



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

# Optimalisering av gasseksport – Kårstø



Hovedprosjekt utført ved  
Høgskolen Stord/Haugesund – Avdeling Haugesund – Ingeniørfag

---

Studieretning Maskin

Av: Andreas Larsen Tverå  
Kristian Dyb Strand  
Knut Arild Haraldseid Larsen

Kandidat nr: 31  
Kandidat nr: 34  
Kandidat nr: 33

# HOVEDPROSJEKT

**Studenten(e)s navn:** Kristian Dyb Strand, Andreas Larsen Tverå, Knut Arild Haraldseid Larsen

---

**Linje & studieretning** ING-maskin Prosess og energi

**Oppgavens tittel:** *Optimalisering av gasseksport - Kårstø*

## **Oppgavetekst:**

Vi skal lage et verktøy for å beregne tilgjengelig gasskapasitet for Statpipe tørrgass eksportsystem på Kårstø.

Verktøyet skal være i form av en excel-fil som benytter prosessdata fra anlegget til å beregne hvor mye kapasitet hver kompressor har. Alle beregninger skal fortrinnsvis være basert på generelle lover og formler fra termodynamikken.

Verktøyet skal ha følgende funksjonaliteter:

- Hente ut live-data fra anlegget ved hjelp av «Aspen process data».
- Kunne ta høyde for fremtidige driftsendringer oppstrøms og nedstrøms salgsgasseksjonen.
- 

Rapporten skal inneholde:

- Redegjørelse rundt problemstilling.
- Utledning og drøfting av beregninger
- Sammenligning av beregningene opp mot kjente operasjonspunkt

**Endelig oppgave gitt:** *(senest 07.03 – da fjernes dette og réell dato settes i stedet!)*

**Innleveringsfrist:** Fredag 10.mai 2013 kl. 12.00

**Intern veileder** Svein Jacob Nesheim

**Ekstern veileder** *Marius Støre Govatsmark (Statoil ASA)*

**Godkjent av  
studieansvarlig:**

**Dato:**



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

Høgskolen Stord/Haugesund  
Studie for ingeniørfag  
Bjørnsonsgt. 45  
5528 HAUGESUND  
Tlf. nr. 52 70 26 00  
Faks nr. 52 70 26 01

Oppgavens tittel		Rapportnummer
Optimalisering av salgasseksport		(Fylles ikke ut)
Utført av Kristian Dyb Strand, Knut Arild Haraldseid Larsen og Andreas Larsen Tverå		
Linje <del>Sikkerhet, Brannteknikk</del> <i>hhv.</i> HMS Maskin, Energi- og Prosessteknikk (Stryk det som ikke passer)	Studieretning	
Gradering Åpen / Konfidensiell	Innlevert dato	Veiledere

#### Ekstrakt

Hovedprosjektet som tar utgangspunkt i Statoil ASA og Kårstø sitt ønske om å få en forenklet oversikt over kapasitet og hurtig kunne avgjøre om det lar seg gjøre å unngå å drifte to av seks gasskomprimeringsmaskiner så går i denne aktuelle prosessen.

Dette har vi valgt å løse ved å legge inn aktuelle data rett fra prosessen via et program som brukes internt på Kårstø, dataene lastes opp til Excel der vi gjør alle utrengningene og fremstiller restkapasiteten på et regneark og som visualiseres i en graf.

Rapporten inneholder en forklaring av prosessen til det aktuelle utstyret samt hvor gassen kommer fra og flyten til og fra maskinene.

Vi har drøftet en del problemer og ting som er en utfordring å implementere og ta hensyn til i programmet. Det faktum at teori og praksis er forskjellig og noe som ikke kan overses, og blir en del av den konklusjonen som er gjort.

## Ekstrakt

Hovedprosjektet som tar utgangspunkt i Statoil ASA og Kårstø sitt ønske om å få en forenklet oversikt over kapasitet og hurtig kunne avgjøre om det lar seg gjøre å unngå å drifte to av seks gasskomprimeringsmaskiner så går i denne aktuelle prosessen.

Dette har vi valgt å løse ved å legge inn aktuelle data rett fra prosessen via et program som brukes internt på Kårstø, dataene lastes opp til Excel der vi gjør alle utregningene og fremstiller restkapasiteten på et regneark og som visualiseres i en graf.

Rapporten inneholder en forklaring av prosessen til det aktuelle utstyret samt hvor gassen kommer fra og flyten til og fra maskinene.

Vi har drøftet en del problemer og ting som er en utfordring å implementere og ta hensyn til i programmet. Det faktum at teori og praksis er forskjellig og noe som ikke kan overses, og blir en del av den konklusjonen som er gjort.

## Forord

Prosjektet vårt har vi valgt å kalle «Optimalisering av gasseksport – Kårstø». Kårstø mottar rikgass og råkondensat fra Nordsjøen og skiller dette ut til metan, etan, propan, butan, nafta og stabilisert kondensat. Etan og tyngre produkter(væskeprodukter) blir eksportert via båt, mens metan(gass) eksporteres via en rørledning ned til Emden i Tyskland. Metanen kalles «salgsgass».

For å transportere salgsgassen brukes det to sett med kompressorer, hvert på tre stykk. Disse to settene står seriekoblet. Det er disse vi i hovedsak skal se på. Vi skal se på hvor mye kapasitet de forskjellige kompressorene har og lage en simulator som enkelt skal kunne si noe om hvor vidt vi kan stoppe en kompressor frem for å ha alle i drift.

Dette er noe Kårstø ønsker å ha tilgjengelig. Målet er å få det brukervennelig slik at det bare skal være å plote inn enkelte prosessendringer(flow, sammensetning) og da få konstantert hvor mange kompressorer en trenger i drift. Ved å ha en kompressor ute av drift så spares den for slitasje samtidig som en kan benytte muligheten til å gjøre vedlikehold på den.

## Innholdsfortegnelse

Ekstrakt .....	1
Forord.....	2
Sammendrag .....	5
Innledning.....	6
1 Historien .....	7
2 Prosessen .....	9
2.1 Fødene og leveransene .....	10
2.1.1 T100 og T200 .....	10
2.1.2 DPCU (millionlinjen) .....	11
2.1.3 CRAIER .....	11
2.1.4 Etan injeksjon .....	11
2.1.5 Draupner.....	11
2.1.6 Europipe 2 (EP2) .....	12
2.1.7 Fiskal Målestasjon .....	12
2.2 Statpipe salgsgass .....	13
2.2.1 Driveren .....	13
2.3 Booster kompressorene .....	13
3 Beregningene .....	14
3.1 Masseflowen.....	17
3.2 Temperaturene .....	17
3.3 Trykkene .....	17
3.4 Polytropisk koeffisient .....	18
3.5 Kompressibilitetsfaktoren .....	19
3.6 Densiteten.....	20
3.7 Masse- og komponentbalanse .....	21
3.8 Elektromotor beregningene .....	21
4 Excel-arbeidet .....	22
4.1 Aspen Process Data add-in.....	22
4.2 Kurvetilpassing .....	23
4.3 Programmeringen .....	23
5 Drøfting og resultat .....	24
5.1 Viftelovene .....	24
5.2 Designkurvene.....	25
5.3 Reelle kurver .....	26
5.4 Trykkfall.....	27
5.5 Temperaturprofil.....	28
5.6 Effektbegrensning .....	29
5.7 Målingene.....	29
5.8 Virkningsgrad .....	30
5.9 Regne arket.....	30
5.10 Bevis for brukbarhet.....	31
5.11 Videre arbeid.....	31
Konklusjon .....	34
Referanser.....	I

## Figurliste

Figur 1 Boosterene.....	6
Figur 2 Kårstø før 1985.....	8
Figur 3 Kårstø nå .....	8
Figur 4 Prosessflyt .....	9
Figur 5 Emden .....	12
Figur 6 Operasjonskart til booster A.....	16
Figur 7 Trykkprofil for systemet .....	18
Figur 8 kompressibilitetsfaktor.....	20
Figur 9 Skjermdump av Aspen process data add-in .....	22
Figur 10 kopi av design kurvene til Statpipe kompressorene .....	25
Figur 11 Designkurvene .....	25
Figur 12 Valgt kurve for Boosterkompressorene .....	26
Figur 13 Valgt kurve for Statpipekompressorene.....	27
Figur 14 Temperatur profil for systemet.....	28
Figur 15 valgte kurver for boosterne med effekt begrensning .....	29
Figur 16 Endelig produkt i Excel .....	30

## Sammendrag

Dette er et hovedprosjekt som ble diskutert med Statoil, og som med vår erfaring falt ganske naturlig for oss å velge. Da ønsket om et slikt «program» viste seg å være tilstede valgte vi å gå for dette. Fra Statoil sin side var det et problem at man ikke enkelt kunne se gjenstående effekt og sammenligne med de maskinene som gikk i det aktuelle systemet. Utfordringene med tilstanden i dag, er som forklart å se gjenstående effekt på de maskinene som går til enhver tid. Med den løsningen som vi har diskutert vil man lett kunne se restkapasitet og dermed vil man få en mulighet til å stoppe en maskin for å kjøre både forebyggende og korrektiv vedlikehold, og i visse tilfeller spare den energien som kreves bare for å kjøre maskinen hvis det skulle vise seg å være nok kapasitet på to maskiner når man kjører tre.

Vi har valgt å begynne med å forklare oppbyggingen til systemet og systemene rundt for å få en oversikt på og forståelse av prosjektet, og hvilke gasser og prosesser vi har med å gjøre, vi lyser også på hvilke problemstillinger vi kommer over. Kårstø er meget komplekst og det er mange variabler og ta hensyn til, noe som blir forklart i rapporten og er med på å vanskeliggjøre funksjonaliteten til programmet. Etter å ha forklart oppbyggingen av systemet gikk vi litt nærmere til verks og fikk forklart deler av de kompressorene som prosjektet besto av, samt effekt og virkemåte. Det følger en del kapitler for å forklare hvordan vi kom frem til de beregninger vi har lagt til grunn i programmet som er utformet. Vi har også konkludert med forskjellige feilkilder som kan oppstå under forskjellige scenarioer i prosessen og som en effekt av aldring og slitasje. Vi konkluderer med at noen av problemene vi har møtt på viser seg å være forskjellen på praksis og teori, siden vi har brukt mye av tiden på å sammenligne med historiske tall fra prosessen for å bevise våre utregninger.

Resultatet av prosjektet er et program som er utformet i Excel der vi har en oversikt over de aktuelle kompressorene med informasjon hentet fra aspen som er et program som brukes internt på Statoil for å hente ut prosessdata, disse dataene blir da tolket og regnet om i Excel programmet og fremstilt i et hovedbilde der vi har en oversikt over kompressorene, diverse konstanter samt vår utregnete restkapasitet, dette fremstiller vi i en graf som viser makslast samt hvor hver enkelt maskin befinner seg i henhold til dette. Denne rapporten er en god forklaring til programmet samt hvilken framgangsmåte vi har brukt og er selvfølgelig et resultat av selve prosjektet.

Vi har til slutt konkludert med at programmet er et meget godt hjelpemiddel for kjøring av denne delen av prosessen og kan komme godt med når avgjørelsen om å stoppe en maskin skal tas. Det har oppstått noen problemer og feil som etter vår mening skyldes differansen mellom teori og praksis som vi ser det, men da dette er en utfordring å implementere i programmet vil dette være noe som må testes og jobbes videre med.

Vi har også konkludert med videre arbeid og ferdigstilling av programmet.



