



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

# Prosessoptimalisering av Valhall



BachelorOppgave utført ved  
Høgskolen Stord/Haugesund – Studie for ingeniørfag

---

*Maskin, Energi- og Prosessteknikk*

Av: Åsbjørn Enerstvedt

*Kand.nr.*

7

---

*Haugesund*

*Våren 2008*

# BACHELOROPPGAVE

**Studenten(e)s navn:** Åsbjørn Enerstvedt

---

**Linje & studieretning** Maskin, Energi- og Prosessteknikk

**Oppgavens tittel:** *Prosessoptimalisering av Valhall*

**Oppgavetekst:**

Lage kjøreprogram for de forskjellige kompresjonstrinnene på Valhall, og kunne optimalisere anlegget mest økonomisk. Ved å benytte dataprogrammet Hysys, vil en kunne simulere flere prosess-scenarier med varierende mottrykk og gjennomstrømning. Optimaliseringen skal ta hensyn til NGL-produksjon, brenngass og CO<sub>2</sub>-utslipp.

**Endelig oppgave gitt:** 06. mars 2008

**Innleveringsfrist:** Fredag 2. mai 2008 kl. 12.00

**Intern veileder** Ståle Bright Pettersen

**Ekstern veileder** Arild Sunde fra BP Norge

**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
Prosessoptimalisering av Valhall		
Utført av		
Åsbjørn Enerstvedt		
Linje Maskin, Energi- og Prosessteknikk		Studieretning
Gradering Åpen	Innlevert dato	Veiledere Ståle Bright Pettersen Arild Sunde BP Norge

#### Ekstrakt

Ved bruk av simuleringsprogrammet, Hysys, har denne oppgaven til hensikt å optimalisere prosessen på Valhall. Optimaliserings parameter for simuleringene er operasjonsområder for kompressorer, brenngass og CO<sub>2</sub>.

Simuleringene tar utgangspunkt i en lav og høy trykk simulering med ulike rater.

Case 1: Utløpstrykk 1500 psig med varierende gjennomstrømning fra 60-80 MMSCFD

Case 2: Utløpstrykk 1750 psig med varierende gjennomstrømning fra 60-80 MMSCFD

Oppgaven er gitt fra min arbeidsgiver, BP Norge, og er en oppgave, som har til hensikt å veilede for optimal drift av anlegget.



## Forord

BP Norge er operatør for Valhallfeltet. Kandidaten for denne hovedoppgaven jobber pr. i dag for BP Norge og var derfor del aktiv i valget av tema. Temaet for denne oppgaven omhandler derfor kompressortechnologi og optimalisering av prosessen på Valhall. Temaet ble valgt på bakgrunn av interesse for nettopp dette feltet.

Kandidaten har gjennom oppgaven hatt god kontakt med ekstern veileder for å disponere tiden best mulig.

Kandidaten har også hatt god kontakt med Grenland Group gjennom oppgaven, Grenland Group har nemlig gjort et lignende studie tidligere og var gode samarbeidspartnere i simuleringsbiten som ble gjort i dataprogrammet Hysys. Oppgaven henviser derfor flere ganger til rapporten fra Grenland Group [2].

Kandidaten vil derfor gi en stor takk til Jørn Andersen fra Grenland Group.

Kandidaten vil også takke ingeniøravdelingen i BP Norge med Arild Sunde, Christian Rott og Inger Sundfør.

Andre som har vært svært hjelpelige gjennom oppgaven er Svein Egeland, senior prosessetekniker Valhall.

Haugesund 01.05.2008

---

Åsbjørn Enerstvedt



## Sammendrag

Denne oppgaven har omhandlet temaet rundt optimalisering av gasstoget på Valhall. Oppgaven ble gitt på grunnlag av at mottrykket i gassledningen, Norpipe, skulle økes til 1750 psig.

Dette ville gi problemer for anlegget som var i drift, og en ønsket å fastlegge operasjonsområde for hvert kompresjonstrinn.

Hensikten med oppgaven ble da å finne de optimale innløpstrykk for hvert kompresjonstrinn, slik at løftehøyden for hvert trinn ble mest energi optimal i forhold til recycle-strømning.

Med dette ville en oppnå at en raskt kunne fordele lasten mellom kompresjonstrinnene dersom mottrykket skulle forandre seg.

Det er derfor lagt ved resultater fra Hysys som forteller hvilke sugetrykk og turtall en bør operere rundt dersom mottrykket og gjennomstrømningen i anlegget skulle være lik de simulerte scenario

Opgaven inneholder også en forklarende del angående kompressorteori og hvordan en kompressor oppfører seg ved endring av parametre.

Opgavens konkluderende del henviser til hvordan anlegget bør opereres, samt at den inneholder en drøftingsdel hvor problemstillinger rundt samspillet mellom simuleringene og hvordan anlegges driftes blir tatt opp.



## Innholdsfortegnelse

Forord.....	1
Sammendrag .....	2
Innholdsfortegnelse.....	3
1 Innledning .....	4
1.1 Bakgrunn.....	5
2 Kompressteori.....	6
2.1 Aksialkompressor .....	6
2.2 Sentrifugalkompressor .....	7
2.3 Sammenligning .....	9
3 Gassgenerator.....	11
4 Kompressteknikk .....	13
4.1 Ytelse .....	13
4.2 Løftehøyde .....	14
4.3 Karakteristikk.....	15
4.4 Totalkarakteristikk .....	16
4.5 Surge .....	16
4.6 Stonewall.....	18
5 Kompressorregulering.....	19
6 Gassprosesseringsanlegget på Valhall .....	21
6.1 Gass spesifikasjon.....	24
7 Prosessoptimalisering .....	25
7.1 Valhall modell.....	25
7.2 Kompresjonstrinnene på Valhall.....	26
7.3 Betingelser for case.....	27
7.4 Case 1 .....	28
7.5 Case 2.....	32
7.6 Drivstoff .....	37
Diskusjon .....	38
Konklusjon .....	39
Forkortelser .....	40
Kilder .....	41
Vedlegg.....	42
Vedlegg A	Prosessflytskjema, gassprosesseringsanlegg Valhall.
Vedlegg B	Prosessflytskjema, olje- og gassprosesseringsanlegg Valhall.
Vedlegg C	Prosessflytskjema, K-301, Hysys.
Vedlegg D	Prosessflytskjema, K-302.1, Hysys.
Vedlegg E	Prosessflytskjema, K-302.2, Hysys.
Vedlegg F	Prosessflytskjema, K-303, Hysys.
Vedlegg G	Prosessflytskjema, K-305, Hysys.
Vedlegg H	Prosessflytskjema, K-304 og K-701, Hysys.



