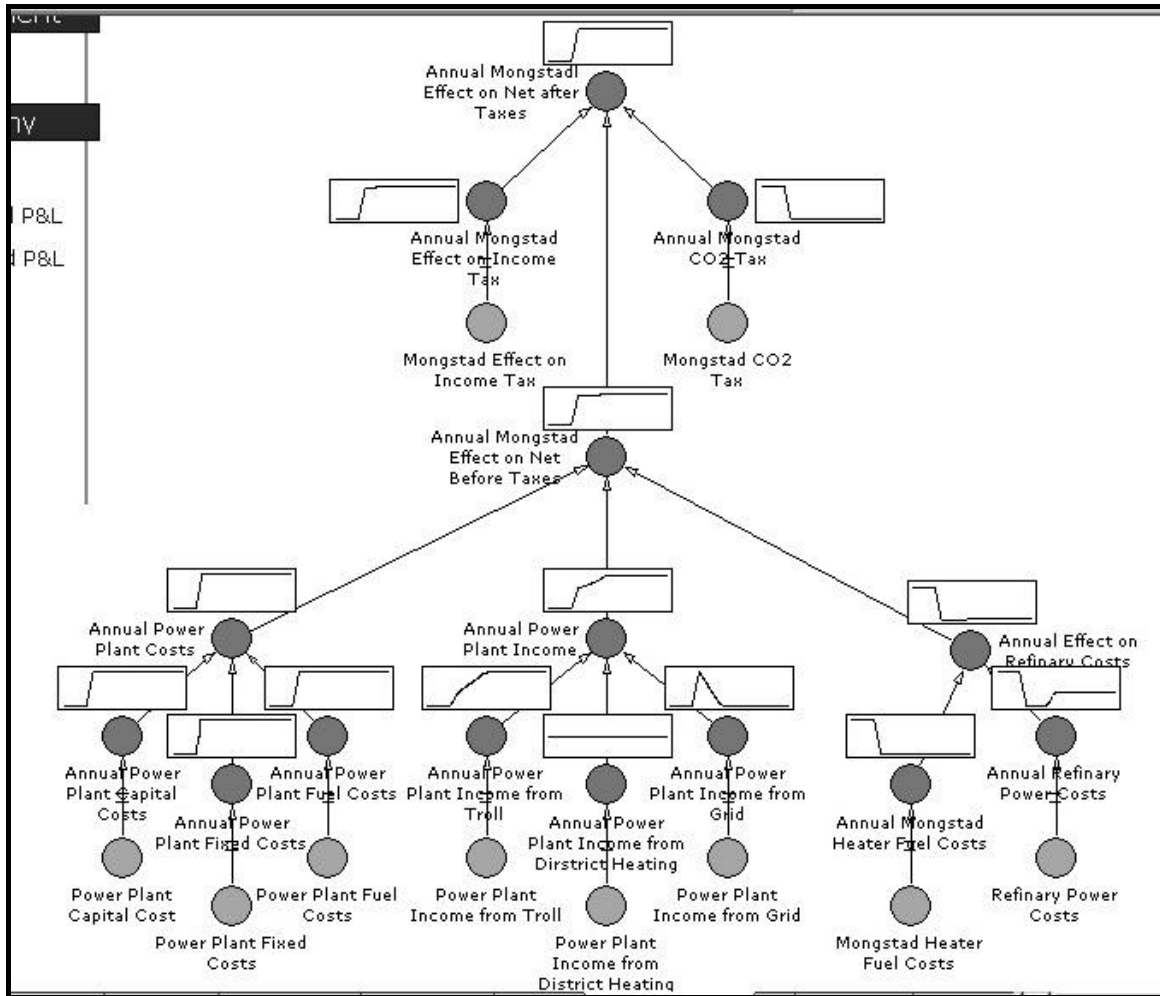


Som det illustreres av figurene V4.3 – V4.7, var de problemstillingene som ble studert karakterisert av lineære sammenhenger (basert på hva vi viste om systemene da).