## Innledning

Vi skulle i dette prosjektet finne ut hvilken maks kapasitet salgsgasskompressorene på Kårstø har, for så å bestemme hvor vidt det lar seg gjøre å stoppe en av dem. Resultatet skulle bli et verktøy som skal ta ut nåtidsverdier fra anlegget og beregne lasten.

Vi visste egentlig i utgangspunktet at dette kom til å bli en avansert og stor oppgave, dog gjennomførbar. Det er mye å ta hensyn til med tanke på hvor utvidet og sammenkoblet anlegget er blitt, variablene er mange. Med dette i bakhodet visste vi at vi muligens i løpet av oppgaven ble nødt til å neglisjere noe og muligens forenkle eller ta høyde for noe vi ikke ville finne ut av.

Vi hadde tidlig bestemt oss for hvordan oppgaven skulle løses. Først ville vi finne formler for å beregne lasten på kompressorene, putte verdier inn, for så å sammenligne med verdier vi har tilgang til her på Kårstø for å se at de stemmer overens. Når formlene var bekreftet var målet så å se hvordan lasten endret seg etter hvert som de forskjellige parameterne endret seg. Her visste vi at vi ville få den største utfordringen. Fordi anlegget er blitt så kompleks så får vi føde til kompressorene fra flere steder av anlegget. I den forbindelse varierer fødesammensetningen hele tiden og deretter trykk, temperatur og flow.



Figur 1 Boosterene

## 1 Historien

Vi gjør en hovedoppgave utdelt av Statoil ASA. Statoil ASA ble etablert i 1972 og har helt fra starten vært ledende innen oljeutvinning på den norske sokkel, og har hatt som mål å utnytte og *bearbeide* norsk olje og gass slik at det bygger landet og kommer folket til gode. Mange problemer oppstod når man skulle til med ilandføring av gass og olje. Dette gjorde at de første rørledningene ble ført sørover og til Emden, Teesiden og St.Fergus. Etter dette ble det iherdig jobbing med å få en mulighet til å føre gass og olje til norsk jord. Dette ble vellykket i et prosjekt som Statoil sto i spissen for. I begynnelsen av 1980 begynte det å haste fordi at all den gassen som kom sammen med oljen måtte sendes tilbake til reservoaret. Dette kunne ikke pågå mye lenger enn til midten av 1980 slik at en løsning måtte komme fort. Det kom da en forespørsel fra en del store selskaper om kjøp av all gassen på Statfjordfeltet, som endte i at Statoil søkte myndighetene om å få bygge ut gullfaksfeltet og et transportsystem for gass. Så utbyggingen av Kårstø ble besluttet 10. juni 1981 og Statpipe gassrør skulle være et samlerør fra flere felter, behandles på Kårstø og så sendes videre til Emden og kontinentet. Grunnlaget for utbyggingen var en avtale til en samlet verdi av 125-150 milliarder kroner.

Den første gassen kom i land på Kårstø 25. mars 1985, og til kontinentet 15. oktober. Etter dette har det gått slag i slag med utbygginger og utvidelser. I år 2005 ble det siste prosessanlegget ferdigstilt, som var det femte prosesstoget etter det første Statpipe-toget som ble bygget ut. Til sammen gir dette 6 prosesstog og 2 gasseksportrør til kontinentet, som gjør dette til det største gassprosesseringsanlegget i Europa.

Salgsgasskompressorene og boosterene som vi har fått i oppgave er utbygget på to forskjellige tidspunkt. Salgsgassene ble bygget når Statpipe ble bygget, altså 15. oktober 1985, da den første gassen ble sendt fra Kårstø. Booster kompressorene ble bygget for å øke kapasiteten til rørledningen mot Draupner. Eksporttrykket mot Draupner ble da økt fra et makstrykk på 125 barg til et makstrykk på 150 barg. Dette skjedde i 1992, samtidig som Sleipner ble bygget ut.

Når utbyggingen av EP2 skjedde i 1999, der leveringstrykket var 160 barg, hadde Boosterene kapasitet nok til å levere til EP2. Men når leveringstrykket ble økt til maks 190 i 2003, så fikk Boosterne en del problemer med å levere effektivt mot det nye trykket. Den økte løftehøyden førte til maskinen havnet utenfor sitt normale operasjonskart, og det måtte bli kjørt en god del i resirkulering igjennom kompressorene for å takle det nye trykket (surge problematikk). Dette problemet ble til dels fikset i 2009, da det ble satt nye kurver for maskinene.

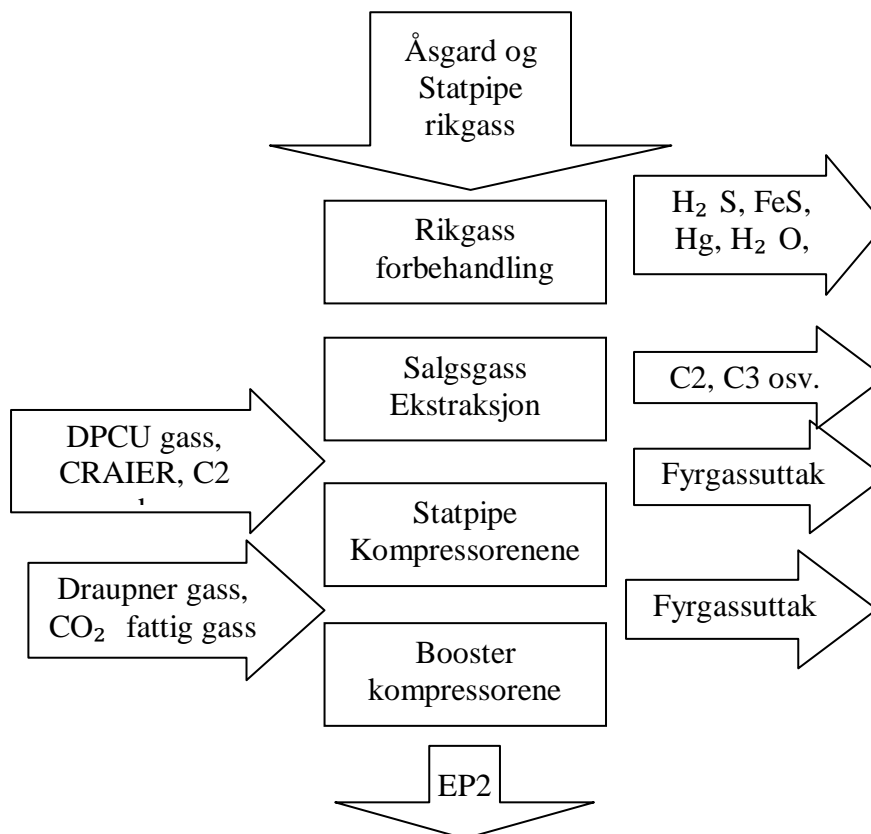


Figur 2 Kårstø før 1985



Figur 3 Kårstø nå

## 2 Prosessen



**Figur 4 Prosessflyt**

Generelt sett fra tørgass eksporten på Kårstø sitt ståsted, så kan prosessen vises med flytskjemaet over. Rikgassen fra Statpipe -og Åsgardrørledningene kommer inn ved mottaksområdet på Kårstø. Her blir gassen varmet opp og trykkredusert. Vi ønsker en viss temperatur på gassen for å hindre at vann innholdet i gassen fører til hydratdannelse. Videre her så fjernes glykol, jernsulfid, hydrogensulfid og til slutt fuktigheten i gassen. En annen viktig funksjon for mottaksområdet på Kårstø er blandemulighetene. Åsgard rikgass har et høyt CO<sub>2</sub> innhold, men Åsgard prosesstogene har ingen mulighet for å fjerne denne CO<sub>2</sub>en. CO<sub>2</sub> har ganske lik dampkurve som etan og dermed så vil den hovedsakelig følge denne i videre produksjon/separering. På Kårstø så blir denne CO<sub>2</sub>en fjernet fra etanen i etanlegget, men det er bare DPCU og Statpipe som leverer etan fra rikgassen til dette anlegget. Slik som mottaket er lagt opp nå så går bort i mot all rikgass felles igjennom H<sub>2</sub>S-filtrene på Åsgard mottak for så å bli splittet til de forskjellige prosessene. Dette gjør at vi kan fordele en god del av CO<sub>2</sub>en til Statpipeprosessen.

Når gassen er forbehandlet så er det tid for ekstraksjon av salgsgassen. Dette gjøres ved hjelp av kjøling og trykkreduksjon inn mot i metantårnet. Her blir de tyngre produktene felt ut i væskefase og sendt fra bunnen videre til fraksjoneringen. Fraksjoneringen kommer vi ikke til å gå nærmere inn på i dette prosjektet. Topproduktet (gassfase) er ferdigbehandlet salgsgass som består av hovedsakelig metan, med en liten fraksjon etan og CO<sub>2</sub>. Før eksportkompressorene så tas fyrgass ut fra salgsgassen, som brukes til energikilde i gassturbinene og dampkjelene på Kårstø. Nå har vi forklart løpet til hva som er hovedføden til Statpipe salgsgasskompressorer. I tillegg til dette er det tidvis injeksjon av CRAIER gass (50/50 CO<sub>2</sub> og etan), Etan rundown og salgsgass fra DPCU prosesstoget (videre kalt millionlinjen).

Nå har vi komnt til sakens kjerne, eksportkompressorene. For første kompresjonstrinn så står der tre kompressorer i parallell, og disse er kalt Statpipekompressorene. Her tas ferdig behandlet salgsgass fra et trykk på om lag 40 barg opp til rundt 110 barg. I tillegg så får vi en god temperaturøkning på grunn av den polytropiske kompresjonen som skjer i kompressoren. Denne varmen må vi kvitte oss med før neste kompresjonssteg. Dette gjøres ved å sende gassen innom metantårnet hvor den veksler med gassen i tårnet. Den resterende overskuddsvarmen fjernes i et par sjøvannsvarmevekslere. Nå er gassen klar for boosterkompressorene.

Før kompressorene så hentes det tidvis ut fyrgass til Åsgard systemet. Dette er en standby tilførsel, men var i drift store deler av tiden når denne hovedoppgaven var under utarbeiding. I tillegg så er det mulighet for å hente inn gass fra Draupner eksport ledningen for å kunne blande ut gassen til ønsket spesifisering.

Boosterkompressorene består av, i likhet med Statpipekompressorene, tre kompressorer i parallell. Energikilden for disse kompressorene er elektromotorer. Her løftes gassen fra ca 110 barg til eksporttrykket i Europipe 2 (EP2), som ligger og flyter rundt 180 barg, men har sin øvre grense på 190 barg og nedre rundt 145 barg.

## **2.1 Fødene og leveransene**

Til kompressorene må vi ta hensyn til en hel del muligheter når det gjelder hvor vi henter gassen, og hvor vi sender gassen. Hovedsakelig så er fødene ferdig salgsgass med ubetydelige endringer i termodynamiske egenskaper. Det som gjør det nødvendig å vurdere og ta hensyn til fødene, er at vi har noen driftstilfeller hvor vi får tilførsel av gasser med en helt annen gasskomposisjon en normalen.

Når det er snakk om leveransene så er det hovedsakelig EP2 vi ligger og leverer mot, men vi har spesialtilfellet med leveranse mot Draupner som vi må ta hensyn til. I underkapittelene her så vil vi drøfte de forskjellige strømmene og trekke frem spesielle karakteristikker med disse.