## 1 Innledning

Valhall var i vikingtiden Odins store festhall, lokalisert i Åsgard. Et sted hvor de som falt om i slag havnet.

I Nordsjøen finner vi også Valhall, et olje- og gassfelt lokalisert helt sør på den norske kontinentalsokkelen, blokk 2/8.

Feltet ble oppdaget allerede i 1975, og har siden oppstarten (1. oktober 1982), produsert olje og gass.

Fra først antatt ble reservoaret estimert til 247 millioner fat olje og at Valhall skulle produsere i ca 20 år. Dette viste seg senere å være feil.

Pr. 1.1.2007 hadde Valhall produsert i underkant av 600 millioner fat olje, og foreløpige estimater tilsier at feltet har ytterligere 350 millioner fat olje som kan hentes fra reservoaret.

Dette har gitt Valhall-feltet nytt liv, med prosjekteringsfase rundt bygging av nytt feltcenter og nytt prosesseringsanlegg som skal komme i drift i 2010.

Feltet ble bygget med 3 plattformer, boligmodul (QP), boreplattform (DP) og produksjonsplattform (PCP). Senere er feltet bygget ut, og består i dag av ytterligere 4 plattformer, flankeplattformene nord og sør, brønnhodeplattform (WP) og injeksjonsplattform (IP).

I tillegg til disse blir olje og gass fra Hod-feltet prosessert på Valhall.

Prosessanlegget på Valhall er designet for å produsere 160 000 fat olje pr døgn og 165 MMSCFD gass.

Oljen blir prosessert på Valhall og sendt i rørledning via Ekofisk til Teeside i England. Gasstrømmen fra Valhall sendes opp til Ekofisk-feltet og videre inn på Norpipe-ledningen, som fører gassen videre til Emden i Tyskland.

Lisensinnehaverne for Valhallfeltet er:

- BP Norge 28,09 %, som også er operatør.
- Hess Norge 28,09 %
- Norske Shell 28,09 %
- Total E&P Norge 15,72 %



## 1.1 Bakgrunn

Denne oppgaven er valgt pga økning av trykket i eksportledningen ut fra Valhall, Norpipe.

Gassco, som er operatør for Norpipe-ledningen, bestemte at trykket skulle økes til 1750 psig pr 1. oktober 2007. Dette pga at boosterkompresjonsplattform, H-07, som ligger på Norpipe-ledningen nedstrøms Valhall, skulle tas ut av drift. Trykket oppstrøms H-07 måtte derfor økes.

Dette ville få konsekvenser for kompressortøget på Valhall da mottrykket normalt ligger på 1400 psig. Det største problemet ville bli operasjonsområde for booster kompressor K-701, da dette er det siste kompresjonstrinnet og derfor ville få mye større løftehøyde.

En ønsket derfor å lage retningslinjer på operasjonspunkter for hvert kompresjonstrinn, slik at lasten ville fordeles best mulig mellom alle trinnene.

Et stort spørsmål en stilte seg var om ytelsen på gassgeneratorene, som driver kompresjonstrinnene, var høy nok.



## 2 Kompresorteori

Av kompressorer som er aktuelle for denne oppgaven finner vi aksial- og sentrifugal kompressor. Her er en beskrivelse av de to typene, samt fordeler og ulemper. Dette kapittelet henviser til "Kompresorkurs KEP 2005, Statoil" [4], hvor også figurene er hentet fra.

### 2.1 Aksialkompressor

Dette er en kompressor hvor trykkoppbyggingen skjer aksialt, parallelt med akslingen. Trykkoppbyggingen skjer ved at volumet reduseres etter hvert som det kompressible mediet strømmer gjennom kompressoren. Kompressoren består av en rad av roterende løpeskovler etterfulgt av en rad med stillestående ledeskovler. En flertrinns aksialkompressor kan ha opp til 20 trinn, skovlehyden avtar da i hovedstrømmens retning pga kompresjon av mediet.

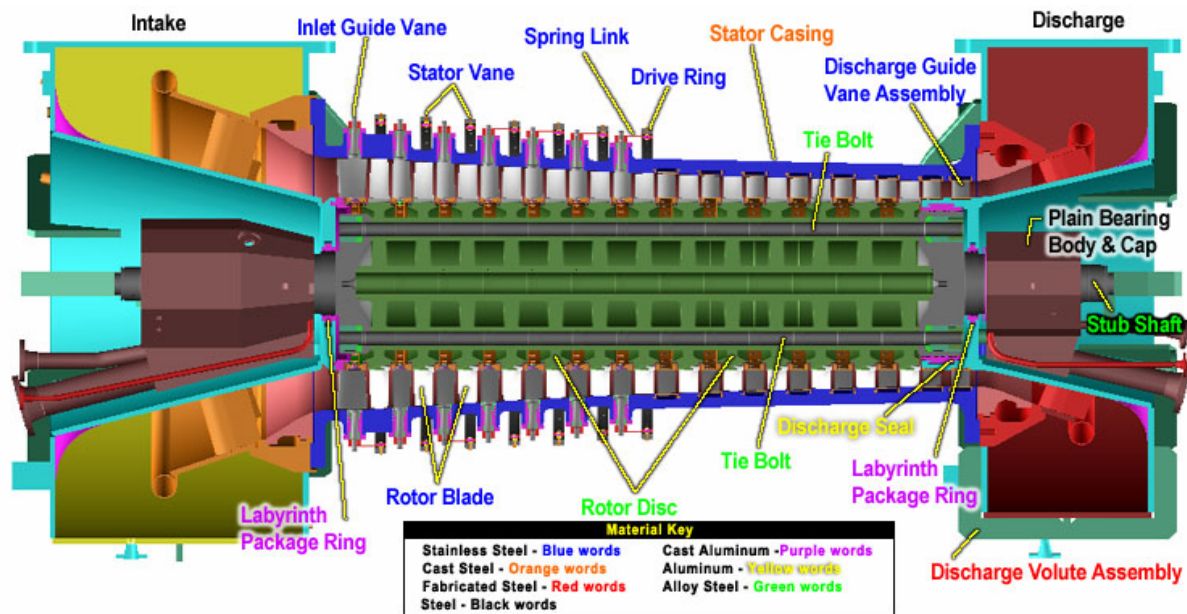


Fig. 2.1.1 Aksialkompressor

Som vist i *fig. 2.1.1* ser vi at mediet kommer inn fra venstre og blir komprimert aksialt gjennom kompressoren, før den forlater ut til høyre. Denne typen kompressor finner vi mest av i gassgeneratorer på fly, men blir også brukt i industrien. Fordelene med en slik kompressor er at den har en høy virkningsgrad og at den er relativt lettere sammenlignet med en sentrifugalkompressor. Denne kompressoren er meget godt egnet dersom en skal komprimere store mengder gass (30-300 actual m<sup>3</sup>/s), ulempen er da at den kun kan brukes ved lave trykk (1-25 bar).