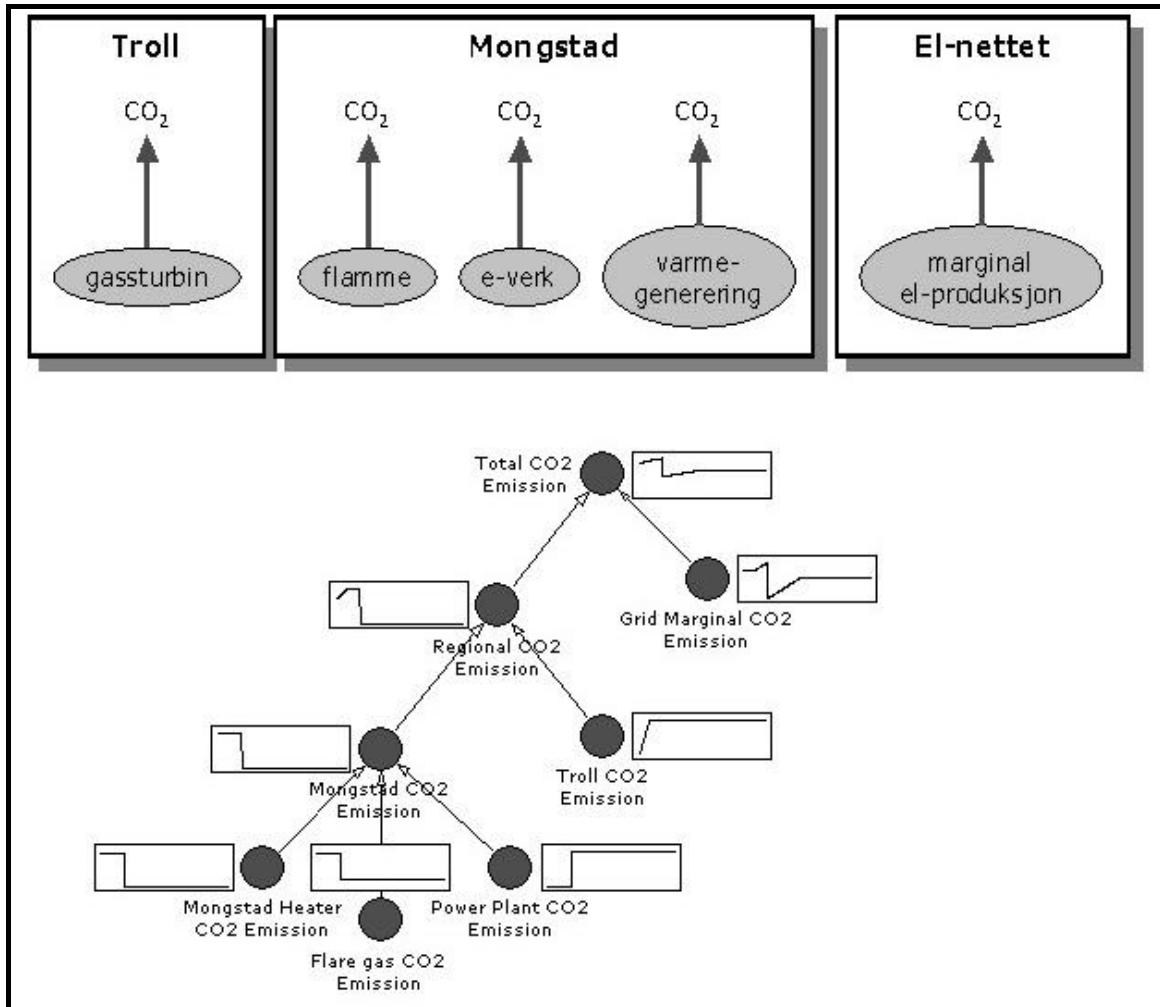
Figur V4.4 Oversikt over økonomiske endringer av å produsere strøm på land.



Figur V4.5 Økonomien, sett fra Statoil Mongstads ståsted.