### **2.1.1 T100 og T200**

Prosesstog 100 og 200, henholdsvis T100 og T200, er de to første prosesseringstogene som ble konstruert på Kårstø fra oppstart i 1985. Det er metan fra disse to togene som utgjør hovedføden til salgsgasskompressorene. Togene har som oppgave å separere de ulike komponentene i rikgassen som kommer fra feltene. Separasjonen foregår trinnvis i forskjellige rektifikasjonskolonner hvor hver kolonne skiller ut ett produkt. Den første kolonnen rikgassen skal innom, skiller ut metan. Metan er mest flyktig og er derfor i stand til å forlate toppen av kolonnen i gassfase, mens resten av rikgassen nå forlater bunnen av kolonnen som væske. Rektifikasjonsprosessen foregår ved hjelp av blant annet energitilførsel. Rikgassen entrer kolonnen som tofase for så å bli kokt opp i kolonnen. De forskjellige komponentene i gassen kondenserer etter hvert som gassen møter kald væske. Den kalde væsken renner nedover i kolonnen, samt ligger lagret på forskjellige plater oppover i kolonnen. Til slutt er det hovedsakelig metan som forlater toppen av kolonnen. Grunnen til at det skrives «hovedsakelig metan» er fordi rektifikasjonsprosessen ikke er optimal. Det vil alltid være noen tyngre produkter som følger med, men over 90% er metan. Resten er for det meste etan og propan samt CO<sub>2</sub>. Denne sammensetningen sammen med temperaturen endrer seg kontinuerlig slik at dette er variabler vi må se på i forhold til våre kapasitetsberegninger for salgsgasskompressorene.



### 2.1.2 DPCU (millionlinjen)

DPCU (dew point control unit) er et av mottakssystemene for rikgass fra Åsgard. Uten å gå for mye i detaljene så kan dette systemet levere salgsgass til Statpipe-kompressorene. Det går en linje fra DPCU-systemet til oppstrøms Statpipekompressorene som en valgfritt kan åpne manuelt med en kontrollventil. Det er denne linjen som kalles «millionlinjen». Når en åpner denne ventilen manuelt så gjør en det prosentvis, noe som i seg selv er greit nok. Problemet er at den eneste verdien en kan lese av på kontrollskjermene er nettopp prosentsatsene en gir kontrollventilen; det er ingen brukbare flowmålere på denne linjen. Dette er selvfølgelig en utfordring med tanke på flow-beregning til kompressorene.

### 2.1.3 CRAIER

CRAIER (CO<sub>2</sub> Removal And Increased Etan Recovery) er en del av anlegget som tar for seg etanen som blir produsert. Det vil si at den tar vanligvis all etan fra Statpipe, DPCU og Sleipner-anlegget, mens Åsgard injiserer all sin etan i salgsgassen. Produseres det mer etan fra Statpipe og Sleipner enn det etananlegget klarer å håndtere så injiseres dette også i salgsgassen.

CO<sub>2</sub>-en følger hovedsakelig etanen. Det er derfor etananlegget sin oppgave å strippe etanen for CO<sub>2</sub>. CO<sub>2</sub>-en skilles ut i en vanlig rektifikasjonsskolonne og forlater toppen av kolonnen. Gassen kondenseres før den så akkumuleres i en refluksbeholder. Det som ikke kondenseres går videre som brenngass til en dampkjele og «blåseren». Grunnen til at CO<sub>2</sub>-en kan brukes som ren brenngass er fordi den egentlig består av 50-50% etan-CO<sub>2</sub>. Blåseren er egentlig bare en elektromotordreven kompressor, og det er denne som kan skape variasjoner i fødesammensetningen til salgsgasskompressorene våre. Denne injiserer overskuddet av CO<sub>2</sub>-en fra etananlegget oppstrøms salgsgasskompressorene. I motsetning til millionlinjen så har en flow-måling på denne CO<sub>2</sub>-injiseringen.

### 2.1.4 Etan injeksjon

Etan injeksjon er blitt en del modifisert gjennom tiden. Per dags dato så injiserer Åsgard all etanen sin i salgsgassen, men dette er egentlig lite relevant da vi ikke skal se på denne delen av salgsgasseksporten.

Når det gjelder Statpipe salgsgass så injiseres det normalt sett ingenting på grunn av at etananlegget klarer normalt sett å ta unna all den etanen Statpipe og Sleipner produserer. I enkelte tilfeller så går noe til etananlegget, mens noe injiseres i salgsgassen. I enkelte tilfeller så er hele etananlegget nede og vi må injisere all etanen fra Statpipe og Sleipner i salgsgassen. I enkelte tilfeller så er det all etanen til etananlegget samtidig som kjøleanlegg og tanker (mottakere av CO<sub>2</sub>-strippet etan som ligger nedstrøms etananlegget) er nede. I dette siste tilfellet så startes en pumpe som ligger nedstrøms etananlegget. Denne injiserer all etanen i salgsgassen. Alle disse injeksjonslinjene har egne flow-målere og analysatorer slik at det skal være greit å få det med i beregningene.

### 2.1.5 Draupner

Draupner er en distribusjonsplattform ute i Nordsjøen som kan levere salgsgass til Kårstø, og Kårstø kan eventuelt levere til Draupner. I skrivende stund leverer Draupner til oss. En eventuell omrutning til motsatt kjøring krever ofte døgn på grunn av en del manuelle ventiler som må legges om. Gassen fra Draupner er interessant for Kårstø fordi den er mer CO<sub>2</sub>-fattig enn den gassen Kårstø produserer, og kan derfor brukes til å spe ut Kårstø's salgsgass til riktig spesifikasjon. Denne gassen injiseres oppstrøms Statpipe

salgsgassmaskinene og må derfor tas med i kapasitetsberegningene. Draupnerledningen har veldig nøyaktige flow –og analysatormålinger (Fiskal).

Hvis Kårstø leverer gass til Draupner så gjøres det fra utløpet på en av boosterene. Da blir en av boosterene (samme hvilken) tatt ut til å kun kjøre gass mot Draupner. Derfor er det relevant å ta med dette i beregningene også, spesielt med tanke på at Draupnerledningen har et lavere driftstrykk en EP2.

### **2.1.6 Europipe 2 (EP2)**

EP 2 er et 42'' rør som går ned til Dornum i Tyskland, for så å bli distribuert videre til kunder i Europa. Gassen kommer opp i Tyskland og nærmere bestemt Dornum, der det foretas måling og trykkreduksjon av gassen samt oppvarming av gassen.

Fra Kårstø fødes det fra Åsgard og Statpipe salgsgasssystemene ut i EP2. Maks trykk er 190 barg og normalt så ligger det rundt 180barg. Dette trykket vil variere i forhold til hva som trykkes inn og ut av rørledningen. Ved høye produksjonsrater opp mot maksimum flow på 73 Msm<sup>3</sup>/døgn, så vil trykke krype opp mot 190barg. Etter produksjonsstanser så kan trykket falle ned mot 100 barg. Ut fra kompressorene så er det konstruert et mottrykkssystem som aldri slipper trykket under ca 140 barg ut av kompressorene. Dette er for å skape et mottrykk som kompressorene har å jobbe mot.



**Figur 5 Emden**

### **2.1.7 Fiskal Målestasjon**

For Draupner rørledningen og EP 2 så har vi fiskale målestasjoner. Fiskale målestasjoner brukes opp mot skatte- og avgiftsberegningene til den norske stat. Derav så stilles det strenge krav til nøyaktigheten til slike målestasjoner. De har nåtidsmålinger av gassens fysiske egenskaper og gassen analyseres for å finne komposisjonen. Disse målingene er av stor nytte for våres beregninger på grunn av nettopp den høye nøyaktigheten og de hyppige kalibreringene til målerne som er brukt her.

## 2.2 Statpipe salgsgass

Statpipe kompressorene er, som tidligere nevnt, tre eksportkompressorer i parallell drift. På samlestocken før kompressoren så er det to væskeutskillere i parallell som skal sikre at det ikke kommer væskedråper inn til kompressorene. Etter dette så splittes gassen ut til de tre identiske kompressorene. Det første gassen kommer til er innløpsventilen til kompressoren. Dette er en ESD-ventil som enten er helt åpen eller helt stengt. Etter dette så passerer gassen T-stykket hvor gassen fra resirkuleringslinjen kommer inn. Her fra går gassen igjennom innløpsfilteret og inn på kompressoren. Innløpsfilteret er der for å stoppe eventuelle større partikler i gassen fra å entre kompressoren. Dette kan føre til erosjon og i verste fall havari av kompressoren. Etter at gassen er komprimert så går den forbi T-stykket til resirkuleringslinjen og igjennom en tilbakeslagsventil. Ved stoppet kompressor så er det denne tilbakeslagsventilen som primært hindrer tilbakestrømming av gass. Tilslutt går gassen igjennom utløpsventilen, som i likhet med innløpsventilen, er en ESD-ventil med bare helt åpen eller helt stengt posisjon. Resirkuleringslinjen, også kalt antisurge linjen, går fra utløpssiden til kompressoren igjennom omløpskjøleren (sjøvannskjøler) og tilbake til innløpet av kompressoren.

### 2.2.1 Driveren

For Statpipe salgsgass er selve driveren en Rolls Royce Avon gass turbin som leverer overskuddsenergien til en powerturbin av typen RT56 som omdanner energien til rotasjonskraft i akslingen. Restenergien i eksosen leveres til en dampkjele (HRSG)

## 2.3 Booster kompressorene

Boosterkompressorene er tre identiske kompressorer som skal trykke opp gassen fra Statpipekompressorene slik at vi kan sende den via EP2 til Europa, som normalt vil ligge mellom 160 – 190 bar. Sugetrykket til boosterene er leveringstrykket til salgssasskompressorene, og ligger normalt mellom 100-120 bar. Vi har også etterkjølere på alle maskinene for å etterleve designtemperaturen i EP2, som er 40°C. Hvis dette blir oversteget vil kompressoren få en PSD (Process Shut Down).

Pådraget til kompressorene blir kontrollert av sugetrykket på boosterene. Man kan kontrollere og fordele belastningen på boosterene i forhold til salgsgassene ved å justere trykksettpunktet inn på boosterkompressorene.

Hver booster har antisurge-ventiler som skal hindre maskinen å gå i surge. I noen driftstilfeller så kan denne ventilen være litt åpen når vi kommer til maks belastning. Dette fører til et problem for hvordan vi skal beregne maksimum flow for kompressoren.



### 3 Beregningene

For beregning av tilgjengelig last så har vi valgt i første omgang å ta utgangspunkt i viftelovene (affinity laws). Disse beskriver forholdet mellom turtall og ytelsen til kompressoren.

$$W_{\max} = W_{n\hat{a}} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{\hat{a}}} \right)^3$$

Disse burde gi oss en ganske god tilnærming til virkeligheten, men vi kan forvente oss et avvik på 5-10%.