## 2.2 Sentrifugalkompressor

Denne kompressoren bygger på utnyttelse av sentrifugalkrefter.

Prinsippet går ut på at den roterende akslingen tilfører mediet en kraft som blir rettet bort fra rotasjonssenteret. Gasmolekylene går da i retning  $90^\circ$  bort fra rotasjonsakslingen og blir ledet videre inn i et samlerør. Børparten av kompresjonen skjer ved at volumet i løpehjulet reduseres og gassen komprimeres.

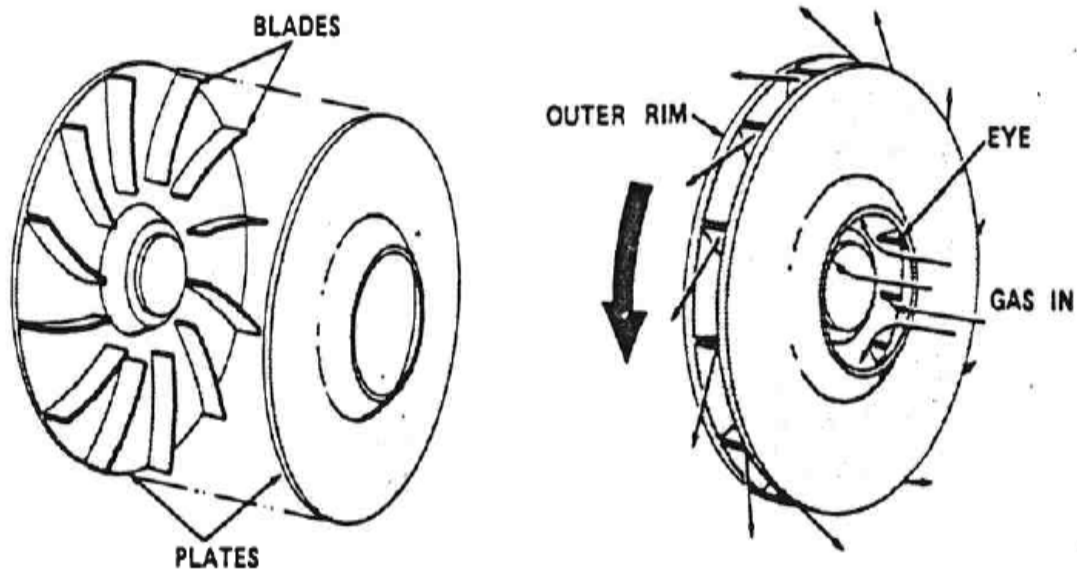


Fig. 2.2.1 Løpehjul

En et trinns sentrifugalkompressor er bygget opp av et roterende løpehjul, en diffusor og en retur kanal. Store kompressorer har typisk flere slike trinn i serie, helt opp til 8 trinn. Ut fra *fig. 2.2.1* ser vi at gassen kommer inn i senter av hjulet og blir slynget radielt utover. Gassen blir da tilført hastighetsenergi (dynamisk), maks hastighet har gassen når den forlater løpehjulet.

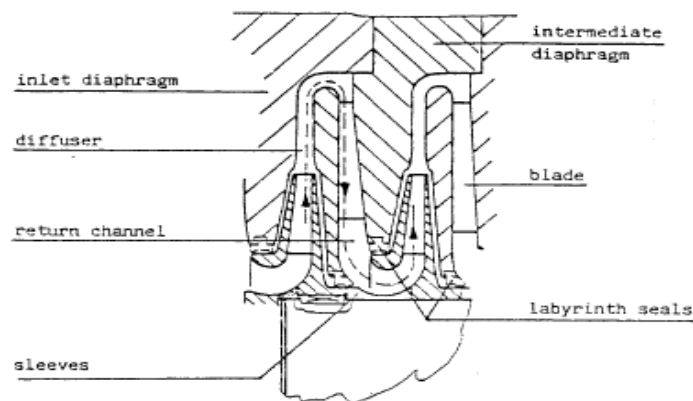


Fig. 2.2.2 Sentrifugalkompressortrinn

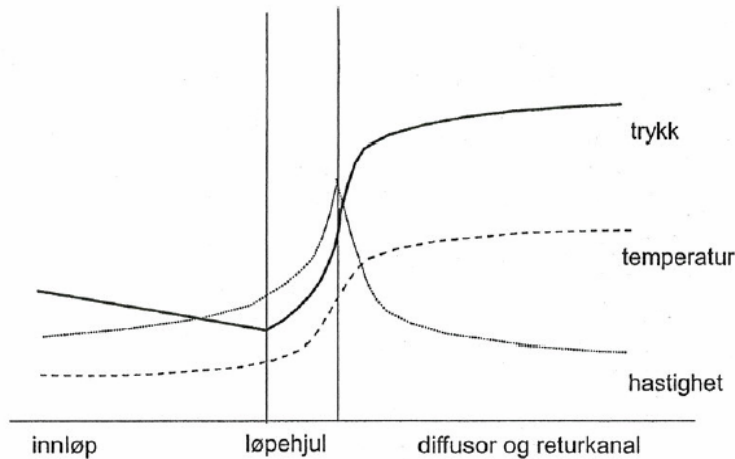


Fig. 2.2.3 Sentrifugalkompressortrinn

Som vi ser i *fig. 2.2.3* blir to tredjedeler av trinnets trykkøkning produsert i løpehjulet. Gassen forlater det roterende løpehjulet og entrer diffusoren, dette er en kanal som er montert i huset rundt kompressoren (stasjonær del).