Figur V4.6 Netto endring i CO2 utslipp.



## VEDLEGG 5 TENTATIV OPPGAVEFORMULERING

### Dynamisk analyse av Industriell økologisk effektivitet for energiverk Mongstad

Oppgaven er forankret i et ønske fra Statoil om å benytte systemdynamikk som metode for beslutningsstøtte, anvendt på Energiverk Mongstad. En mulig inndeling av oppgaven er skissert.

---

#### Systemdokumentasjon

Innebærer en oversikt av systemet som studeres. Utarbeide en oversikt over Mongstad anleggets oppstrøm/nedstøms aktivitet. For å kunne utarbeide en pålitelig modell behøves kunnskap om innsatsmidler, produksjonsmidler, El- forbruk, utslipp med mer. System-dokumentasjonen må inneholde en klar avgrensning av oppgaven. Det kan være ønskelig å benytte resultater fra LCA delen av Global Watch samarbeidet.

#### Systemdynamisk modellering

Lage modell med ulike scenarioer, som reflekterer de alternativene som er framlagt for Energiverk Mongstad og som ble diskutert på Rotvoll 17/10. Aktuelle oppgaver:

- A. Optimalisere parametre med hensyn på Industriell Økologisk effektivitet (IØE)\*\*. Mulige parameter som Statoil har vist interesse for til nå:
  - Økonomiske parametre
  - Utslipp (spesielt knyttet til NO<sub>x</sub>, CO<sub>x</sub>)
  - Energivirkningsgrad.
- B. Hvilke aktuelle endringer finnes over tid og hvordan vil systemets Industriell Økologiske effektivitet påvirkes av dette. Mulige endringer kan eksempelvis ha påvirkninger; Produksjons kapasiteter, priser og miljøavgifter. (Hvilke sammenhenger finnes mellom de nevnte påvirkninger og forhold i bedriften som påvirkes).
- C. En annen tilnærming er å se på IØE versus ulike teknologiske løsninger innad i systemet (3-4 alternative designer/kombinasjoner)

Det ligger en utfordring i å forsøke å implementere holdninger til immaterielle verdier inn i modellen. Hvordan er det naturlig å forsøke å knytte en slik modell mot en ønsket aksept modell.

---

\*Ønsker i denne fasen å ikke fastsette for mange forutsetninger/ antagelser, men heller snevre inn problemstillingen mot oppgavestart. Dette må skje i samråd med Statoil sine ønsker. Foreløpig skisse har utgangspunkt i møte med H. Bratnebø 1/11.\*\*Avhengig av definerte målbare parameter som er egnet for et slikt formål. Parametrene bør velges i tråd med Statoil sine ønsker så langt det lar seg gjøre.



## VEDLEGG 6 TREGHETSMOMENT FOR GT

Treghetsmomentet  $[I]$  gitt av

$$I = \int_V r^2 \rho \, dv$$

Dette under forutsetning av at gassturbinen kan bli sett på som en sirkulær sylinder med radius  $R$  og tykkelse  $[t]$ . Volumet er da gitt ved:

$$V = \Pi R^2 t$$

Tettheten er da:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m}{\Pi R^2 t}$$

$dv$  er et element av et volum i en distanse  $r$  fra rotasjonssenteret

$$dV = 2\Pi r \times t \times dr$$

som gir:

$$r^2 \rho \, dV = r^2 \frac{m}{\Pi R^2 t} \times 2\Pi r \times t \times dr$$

Treghetsmomentet for dette elementet er gitt av integrasjon over  $R$ :

$$I = \int_V r^2 \rho \, dV = \frac{2m}{R^2} \int_0^R r^3 \, dr$$

$$I = \frac{1}{2} m R^2$$

der  $m$ = massen av roterende disk

$R$ = Radius av roterende disk

## VEDLEGG 7 TYPISK WHRU

Skisse av typisk avgasskjel.

Figur V7.1 Avgasskjel (Kilde: Babcock Power)