Masseflowen er variabelen vi ønsker å få definert, og for å komme frem til det så må vi først definere arbeidet «W».

$$W = \frac{mH_p}{\eta_p}$$

Formelen for polytropisk løftehøyde er:

$$H_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{Z_1 R T_1}{M_w} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$m_{\max}$  for en kompressor blir da definert som følger:

$$\begin{aligned}
 W_{\max} &= W_{n\hat{a}} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{n\hat{a}}} \right)^3 \\
 \frac{\dot{m}_{\max} gH_{p,\max}}{\eta_{p,\max}} &= \frac{\dot{m}_{n\hat{a}} gH_{p,n\hat{a}}}{\eta_{p,n\hat{a}}} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{n\hat{a}}} \right)^3 \\
 \dot{m}_{\max} &= \frac{\dot{m}_{n\hat{a}} gH_{p,n\hat{a}} \eta_{p,\max}}{\eta_{p,n\hat{a}} gH_{p,\max}} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{n\hat{a}}} \right)^3 \\
 \dot{m}_{\max} &= \dot{m}_{n\hat{a}} \cdot \frac{\eta_{p,\max}}{\eta_{p,n\hat{a}}} \cdot \frac{\frac{n_{n\hat{a}}}{n_{n\hat{a}}-1} \cdot \frac{Z_{1,n\hat{a}} \mathcal{R}T_{1,n\hat{a}}}{M_{w,n\hat{a}} \mathcal{G}} \cdot \left[ \left( \frac{P_{2,n\hat{a}}}{P_{1,n\hat{a}}} \right)^{\frac{n_{n\hat{a}}-1}{n_{n\hat{a}}}} - 1 \right]}{\frac{n_{\max}}{n_{\max}-1} \cdot \frac{Z_{1,\max} \mathcal{R}T_{1,\max}}{M_{w,\max} \mathcal{G}} \cdot \left[ \left( \frac{P_{2,\max}}{P_{1,\max}} \right)^{\frac{n_{\max}-1}{n_{\max}}} - 1 \right]} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{n\hat{a}}} \right)^3 \\
 \dot{m}_{\max} &= \dot{m}_{n\hat{a}} \cdot \frac{\eta_{p,\max}}{\eta_{p,n\hat{a}}} \cdot \frac{n_{n\hat{a}} \binom{n_{\max}-1}{n_{n\hat{a}}} \cdot \frac{Z_{1,n\hat{a}}}{Z_{1,\max}} \cdot \frac{T_{1,n\hat{a}}}{T_{1,\max}} \cdot \frac{M_{w,\max}}{M_{w,n\hat{a}}} \cdot \frac{\left[ \left( \frac{P_{2,n\hat{a}}}{P_{1,n\hat{a}}} \right)^{\frac{n_{n\hat{a}}-1}{n_{n\hat{a}}}} - 1 \right]}{\left[ \left( \frac{P_{2,\max}}{P_{1,\max}} \right)^{\frac{n_{\max}-1}{n_{\max}}} - 1 \right]} \cdot \left( \frac{n_{\max}}{n_{n\hat{a}}} \right)^3
 \end{aligned}$$

Som forklart i kapittel 4, så fikk vi for unøyaktige beregninger av masseflowen når vi sammenlignet opp i mot historisk prosessdata for anlegget.

Dette førte til et lite taktikkbytte for hvordan vi skal beregne oss frem til flow ved maksimum tilstand for kompressoren. Først må maksimum tilgjengelig kapasitet defineres for Statpipe- og Boosterkompressorene

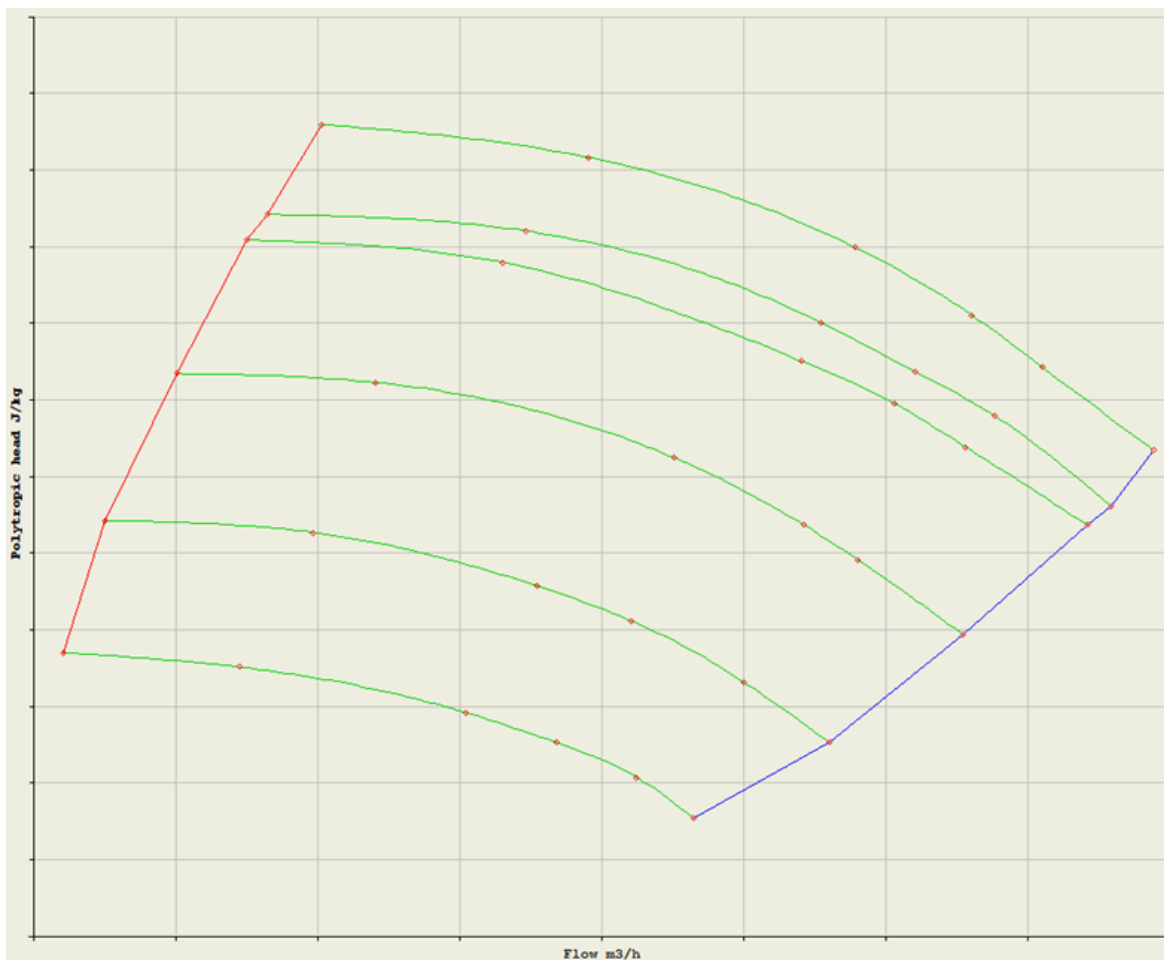
Boosterkompressorene har en definisjonsmengde i kronologisk rekkefølge med tanke på maksimum flow:

- I. Kontrollpunktet for surge ved maks turtall.
- II. Funksjonen for hvordan maksturtallkurven er i et head-flow diagram.
- III. Maks effekt uttak fra elektromotoren

For Statpipekompressorene er problemet noe enklere siden kompressoren har mer overskuddseffekt og derfor kan punkt III sløyfes. Den blir i kronologisk rekkefølge:

- I. Kontrollpunktet for surge ved maks turtall
- II. Funksjonen for hvordan maksturtallkurven er i et head-flow diagram.

Kontrollpunktet for surge er definert av CCC (Compressor Control Corporation), og brukes av anti-surge reguleringsystemet til kompressoren. I sin helhet så skal dette systemet sørge for at du har nok flow og ligger langt nok til høyre i operasjonskartet. Som vist i **Feil! Fant ikke referanseilden.** så vil denne operasjonsmodusen inntre når kompressor går mot maks løftehøyde.



**Figur 6 Operasjonskart til booster A**

Funksjonen for hvordan maksturtallskurven er i forhold til et head-flow diagram, blir basert på prosessdata fra de siste årene. Dette er en manuell operasjon hvor vi går inn i trendprogrammet AspenTech Process explorer og trender oss frem til rett driftspunkt.

Proseduren for gjennomføring er beskrevet under:

1. Legg inn turtallsmåler for kompressoren i et nytt trendbilde.
2. Identifiser situasjoner hvor kompressoren ligger stabilt ved maksimum turtall og stengt anti-surgeventil.
3. Noter ned tidspunkt for stabil operasjon.
4. Utfør punkt 2 og 3 til du har nok driftspunkt (10-20 punkt).
5. Importer disse driftspunktene til «Kurvedokumentasjon» for kompressoren og beregne driftskurven i et head-volumflowdiagram.

Maks effekt for kompressoren blir bestemt av en effektformel for elektromotorer. Eneste ekstra som må sjekkes er at vi får med oss samtlige virkningsgrader mellom elektrisk strøm (A) og levert gass (kg/h). Ved maks turtall så skal du kunne få opp i mot 7,5 MW, men dette vil være noe mindre på grunn av tillagte sikkerhetsmarginer på elektrosiden.

Disse funksjonene satt opp mot hverandre, vil gjøre det mulig å kunne beregne seg fra polytropisk løftehøyde på kompressoren til tilgjengelig volumflow fra kompressoren.

### 3.1 Masseflowen

Alle masseflowmålinger for kompressorene er basert på måleblendeprinsippet. Disse er upålitelige siden dette er intern flow i kompressoren. Så hvis det er internlekkasje igjennom antisurgeventilen, så vil dette føre til feil måling for kompressoren. I tillegg så er det volumflow til masseflow konverteringen basert på designtilstander for densiteten. Så hovedberegningene våre, hvor vi ser på det store bildet til alle kompressorene under ett, er basert på de tidligere nevnte fiskale målestasjonene.

For å finne operasjonskurvene for hver enkelt kompressor, så er vi avhengige hver enkelt flow. Fortsatt så vil vi ligge med et volumetrisk tap i forhold til de fiskale målestasjonene. Disse vil vi få definert for de forskjellige driftssituasjonene for å forbedre totalmodellen for kompressorene.

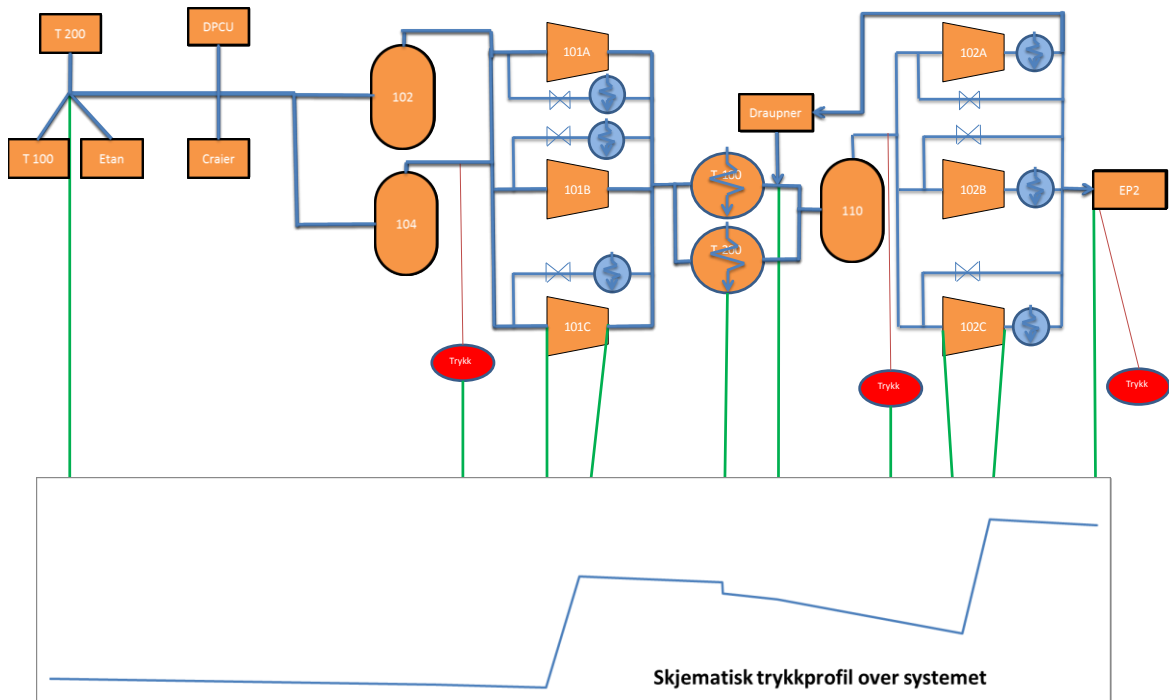
### 3.2 Temperaturene

Temperaturene, som kan variere rundt etter i systemet, har en innvirkning på beregningene våre. Vi ser at temperatur og trykk følger hverandre forholdsvis linært over en kompressor, og at hvis det skulle være nødvendig så kan vi utnytte dette forholdet for å lage modellen mer prediktiv.