Diffusoren er utformet slik at volumet øker, dette resulterer i at hastigheten avtar. I og med at energien mer eller mindre blir bevart, går den derfor over til trykkenergi (statisk). Returkanalen retter opp mediets rotasjon og leder strømmingen inn på neste løpehjul (flertrinnskompressor).

Enkelt beskrevet er det den roterende bevegelsen som tilfører gassen dynamisk energi, denne blir omgjort til statiske energi i diffusoren.

Prinsippet bak en sentrifugalkompressor bygger da på Bernoulli's ligning om at energien blir bevart. For kompressible medier er det denne ligningen som gjelder [1]:

$$\left( \frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gh = \text{Konstant}$$

$\gamma$ : Adiabatkonstant

$p$ : Trykk (2,2)

$\rho$ : Tetthet

$v$ : Hastighet

$g$ : Gravitasjon

$h$ : Høyde over referansepunktet

I industrien blir sentrifugalkompressoren mest benyttet for transport av naturgass. Sammenlignet med aksialkompressoren er sentrifugalkompressoren mer robust og den har større trykkøkning pr. trinn ved samme kompresjonsforhold.

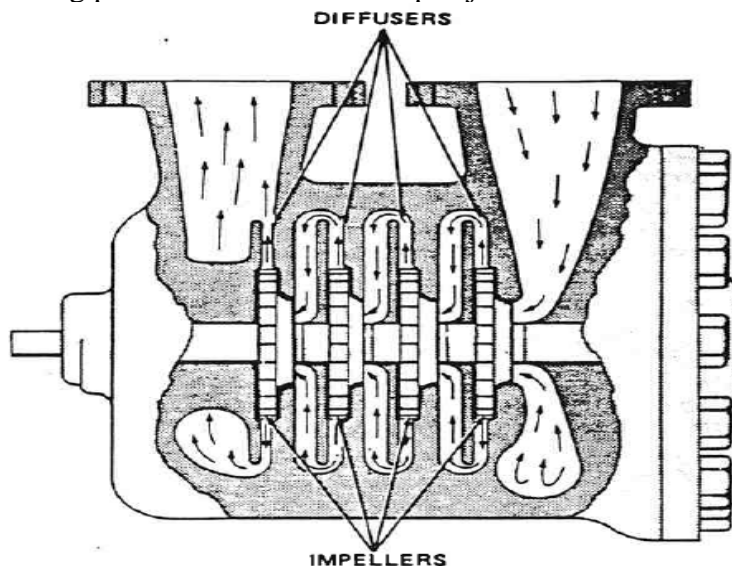


Fig. 2.2.4 Flertrinnssentrifugalkompressor

## 2.3 Sammenligning

En sammenligning av disse to kompressortypene viser at [4]:

- For å opprettholde lik volumstrøm må aksialkompressoren ha et høyere omløpstall enn sentrifugalkompressoren.
- Antisurge karakteristikken er en del brattere hos aksialkompressoren, dette vil si at den går inn i antisurge området nesten uavhengig av løftehøyde.
- Ved lik volumstrøm vil en aksialkompressor ha 3-4 prosent bedre virkningsgrad.

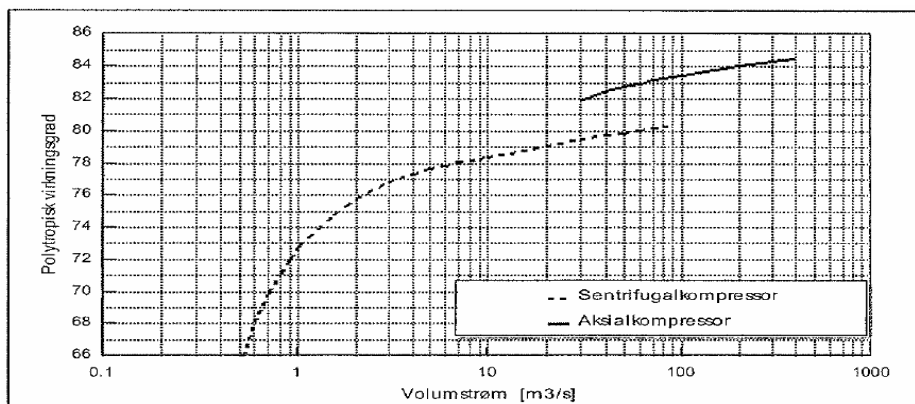


Fig. 2.3.1 Virkningsgrad for aksial- og sentrifugalkompressor

- Ved et kompresjonsforhold opp til 4 vil begge typene fungere svært likt. Forskjellen er da at en ved dette kompresjonsforholdet kun trenger ett trinn på en sentrifugalkompressor, mens på en aksialkompressor trenger flere trinn. Vekten vil da være svært lik.

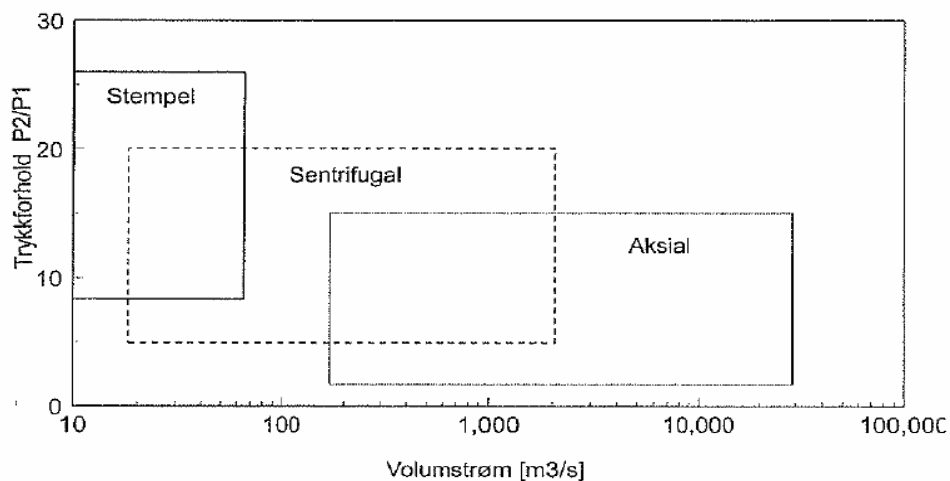


Fig. 2.3.2 Arbeidsområdet for aksial- og sentrifugalkompressorer

Som vist i *fig. 2.3.2* ser vi arbeidsområdene for de to kompressortypene. Vi ser at sentrifugalkompressoren egner seg best når en må oppnå høyt leveringstrykk. Ved lavere trykk egner aksialkompressoren seg best, her får en i tillegg en mye høyere leveringsmengde.

### 3 Gassgenerator

Dette kapitlet henviser til ”Ingersoll-Rand Gass kompressor kurs, Amoco” [3], hvor også figuren er hentet fra.

For å drive rundt maskineri som større kompressorer, pumper, elektriske generatore ol., blir det ofte benyttet gassgeneratorer. Denne motoren kalles også gjerne flymotor, og driver da riktignok også fly.

Effekten av en gassgenerator kan variere fra 1340 hp og helt opp til 268 000 hp [1]. Selve generatoren består av tre deler, kompressor (aksial), brennkammer og høytrykksturbin. Her henger kompressor- og høytrykksturbinen sammen på samme aksling.

Gassgeneratoren genereres nok krefter til å kunne drive rundt en påhengt lavtrykksturbin, kalt power turbin.

Power turbinens oppgave er å overføre en roterende kraft til det påhengte utstyret, i dette tilfelle en sentrifugalkompressor.

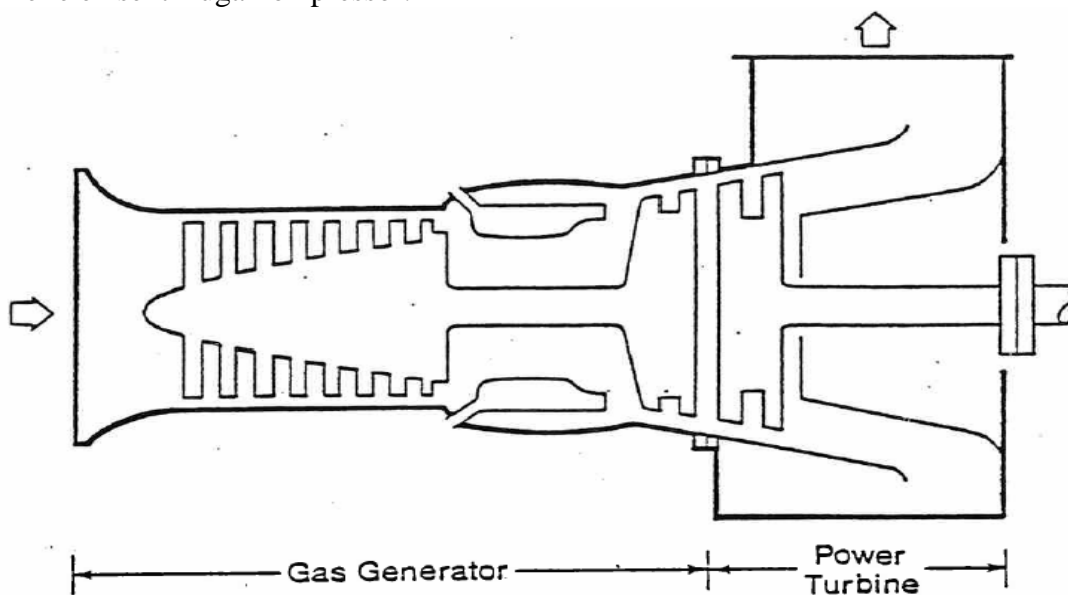


Fig. 3.1 Gassgenerator

Som vi ser i *fig. 3.1* kommer luftstrømmen inn fra venstre og blir komprimert opp til maks 25 bar (avhengig av ytelsen). Luften blir da tilført energi i form av trykk og temperatur.

Luftstrømmen entrer så brennkamrene hvor det skjer en kontinuerlig forbrenning mellom luft og drivstoff. Forbrenningen fører til en økt temperatur, som igjen fører til volumøkning.

Volumøkningen er så stor at eksosstrømmen vil bli presset ut, strømmingen blir derfor ledet gjennom høytrykksturbinen og får denne til å rotere. Statisk energi blir overført til kinetisk energi.



Eksosstrømmen har også nok energi igjen til å kunne drive rundt lavtrykksturbinen (power turbin). Eksosstrømmen skal nå ha trykk ned mot atmosfærisk (best virkningsgrad).

Enklere forklart kan motoren beskrives som at høytrykksturbinen driver rundt innløpskompressoren mens lavtrykksturbinen driver rundt hovedkompressoren.

En gassgenerator blir omtalt som en termo-maskin (heat-engine) og er derfor avhengig av høy temperatur i lag med trykk for å kunne fungere. Jo høyere temperatur og trykk en klarer å oppnå, desto høyere effekt kan hentes ut.

Begrensede for en slik motor er at turbinbladene ikke tåler høyere temperatur enn 1200° C.

Virkningsgrad for gassgeneratorer går helt ned til 22 % for eldre modeller og opp til 40 % for de nyeste modellene.

Fordelene med en slik motor er at en kan ha varierende turtall, en kan justere på drivstoff og lufttilførsel alt etter hvilke operasjonspunkt en velger å ligge i for kompressoren.

For installasjon av nye gassgeneratorer på norsk sokkel er det satt krav til at de skal installeres med WHRU (Waste heat recovery unit), som er et gjenvinningsanlegg for å kunne nyttiggjøre den høye eksosgastemperaturen.



## 4 Kompresorteknikk

I dette kapittelet henvises til "Kompresorkurs KEP 2005, Statoil" [4], hvor også figurene er hentet fra.

### 4.1 Ytelse

En sentrifugalkompressor består altså av et roterende løpehjul med en påfølgende diffusor og returkanal. Ytelsene til en slik kompressor blir bestemt av geometri og strømnings-tapet gjennom hvert trinn. Med ytelse for en kompressor menes løftehøyde og virkningsgrad.

Det største energitapet vi finner er intern friksjon i hvert enkelt trinn i tillegg til hastighetsavbøyningen som skjer i løpehjulet. Andre tap er selvfølgelig intern lekkasje i trinnet, det er derfor viktig med gode tetninger.