### 3.3 Trykkene

Trykket på en gass eller væske er regulert over alt på anlegget ved hjelp av trykkregulatorer som igjen styrer en ventil, en pumpe, en kompressor osv. I tillegg er anlegget bygget opp med sikkerhetsbarrierer i flere ledd slik at anlegget ikke skal gå i luften på grunn av for høye trykk. I det store og det hele, når anlegget går som normalt, så er trykkene rundt etter så og si stabile. De svinger sjelden med mer enn med desimaler – om de i det hele tatt gjør det. Grunnen til at vi er så opphengt i trykkene er fordi at om en skal holde et trykk stabilt, så må en gjerne gjøre noen grep rundt det. Ta for eksempel sugetrykket til kompressorene. Disse holdes alltid stabile, men justeres gjerne av og til etter driftsforhold. Reduseres sugetrykket fra opprinnelig settpunkt så økes turtallet på kompressoren for å suge av nok gass, slik at sugetrykket holdes redusert. Motsatt om sugetrykket økes, da reduserer kompressorene på turtallet for å holde igjen et høyere trykk, og flowen reduseres. Dette eksempelet er jo veldig tydelig. Det vi er veldig interessert i å vite er hvordan flowen endrer seg for eksempel mellom utløpet på salgsgassmaskinene og frem til innløpet på boosterne. Vi vet vi har et målbart trykkfall her og at trykkfallet øker med økt flow. Dessuten har vi Draupner backflowlinjen som kommer inn her og lager variasjoner.

Grunnen til at dette trykkfallet er av interesse er at for våres system så er det bare 2 trykkregulatorer. En for Statpipekompressorene og en for Boosterkompressorene. For å kunne sjekke hvordan endringer på anlegget påvirker kompressorene så er det til disse to reguleterne vi må holde oss til. Disse er de eneste trykkene vi med stor sikkerhet kan si at er forutsigbare og ikke direkte avhengige av flow eller trykkfall. Det som kan være utfordringen er at vi da må kunne fra disse målepunktene si hva som er inn- og utløpstrykket til hver kompressor.



Figur 7 Trykkprofil for systemet

### 3.4 Polytropisk koeffisient

Den polytropiske koeffisienten for hver enkelt kompressor vil variere litt med driftssituasjonene. Derfor har vi valgt å ha denne som en variabel og ikke konstant i beregningene våres.

Den uttrykkes ideelt ved følgende formel:

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$\frac{n-1}{n} \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$n \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) - \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) = n \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$n \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) - n \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) = \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)$$

$$n = \frac{\ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right)}{\ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) - \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)}$$

For reelle gasser ved polytropisk arbeid så kan den utledes fra:

$$Pv^n = \text{konstant}$$

Volumet for reelle gasser er definert som:

$$v = \frac{zRT}{P}$$

Derav så får vi følgende uttrykk for «n»:

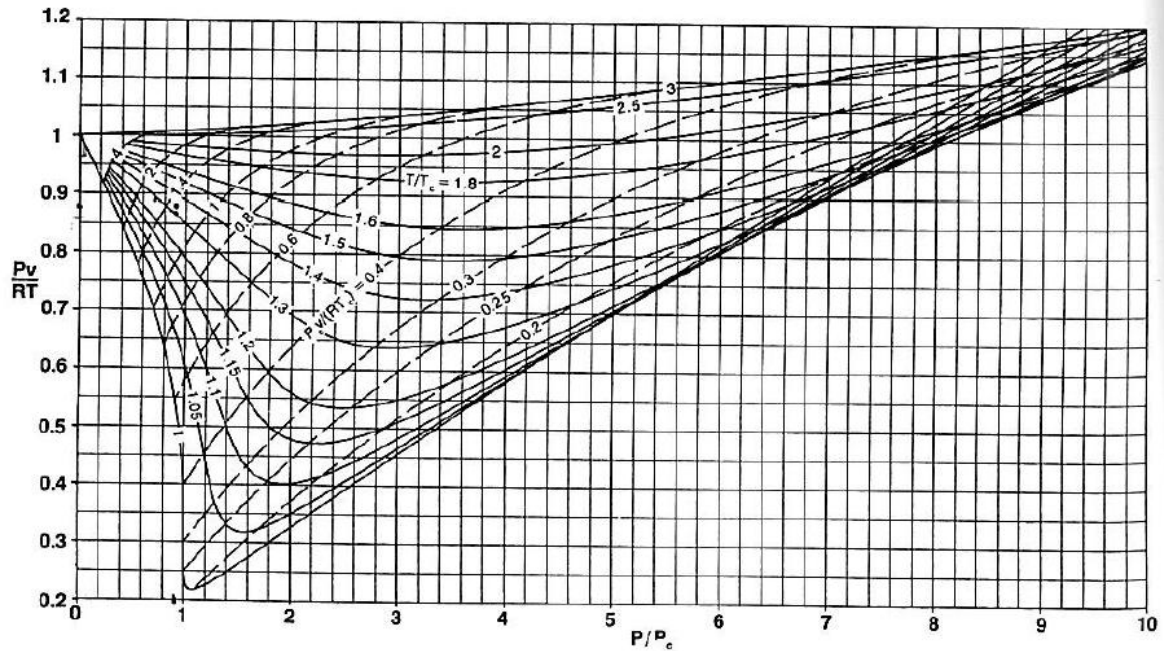
$$n = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - \ln\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right)}$$

### 3.5 Kompressibilitetsfaktoren

Kompressibilitetsfaktoren sier noe om hvor godt en gass lar seg komprimere i forhold til ideell gasslov. Siden gasskomposisjonen ikke endrer seg nevneverdig så må vi vurdere om vi skal holde oss til en konstant verdi for våre beregninger. Kompressibilitetsfaktoren sier noe om hvor godt en gass lar seg komprimere i forhold til ideell gasslov. For våres bruk har vi valgt å bruke faktoren som vi finner ved hjelp av redusert trykk og temperatur.

$$P_r = \frac{P}{P_k}$$
$$T_r = \frac{T}{T_k}$$

For gasskomposisjonen så tar vi og finner de pseudo reduserte trykk og temperaturen og finner verdien for kompressibilitet



Figur 8 kompressibilitetsfaktor

Siden gasskomposisjonen ikke endrer seg nevneverdig så må vi vurdere om vi skal holde oss til en konstant verdi for våre beregninger.

### 3.6 Densiteten

Densiteten ved driftstilstandene blir beregnet ut fra tilstandslikningen og vi bruker følgende oppsett:

$$\rho = \frac{pM_w}{zRt}$$

### 3.7 Masse- og komponentbalanse

For å kunne definere den totale masseflowen for de forskjellige kompressorsettene i prosessen, så er det nødvendig med en massebalanse for systemene. Denne blir for vår del ganske enkel og er følgende:

$$m_{stp} = m_{EP2} - m_{draupner}$$

Vi har også behov for å definere molvekten for disse punktene, og det gjør vi ved formelen:

$$m_{stp} \cdot M_{w,stp} = m_{EP2} \cdot M_{w,EP2} - m_{draupner} \cdot M_{w,draupner}$$

$$M_{w,stp} = \frac{m_{EP2} \cdot M_{w,EP2} - m_{draupner} \cdot M_{w,draupner}}{m_{stp}}$$

$$M_{w,stp} = \frac{m_{EP2} \cdot M_{w,EP2} - m_{draupner} \cdot M_{w,draupner}}{m_{EP2} - m_{draupner}}$$

### 3.8 Elektromotor beregningene

Effekten for motoren er som følger:

$$P_{\max} = 2UI_{\max} K \cos(\theta) \sqrt{3}$$

$U$  = spenning

$I$  = strøm

$K$  = kraftfaktor

$\cos(\theta)$  = tap pga faseforskyvning

$\sqrt{3}$  = kompensering for tre fase

I bunn og grunn så er dette den vanlige formelen for en vekselstrømsmotor. Den store forskjellen er det faktum at vi må gange med to for å ta høyde for at det er to viklingssett for disse motorene.  $\cos(\theta)$  er oppgitt fra motorleverandøren.

Denne effektformelen tilpasser vi videre ved å legge til den polytropiske virkningsgraden, og vi kan da få masseflowen til kompressoren når vi har strømtrekken:

$$W_{gass} = \frac{mH_p}{\eta_p} = 2UI_{\max} K \cos(\theta) \sqrt{3}$$

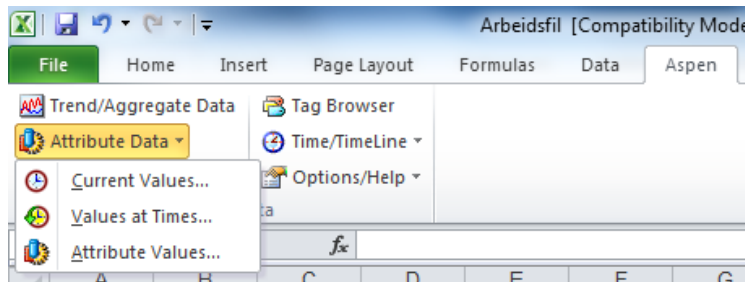
$$\dot{m} = \frac{2UI_{\max} K \cos(\theta) \sqrt{3} \eta_p}{H_p}$$



## 4 Excel-arbeidet

For å kunne beregne og teste de forskjellige utledningene så måtte vi først sette opp excel-filene. Vi valgte tidlig å skille analysedelen av jobben, og den rett frem utregningsdelen. Dette fordi det ofte ble brukt store sett med operasjonsdata for analysedelen som kunne skape permanente problemer i dokumentene. I løpet av arbeidet med oppgaven så har vi hatt et par delvise resetter av regnearkene, nettopp på grunn av mengden med data. I tillegg så har vi hatt en del utfordringer med at ting ble lagret på en maskinkrevende måte som ikke alltid de stasjonære flerebrukers PC-ene på Kårstø taklet. Dette problemet var spesielt knyttet mot tilleggsprogrammet i Excel som heter «Aspen Process Data add-in». Dette er tillegget som brukes for å hente historisk -og nåtids prosessdata inn i Excel.

### 4.1 Aspen Process Data add-in



Figur 9 Skjermdump av Aspen process data add-in

Dette tilleggsprogrammet er, som nevnt tidligere, programmet som vi bruker for å hente inn både historisk -og nåtids prosessdata i Excel. For det vanlige regnearket så har vi valgt å bruke funksjonen «Values at Times». Denne funksjonen krever tagnummeret til målingen du ønsker, og tidspunktet du ønsker å sjekke. Grunnen til at vi bruker nettopp denne formelen, er at vi selv kan sette en global variabel for alle disse tagene når vi driver og sjekker beregningene våres opp mot caser. Denne globale variabelen ble lagt til en celle på «konstant» arket og den har et logisk valg for om den skal se mot tidspunktet akkurat NÅ, eller om den skal se mot et forhåndsdefinert tidspunkt.