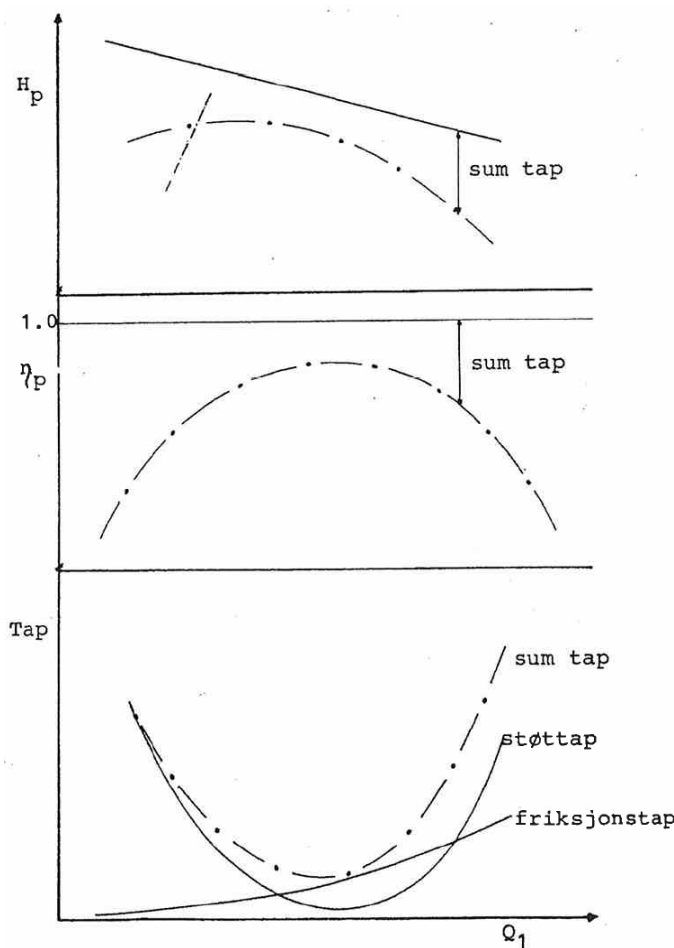


Fig. 4.1.1 Tap og ytelse for et kompresjonstrinn



## 4.2 Løftehøyde

Hver kompressor blir oppgitt med en løftehøyde, dette betyr hvor høyt kompressoren klarer å løfte gassen. Med andre ord hvor mye trykkenergi kompressoren klarer å tilføre det kompressible mediet.

Løftehøyden er et resultat av hastighetsøkningen gjennom løpehjulet, høyere hastighet gir høyere trykk. Dersom hastighetsøkningen holdes konstant vil løftehøyden også holdes tilnærmet konstant, uavhengig av mediets driftsbetingelser (sammensetting, trykk, temperatur, etc.).

Løftehøyde er forklart som den totale entalpidifferansen mellom innløp og utløp av kompressoren.

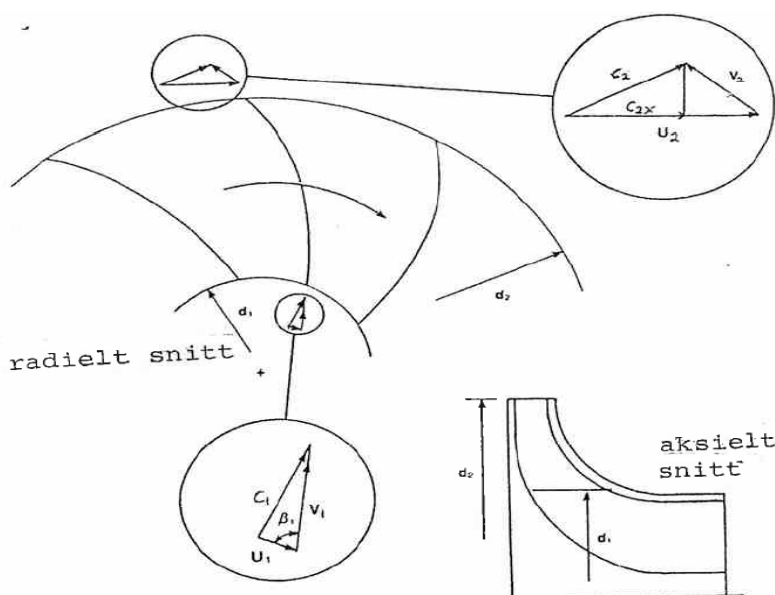


Fig. 4.2.1 Hastighetsdiagram av inn- og utløpet av løpehjulet

En løftehøyde kan oppgis på to måter, isentropisk eller polytropisk.

En isentropisk løftehøyde er en løftehøyde basert på en isentropisk kompresjon, en ideell, tapsfri prosess hvor entropien holdes konstant [4].

En polytropisk løftehøyde blir basert på en polytropisk kompresjon, og tilsvarer integrasjonen av et uendelig antall små isentropiske delkompresjoner. I realiteten betyr dette at en polytropisk kompresjon tar hensyn til energitap til omgivelsene. Forholdene mellom disse skyldes en økende divergens i isobarene ved økt temperatur. Dette medfører igjen til et ulikt avvik mellom de to løftehøydene (polytropisk og isentropisk), avhengig av trykk, temperatur og gassammensetting.

Polytropisk løftehøyde:

$$H_p = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{Z \cdot R \cdot T_1}{MW} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

$n$  : Polytrop eksponent

$Z$  : Gjennomsnittlig kompressibilitetsfaktor

$R$  : Gasskonstant

(4.2.1)

$T_1$  : Innløpstemperatur

$MW$  : Molekylvekt

$p_1$  : Innløpstrykk

$p_2$  : Utløpstrykk

### 4.3 Karakteristikk

En kompressorkarakteristikk skal vise hvor operasjonspunktet er ved den gitte løftehøyden og gjennomstrømningsmengden. Kompressoren opererer langs en kurve som går mellom aksene for løftehøyde og gjennomstrømning. Til venstre for denne kurven finner vi surge regionen, mens vi til høyre finner stonewall regionen.