Aspen-programmet viste seg å ha en alvorlig feil når den ble brukt i excel-ark med 2007 - og 2010 format. Da vil enhver celle, med tidspunkt lagret, bli resatt hver gang dokumentet ble åpnet på ny. Dette førte til at vi konsekvent bruker 97-2003 formatet for Excel-filene våre. Dette ble oppdaget og innrapportert til Statoil sin IT-support, men en fiks vil ikke være klar før vi leverer oppgaven våres.

## 4.2 Kurvetilpassing

Kurvene vi lager er basert på et utvalg operasjonspunkt. For kurvene så vil vi lage et sett med punkt rette mot en «best fit» linje av andre grad i excel. Da vil vi få en funksjon på formen:

$$H_p \quad Q_1 = A Q_1^2 + B Q_1 + C$$

Denne bruker vi til å lage et datasett med seks operasjonspunkt langs maks turtallskurven. Disse punktene kan da brukes for å interpolere mot nåtids  $H_p$  for å finne  $Q_1$ .

Interpoleringen skjer ved bruk av excel-formler. Excel har funksjonen «FORECAST» som interpolerer linære funksjoner. For å få denne til å fungere for ulinære funksjoner, så settes den opp slik at den interpolerer mellom hvert punkt istedenfor over hele datasettet. Dette gjøres ved å bruke «MATCH» for å finne verdien nærmest x-verdien i utvalget og «OFFSET» for å hente ut verdiene rett over og under X-verdien.

## 4.3 Programmeringen

For å kunne løse selve oppgaven så var det ikke nødvendig med noen spesielle makroer i excel, men for selve regnearket vi skulle levere så vurderte vi det som nødvendig å kunne styre importen av data via aspen tilleggsprogrammet. Det vi gjord her er å legge til en macro i oppstarten av regnearket. Denne skrur automatisk oppdatering av regnearket med aspenlinkene på og av igjen når den er ferdig oppdatert.

På hovedsiden la vi til tre knapper. En for vanlig refresh av aspen linken, en for å skru på automatisk oppdatering og en for å skru av automatisk oppdatering

## 5 Drøfting og resultat

I utgangspunktet så var planen og sette opp beregningene våre rundt viftelovene. Disse viste seg å være for lite nøyaktige og for lite fleksible. Dette førte til at vi måtte endre taktikk for å kunne være tilnærmet mer lik det virkelige anlegget. I underkapitlene her så vil vi progressivt ta for oss stegene vi var igjennom, og drøfte fordeler og ulemper med de forskjellige stegene.

### 5.1 Viftelovene

Viftelovene er, som tidligere nevnt i kapittel 3, satt opp i forhold til sammenhengen mellom endring i turtall og leveransene til vifter og pumper. For kompressorer hvor vi har med reelle gasser, og ofte store variasjoner i de fysiske egenskapene til gassene å gjøre, vil viftelovene komme opp litt kort. Når vi setter disse opp mot stabil drift, uten endring på trykk og temperatur, så vil de noenlunde fungere for å kunne si noe om hvor mye ekstra kapasitet kompressorene har. Problemet vi erfarte var at selv ved simulortester med full kontroll på prosessverdiene så fikk vi et avvik.

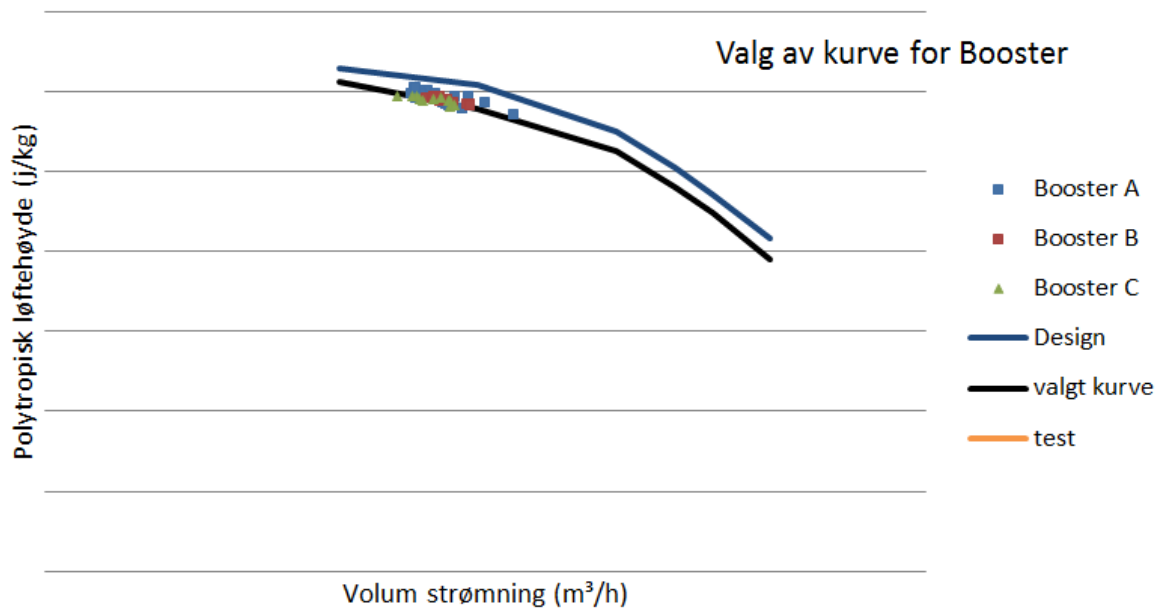
Når vi økte turtallet fra 94% til 100% så bommet vi med hele 27% på masseflowen (ref BaseCaseBack\_HP\_Case1 for Statpipe A).

Når vi i tillegg ønsket å simulere endringer i driftsbetingelser så viste det seg at turtallsleddet i utregningen ble for overfølsom. Og når vi sjekket opp mot kjente maksimumspunkt for kompressorene så fikk vi ukonsise resultater på begge sider av det rette svaret.



### 5.3 Reelle kurver

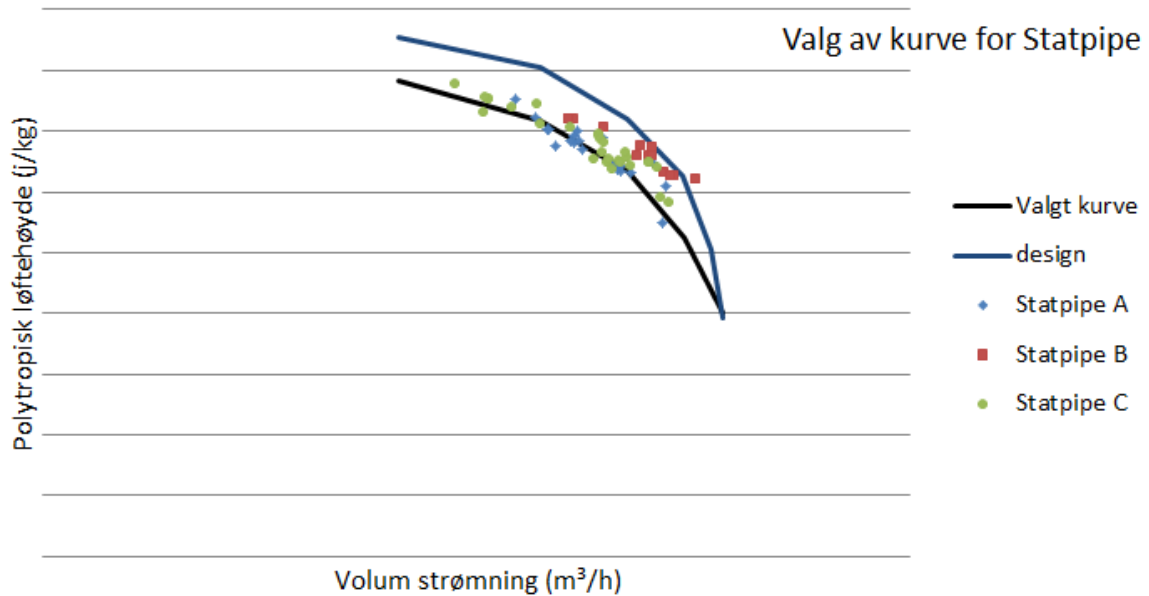
Vi har allerede nevnt hvordan vi kom frem til de reelle kurvene våre. Vi brukte målte verdier fra anlegget for å lage en kurve for maksimum turtall for hvert kompressorsett. For Boosterkompressorene så begynte vi i feil retning med beregningene våre. På grunn av en dårlig forståelse av polytropisk koeffisient, så begynte vi å beregne denne med hensyn på ideell gasslov. Dette førte til lite konsise og ulogiske operasjonspunkt. Heldigvis, etter en gjennomgang med Marius (ekstern veileder), så oppdaget vi feilen i regnearket og fikk orden på sakene. Ett annet mer generelt problem er at kurvedataen vi fant for boosterne var ganske snevre med tanke på løftehøyde og med nesten helt horisontal karakteristikk. Grunnen for dette er at store deler av begrensingskurvene for boosterkompressorene er på grunn av motorbegrensningen (mer diskutert i senere kapittel).



**Figur 12** Valgt kurve for Boosterkompressorene

Som vist i figuren over, så har vi ganske sammenfallende data for alle tre boosterne. For å holde valgt kurve nok konservativ, så forskjøv vi den manuelt litt nedover. Viss vi ser på selve plasseringen av kurven og datapunktene, så ligger de litt lavere enn designkurvene for kompressorene. En sannsynlig grunn for dette kan være kombinasjonen av litt unøyaktighet i beregningene og det faktum at kompressorene kan være litt slitt etter mange år i drift. En kjent sak for kompressorer er at de kan få litt slitasje i de interne tetningene i kompressoren og at dette fører til dårligere volumetrisk virkningsgrad

For Statpipe-kompressorene så fant vi et godt spenn for verdiene på Y-aksen.



Figur 13 Valgt kurve for Statpipekompressorene

Som vist i figuren over så fikk vi litt overraskende resultater:

- Statpipe A og C ligger godt under designkurven
  - Så lenge vi antar at våre beregninger er korrekte, så kan dette bety at disse kompressorene har fått redusert kompressorytelse i forhold til design.
- Statpipe B ligger veldig nærme designkurvene
  - Leverer bedre enn de to andre kompressorene.
  - En litt farligere årsak til at denne ligger for seg selv kan være at det er en av målingene, som brukes i utarbeidingen av kurven, er feilkalibrert.

Uansett hva den bakenforliggende årsaken til at vi har fått litt forskjellige driftspunkt for kompressorene er, så har vi valgt å trekke en konservativ kurve for videre bruk i beregningene. Da sikrer vi at våre beregninger er pessimistiske og at det er mer rom for feil i kalkulasjonene.

## 5.4 Trykkfall

Vi vil alltid ha et trykkfall på en gass eller en væske så lenge den strømmes. Jo lenger fluidet strømmes, desto større er trykkfallet. Jo høyere trykket er i utgangspunktet, desto større er trykkfallet. Trykkfallet oppstår på grunn av friksjon, og friksjon har man over alt. I et vanlig rørstrekk er friksjonen minst. Har en bend på røret så er friksjonen noe høyere. Høyest trykkfall får en over utstyr som ventiler, måleblender, pumper og kompressorer osv (de to sistnevnte gir jo trykkenergi igjen, men teknisk sett gir dem trykkfall først).

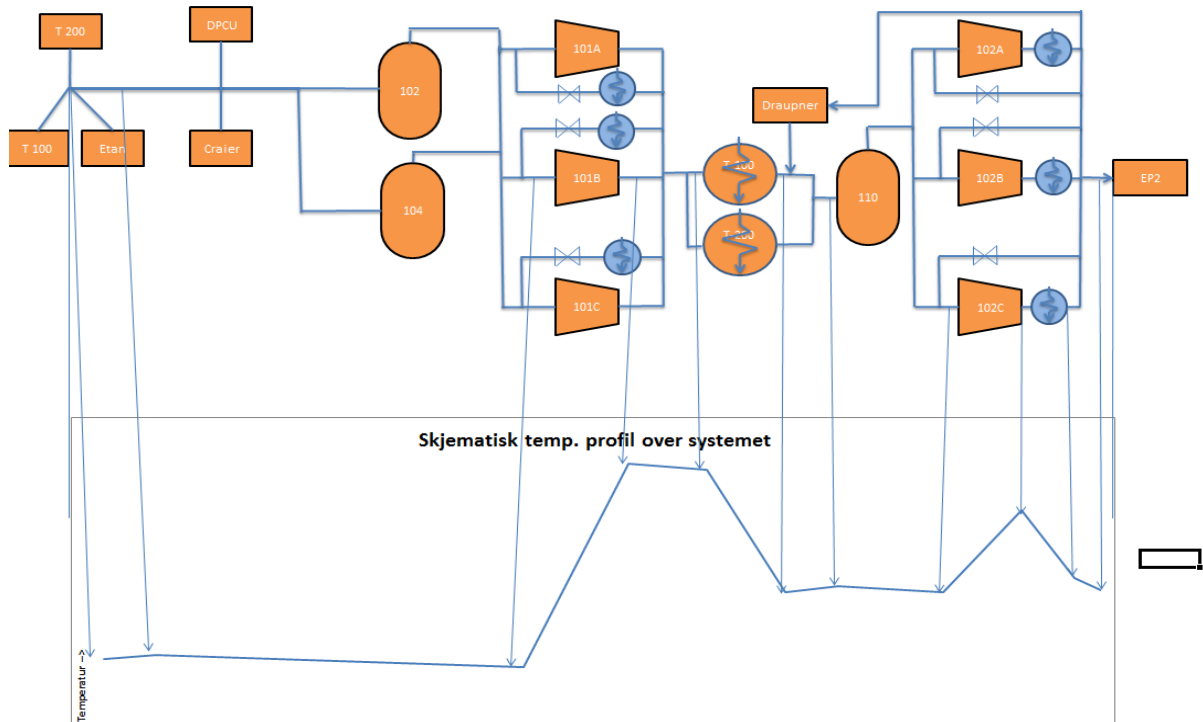
Trykkfallet spiller inn for beregningene våre da vi ønsker å vite hva trykket er og blir på de forskjellige plassene vi har trykkmåling. På grunn av at trykkfallet varierer så pass mye, og det er så mye som spiller inn, så har vi trentet trykkfallene over tid og kommet frem til en fast verdi. For å være på den sikre siden, la vi oss litt over gjennomsnittet av trykkfallene. Når vi skriver «på den sikre siden» så mener vi at siden vi setter trykkfallet noe høyere enn det som er gjennomsnittet, så må vi beregne at kompressoren må løfte gassen høyere enn hva den egentlig kanskje skulle gjort i de fleste tilfeller. Dermed så har vi en sikkerhetsmargin. Det er bedre enn å legge det faste trykkfallet under gjennomsnittet. Da sier vi jo at kompressoren ikke trenger å bruke så mye energi på å komprimere opp gassen



siden den allerede er mer komprimert enn den vil vært i de fleste tilfeller. Da kan vi jo kanskje presse innpå enda litt mere gass om vi skal maks belaste kompressoren. I realiteten så blir kompressoren overbelastet da.

Mange ville kanskje sagt vi kan neglisjere trykkfall, men i slike tilfeller som oppgaven består av så kan en ikke gjøre det. Det er en del trykkfall og det utgjør en del når det er snakk om så store mengder.

## 5.5 Temperaturprofil



Figur 14 Temperatur profil for systemet

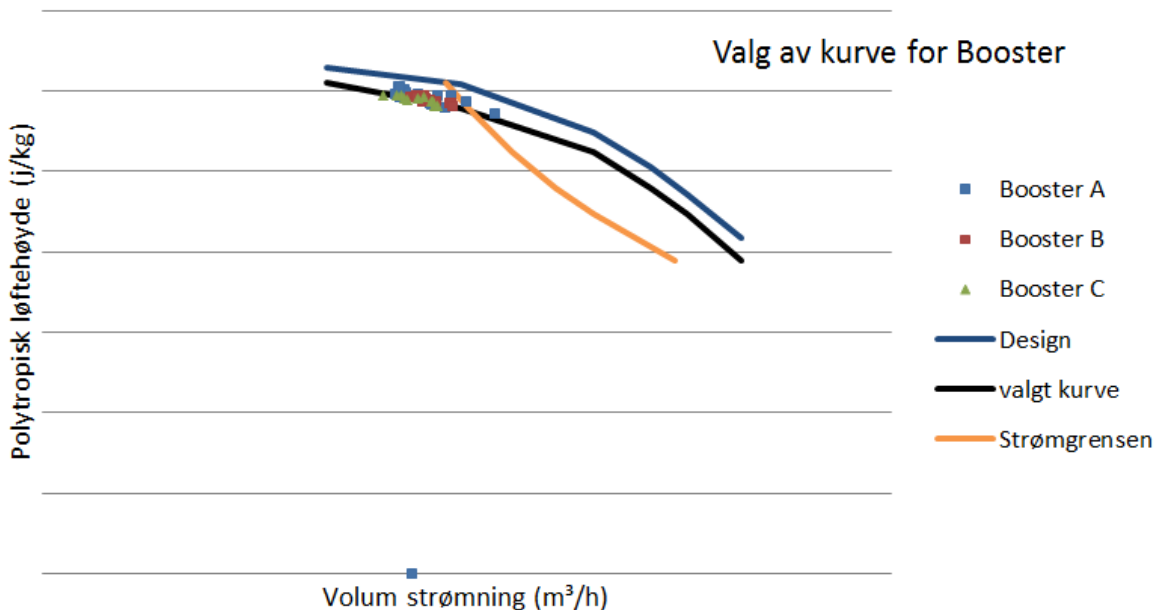
Her ser vi flytskjema fra prosessen. Fra venstre og gjennom det aktuelle utstyret som sugedunker, kjølere og kompressorer til utløpet ved EP2 til høyre. Nedenfor har vi satt opp utviklingen til temperaturen, der temperaturen øker i Y-retning og X-retning følger prosessen.

Som vi ser på temperaturprofilen, har den liten utvikling for utenom de store energikildene i flytskjemaet. Påvirkning fra variabler som etaninjeksjon og utetemperatur vil ha en stor innvirkning, men dette ser vi som et problem som er en utfordring å få lagt inn i programmet. Temperatur er jo en vesentlig del som vil ha stor innvirkning på utfallet og kan ikke neglisjeres, men vi har valgt å bruke den temperaturen som vi hadde under utregningene altså «nåverdi». Ting som vil få en innvirkning på temperaturen er sjøvannstemperaturen, forskjellige prosessparametere, utetemperatur og injeksjon, dette kan ha både i mindre og større grad innvirkning på utfallet og kapasiteten til kompressorene.

## 5.6 Effektbegrensning

Data for motoren er hentet fra leverandørens datablad. Det er oppgitt virkningsgrad og cosinus phi for forskjellige turtall i databladet, men for begge faktorene så velger vi de lavest oppgitte. Dette er for å sikre at beregningene er konservative nok.

Effektbegrensningen gir oss resultatet rett ut i masseflow, men i figuren under så har vi valgt å vise den per volumflow. Som antydnet i tidligere kapittel så er kurven sammenfallende med hvor vi går tom for driftsdata på maksimum turtall. Når vi sjekker beregningene våres opp i mot målt flow så ser vi at vi på det jevne ligger 5-10 tonn lavere en målt masseflow.



Figur 15 valgte kurver for boosterne med effekt begrensning

## 5.7 Målingene

Vi har ikke tatt med i beregningene at målingene kan være ustabile og/eller feil, dette kan komme av flere grunner som for eksempel mangel eller feil kalibrering. Men vi har valgt å anta at dette ikke er noe gjennomgående problem og at de feil som eventuelt kan oppstå er så små at de kan neglisjeres. Vi har også en margin som er til fordel som ligger som en sikkerhet og vil ta hensyn til dette. Vi vet også at under mindre optimale forhold vi noen av målingene være mindre korrekte, og at anlegget er forandret i forhold til hva det ble designet for når det var nytt.

For flow beregningene så var det nødvendig med et par andre formler og beregninger for å tilrettelegge nåtidsdataen fra anlegget. For kompressorene så bruker vi innløpsflowmåleren en del i beregningene og sjekkene så vi trengte å legge til rette for justering fra design tilstand opp til de spesifikke driftstilstandene. Dette innebar i all hovedsak å dele på design densitet for målerne og multiplisere med den aktuelle densiteten. Se kapittel 3.6 og 3.5 for utledning av formlene. Dette vil bøte på en del av problemet, men det vill fortsatt være en del usikkerhetsmoment rundt disse flow målerne



## 5.8 Virkningsgrad

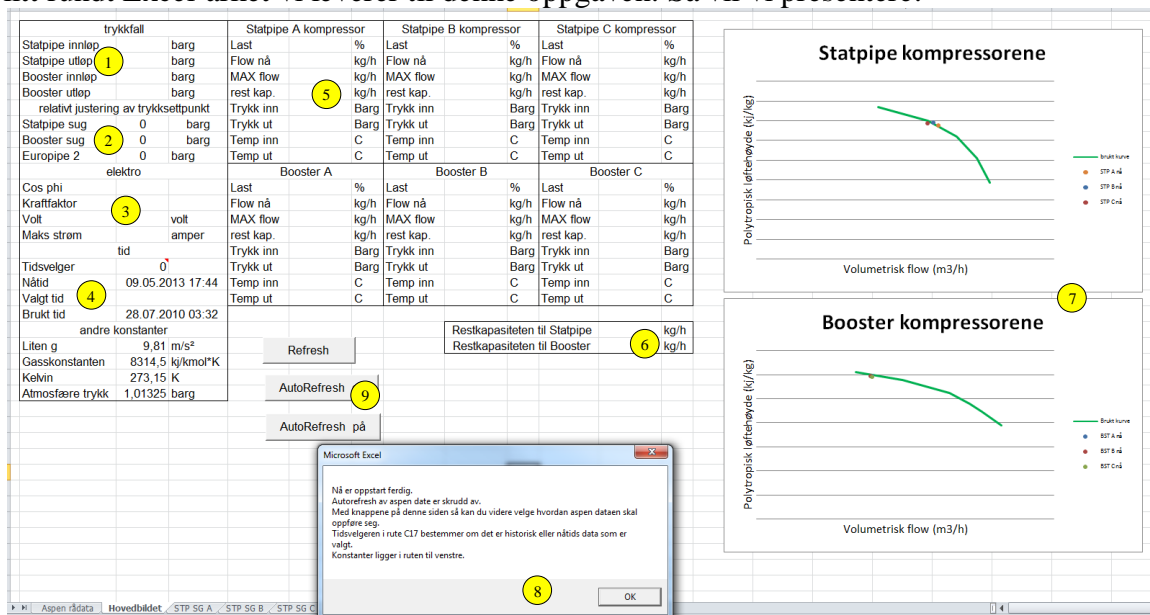
Virkningsgradene i systemet kan over tid variere på grunn av ting som foreksempel soting på gass turbinen. Særlig mot slutten av FV programmet (turbin bytte f.eks) så kan dette bli gjelende. Noen av virkningsgradene er avhengig av variabler i prosessen, og har vært en utfordring å representere på en god måte. Samt at den dokumentasjonen som vi har lagt til grunn for våre beregninger kan være litt forandret med tanke på eldring og forandring på anlegget siden anlegget ble bygget. Dette er noe som er vanskelig å implementere i et program som dette, men dette har blitt diskutert i gruppen og siden vi har en margin som er «positiv» vil dette kompensere bra.