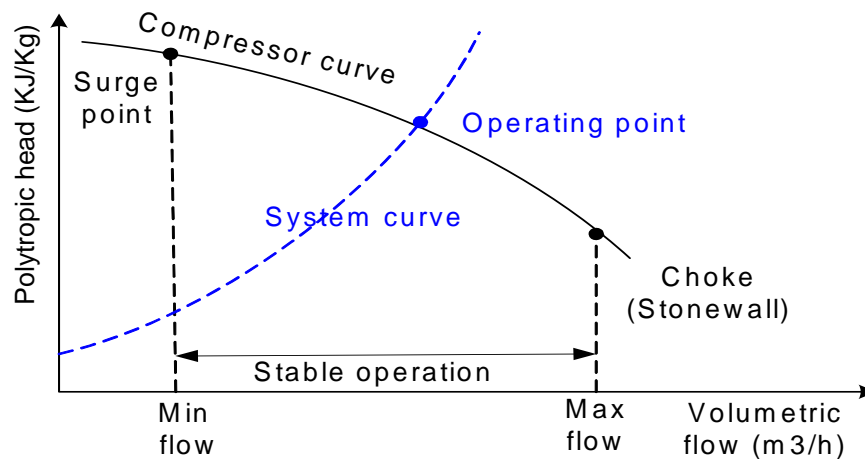


Fig. 4.3.1 Karakteristikk for konstant turtall

Som vi ser i fig. 4.3.1 går kurven mellom de to aksene. Dette er en kurve for fast turtall hvor operasjonspunktet kun beveger seg langs, gitt at driftbetingelsene holdes konstant. I praksis vil dette si at dersom en struper på utløpet av kompressoren, vil utløpstrykket stige mens volumstrømmen vil synke. Operasjonspunktet beveger seg da langs kurven mot venstre. Karakteristikk med kun en kompressorkurve brukes når en har et konstant turtall, problemet med denne reguleringsmetoden er at en må regulere

gjennomstrømningen ved å strupe på innløpet. Noe som gir stort energitap. Større kompressorer blir styrt av sugetrykkskontroller, ved at turtallet forandrer seg etter sugetrykket. Da er det nødvendig med flere kurver i karakteristikken, en kurve for hvert turtallsområde.

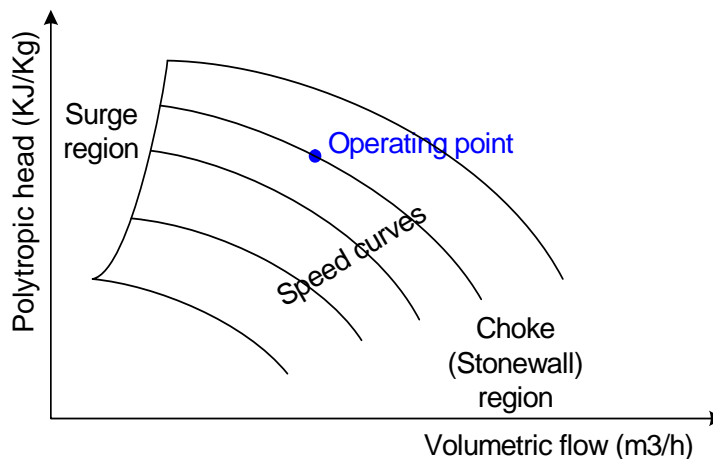


Fig. 4.3.2 Karakteristikk for variabelt turtall

I praksis fungerer dette ved at turtallet øker dersom sugetrykket stiger over ønsket verdi.

#### 4.4 Totalkarakteristikk

Når en skal velge en kompressor for et nytt anlegg er det flere aspekter en må se på.

De aller fleste leverandører baserer seg på ferdigutviklede og testede kompressortrinn, som er dimensjonert ut fra volumstrøm og løftehøyde. Disse kalles standard trinn.

En kan også utvikle spesiallagde trinn som kan gi den beste optimale ytelsen for et gitt driftsområde, dette blir imidlertid mye dyrere.

Ved å addere løftehøyden for hvert trinn en setter sammen vil en få totalkarakteristikken, den totale virkningsgraden finnes ved å ta middelverdien til de ulike trinnene. Jo flere trinn kompressoren har, dess brattere blir karakteristikken.

#### 4.5 Surge

Typisk for både aksial og sentrifugalkompressorer er at det oppstår et fenomen, kalt surge, når gjennomstrømningen kommer under et kritisk punkt. Dette merkes ved store strømnings- og trykkpulsasjoner i internt i kompressoren. Kompressoren mister trykkoppbygningen over kompresjonstrinnene (løpehjulene), dette vil resultere i at vi får en reversert gjennomstrømning i kompressoren.

Fenomenet kan sammenlignes med turbulens over en flyvinge, hvor vingen mister oppdriften og faller.

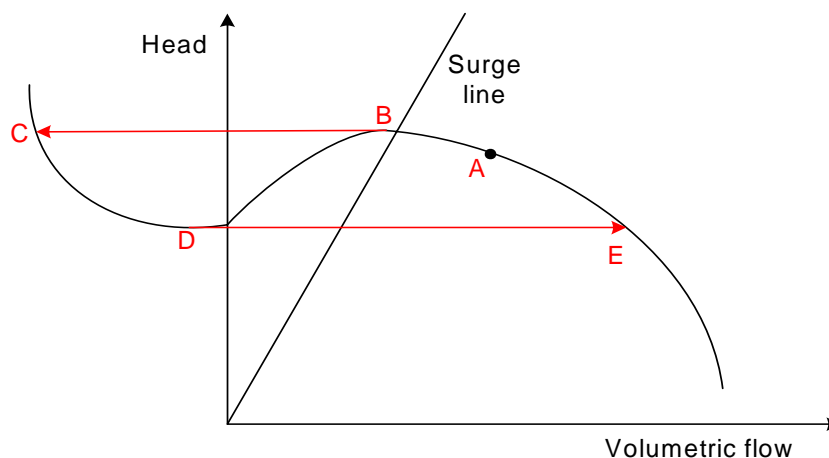


Fig. 4.5.1 Hendelsesforløp ved surge

I fig. 4.5.1 befinner operasjonspunktet i pkt. A og går inn mot surge-linjen, ved denne linjen skapes turbulens internt i kompressoren og kompressoren mister løftet (pkt. B) Gjennomstrømningen vil da presses motsatt veg pga. høyere utløpstrykk (pkt. C). Denne negative gjennomstrømningen vil føre til at utløpstrykket faller mens sugetrykker stiger, løftehøyden vil da falle (pkt. D). Nå er trykket nærmest utlignet mellom inn og ut av kompressoren, og gjennomstrømningen vil gå tilbake til normal strømning (pkt. E). Dette er en typisk surge syklus som ikke varer lenger enn rundt 40 millisekunder. Surge er det verste en kompressor kan utsettes for, pga at en får så store vibrasjoner internt i tillegg til de store temperatursvingningene. For å unngå slike hendelser blir enhver sentrifugalkompressor installert med en antisurge regulering, som til en hver tid skal sørge for nok gjennomstrømning.