Generelt så er polytropisk virkningsgrad bare brukt for effektberegningene til motorene til booster og er sjekket opp mot korrekt data. Som nevnt i tidligere kapittel så ligger vi på positiv side av kurven.

For virkningsgradene på motorene til boosterne så har vi valgt å forenkle og gå for realistisk laveste virkningsgrad.

## 5.9 Regnearket

I dette kapittelet så har vi vist det endelige resultatet som er produsert. Først vil vi forklare litt rundt Excel-arket vi leverer til denne oppgaven. Så vil vi presentere.



Figur 16 Endelig produkt i Excel

1. Her settes de faste trykkfallene i beregningene. Hvis det blir implementert variabelt trykkfall for kompressorsettene så kan den funksjonen bli distribuert fra her.
2. Her kan hovedtrykkene i beregningene justeres. Normalt så er disse 0 for å representere hvordan tilstanden er for anlegget nå.
3. Her ligger variablene for elektromotorene på boosterne. Disse er faste verdier hentet fra datablad.
4. Her velges det om det skal være nåtids beregninger eller historiske beregninger
5. Ruten for kompressoren viser ujustert prosessdata for trykk temp og flow. MAX flow viser kalkulert maksimum og restkapasitet er beregnet i forhold til målt flow.

6. Her er restkapasitetene oppsummert. Denne viser kalkulert restkapasitet til kompressorene som er i drift.
7. Dette er kompressorkurvene med innplottet hver kompressor sitt driftspunkt og maksimumskurve.
8. Dette er oppstartsmeldingen som gir en kort forklaring av bruken til dokumentet.
9. Dette er knappene for å styre oppdateringen til Aspen dataene.

### 5.10 Bevis for brukbarhet

Vi har sett på når vi kan få bruk for dette programmet og prøvd å bevise dette ved at vi har gått to år bak i tid, der vi har tatt for oss alle ganger vi har nok ledig kapasitet til å stoppe en kompressor på henholdsvis Boosterene og Statpipe kompressorer. Vi har satt opp beregningene for hver time de to siste årene og analysert dataen vi har fått ut. For å sjekke om det har vært mulig å stoppe en maskin så har vi gjort følgende. Vi har tatt utgangspunkt i at tre maskiner går, vi har da sjekket at det er nok restkapasitet på ved stopp av en maskin til at vi fortsatt ligger på pluss siden.

	Boost.	STP.
Antall ganger ilt. to år der kapasiteten er god nok:	670	184
Antall ganger på det året det over 6 timer er god nok kapasitet	24	8
Antall ganger på det året det over 24 timer er god nok kapasitet	12	6

Dette viser igjen at hadde vi hatt et slikt program tidligere, og vært brukt aktivt kunne vi stoppet en maskin i over 24 timer x antall ganger og dette kan videre regnes om til ren fortjeneste. Vi vil derfor konkludere med at behovet for et slikt program er meget aktuelt og programmet vi har utviklet er mulig for denne bruken.

Når vi sjekket hvor ofte beregningen faktisk sier vi har passert maks punktet så viste det seg at ca 23% av tiden de to siste årene så viste beregningene et for konservativt resultat. Vi var i enkelte tilfeller 20 tonn/h i minus på restkapasitet. Dette betyr at beregningene antar at kompressorene har passert maks punktet sitt allerede. Siden vi har såpass store unøyaktigheter så er det å forvente en såpass stor sikkerhetsmargin.

En tydelig svakhet vi fant under analysen var at det dukket opp (spesielt på boosterne) punkter hvor kompressoren i realiteten lå mot maks, men beregningene fortsatt spyttet ut restkapasitet. På booster C som var verst så forekom dette 261 ganger av 17280 datapunkt. I tillegg så oppdaget vi at beregningene feilte en hel del ganger i ekstremtilfeller angående løftehøyden. Faktisk ca 10 % av punktene ga «div/0» feilmeldingen. Vi har funnet ut at dette er fordi vi har begrensninger på operasjonskurvene våres. Når løftehøyden kommer over eller under siste løftehøydepunktet våres så klarer ikke programmet å beregne restkapasitet.

### 5.11 Videre arbeid

I dette kapittelet utreder vi hva som er veien videre for dette prosjektet, og hva som mangler for å få et bedre program. Siden vi har begrenset med tid var dette noe som måtte nedprioriteres, men som vi ser på som gjennomførbart.

Målet var jo å konstruere et program som kunne si oss hvor mye mer belastet kompressorene ble i forhold til om vi økte føden inn fra Nordsjøen, og motsatt. Og om vi var i stand til å kunne stoppe en kompressor ved å makse de andre. Vi har per nå laget kompressorkart for hver kompressor med en maks kapasitetskurve. Vi kan ut ifra denne se hvordan vi ligger i forhold til maks kapasitet, og hvor mye vi kan øke inn på hver kompressor. Dermed kan vi se om vi kan stoppe en kompressor eller ikke, det som egentlig var intensjonen med prosjektet.

Slik som det ser ut nå så kan vi lese av hvordan endringer i trykk, temperatur og flow påvirker kompressoren i forhold til turtallskurven, så lenge fødesammensetningen er den samme. Vi sliter også med å kunne si hvor store endringer det vil bli på føden til kompressorene hvis føden til trainene endres. Dessuten har vi lagt inn noen faste variabler som trykkfall på gassen og virkningsgrad på kompressoren. Faktorer som egentlig er noe variable. Dette er saker vi ville sett videre på om vi hadde hatt bedre tid på oss.

Prosjektet er omfattende og vi hadde ønsker og ambisjoner om å gå i mer detaljer for å få et mer feilfritt program, men dette måtte vi slå ifra oss siden tiden ble for knapp, men det skal samtidig sies at programmet er operabelt og ved noe mer testing opp mot simulator og virkelighet så er det fullt brukbart.

Noe som vi ser på som forbedringer er de punkter som vi har drøftet og som muligens går an å løse med små korreksjonsfaktorer. Det er også behov for oppdatering ved store forandringer i prosess og/eller målere som forandrer tag eller blir byttet.

Avsluttende så vil vi liste opp topp tre videre tiltak for modellen:

1. Få en bedre beregning av masseflowen til kompressorene
2. Lage en mer nøyaktig beregning av operasjonspunktet med tanke på tilstandslikning og polytropisk prosess.
3. Få på plass en bedre temp/trykkfallsmodell for å kunne gjøre programmet mer fleksibelt i bruken.

## Forklaring av ord og uttrykk

Salgsgass	Gassen som eksporteres fra Kårstø. Består hovedsakelig av metan, men også noe etan og CO <sub>2</sub> .
Prosesstog(TRAIN)	Anlegget er del opp i train som tar for seg gass og kondensat fra feltene og skiller den ut i ulike produkter. Statpipe(T100 og T200), Sleipner(T300) og Åsgard(T410 og T420).
Strippetårn	En kolonne som skiller ut et produkt uten reflux?
Føde	Blir betegnet som den gassen eller væsken som går inn til(oppstrøms) et anlegg eller et utstyr.
Oppstrøms og nedstrøms	"Oppstrøms "et utstyr sier vi til noe som skjer før utstyret, sett i fra et strømningsperspektiv.
Rikgass	Ubehandlet rågass som kommer fra feltene.
Flow	Strømning. Gasstrøm, dampstrøm og væskestrøm
ESD	Emergency Shut Down
Kjøler	En varmeveksler hvor det viktigste produktet blir kjølt.
Brenngass	Gass som brukes til å fyre en kjele med (hovedsakelig fygass/salgsgass).
Fygass	Salgsgass som brukes til å fyre kjeler med, drive gassturbiner og andre formål som trykksetting, regenerering osv.
PSD	Process Shut Down
Aspen IP21	Et program på Kårstø som henter ut live data fra anlegget. Programmet kan brukes til å trende verdier. I tillegg kan en lage modeller og oversiktsbilder av anlegget.
FV	Forebyggende vedlikehold

## Konklusjon

I dette prosjektet har vi kommet frem til et resultat som etter vår mening er et produkt som er anvendelig og brukbart, men det er en del ting som kan drøftes og forandres på.

Det er flere grunner til det, men i hovedsak er det de formlene som vi har tilgang til og lært som ikke tar hensyn til alle variabler som finnes i et så komplekst anlegg. Vi hadde tenkt å basere alt på formler, men avviket fra teori og praksis ble for stort i dette tilfellet.

Deretter er det problemer med taktikken hvor vi bruker måledata, som til dels kan være unøyaktig og gi avvik. Konklusjonen ble at vi gikk for å ta sistnevnte da dette vil gi oss et godt resultat.

Det er mange faktorer å ta hensyn til. Noen av disse har vi sett oss nødt til å forenkle, noe vi i utgangspunktet var forberedt på. Da har vi alltid lagt oss på den sikre siden; altså gjort et overslag/underslag. Dette er svakheten vår, men samtidig kan vi vinkle det til det positive. Hvis vi makser kompressorene så er vi veldig sårbare, slik at å legge inn noen sikkerhetsmarginer er uansett nødvendig. I tillegg til å forenkle med sikkerhetsmarginer så har vi valgt å legge makskurven litt under punktene som baserer seg på de målte data. Da har vi sikret oss, men som nevnt er det en svakhet som består av at vi ikke har mulighet til å angi sikkerhetsmarginen i prosent.

Vi så for oss at prosjektet skulle være gjennomførbart, og etter en tid der vi har konkludert med diverse problemer og løsninger ble noe forandret men prosjektet i sin helhet ble gjennomført.

Samarbeidet i gruppa har gått greit til tross for at to av oss har skiftet stilling. Vi har diskutert problemstillinger og blitt enige om hvor veien skulle gå i lag. Vi har hatt en grei arbeidsfordeling og arbeidsoppgaver er fordelt underveis, der vi alle har lært mye og fått meget utbytte av hovedprosjektet, der Kristian har satt seg inn i Excel og forklart og fått oss andre i gruppa opp på nivå. Slik har vi alle kunnet dratt lasset og fått en god fordeling på arbeidet i gruppa. Vi har vekslet litt på å jobbe med oppgaven på Kårstø og HSH. Vi har hatt et felles arkiv på nettet hvor vi har kunnet laste opp og hente ned de siste oppdaterte filene, slik at vi da også har kunnet jobbe med oppgaven hver for oss.

## Referanser

Statoil ASA. (u.d.). Intern dokumentasjon.

Svein Erik Pedersen, J. G. (2010). *Teknisk formelsamling med tabeller*. Oslo: Gyldendal Undervisning.

Øverli, J. M. (1992). Strømningsmaskiner. I J. M. Øverli, *Strømningsmaskiner* (ss. 37-41,51-56,175,221). Trondheim: Tapir.