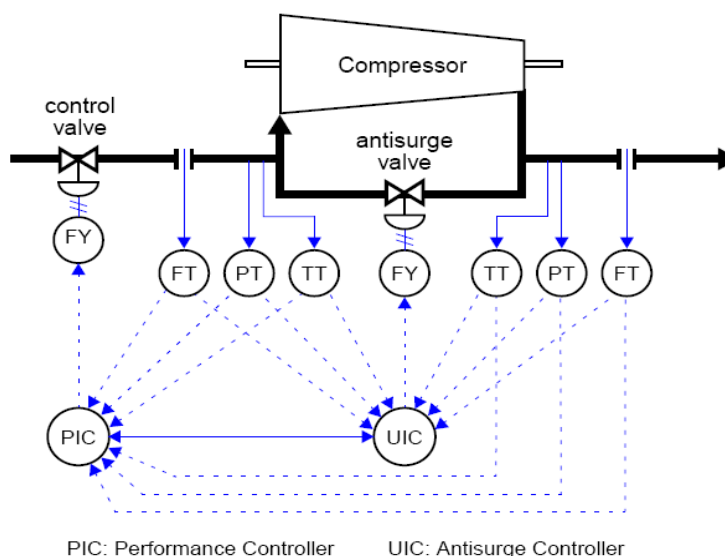
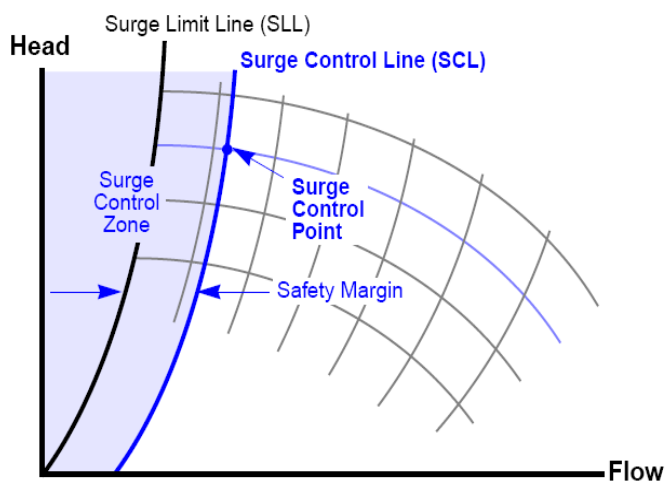


Fig. 4.5.2 Antisurge regulering

Viktig å presisere for *fig 4.5.2* er at gasstrømmen som går i recycle tilbake til kompressoren normalt går gjennom en kjøler og en væskeutskiller.

For at styresystemene for kompressoren skal vite når antisurge ventilen skal åpne, må det legges inn antisurge-linjer i karakteristikken. Her er det flere sikkerhets linjer som blir lagt inn, men de to viktigste er SLL (surge-limit-line) og SCL (surge-control-line).



*Fig. 4.5.3 Surge beskyttelseslinjer*

SCL er den linjen hvor antisurge ventilen skal begynne å åpne. Normalt ligger denne med 5-10 % avstand fra SLL. Dersom operasjonspunktet beveger seg enda lenger mot venstre, skal antisurge ventilen være 100 % åpen når operasjonspunktet når SLL. Går operasjonspunktet enda lenger mot venstre entrer den surge regionen for kompressoren.

En stor aktør innen kompressorreguleringssystemer er CCC (Compressor Controls Corporation). Dette er et firma som har spesialisert seg innefor dette temaet, og har derfor levert reguleringssystemene for kompressorstyring på Valhall.

## 4.6 Stonewall

I motsatt ende av kompressorkarakteristikken finner vi stonewall regionen. Dette betegnes som punktet hvor en har oppnådd maksimal gjennomstrømning. Her avtar virkningsgraden drastisk, og store deler energi går som tap til omgivelsene. Det som kjennetegner stonewall er at kompressoren ikke klarer å opprettholde løftehøyden, da er gjennomstrømningen i kompressoren for stor i forhold til turtallet. I karakteristikken over løftehøyde mot gjennomstrømning, ligger stonewall-linjen nesten helt vertikalt med gjennomstrømningen hvor stonewall inntreffer.

Stonewall inntreffer når hastigheten i løpehjulet på kompressoren kommer opp til lydens hastighet.

## 5 Kompressorregulering

Viktig for optimalisering av et anlegg er å kjenne til hvordan en kompressor oppfører seg ved endring av parametre som trykk, temperatur og molekylvekt.

Som tidligere beskrevet er den polytropiske løftehøyden tilnærmet konstant ved likt turtall, utløpstrykket kan derimot forandre seg en del.

For kompressorstyringen er det nemlig utløpstrykket kontra innløpstrykket som er mest relevant i og med at alle kompressorene, med unntak av 1. trinn, er turtallstyrt fra sugetrykket.

### Molekylvekt

Ved økning av gassens molekylvekt vil utløpstrykket øke.

Dette kan sammenlignes med en væskesøyle for en sentrifugalpumpe, økes tettheten på fluidet vil utløpstrykket fra pumpen økes. Men pumpen vil allikevel pumpe den samme høyden. Det skal legges til at det kreves mer energimengde for å pumpe et tyngre medie, en plutselig forandring kan derfor medføre overbelastning av motor.

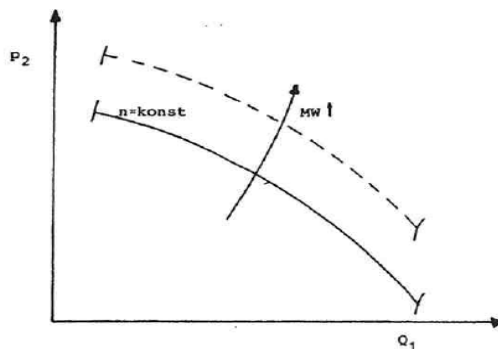


Fig. 5.1 Endring av molekylvekt

Molekylvekten for gasstrømmen på et raffineri vil være mer stabil enn for et anlegg offshore. Grunnen for dette er at en offshore er veldig avhengige av hvilke brønner som produserer, mens en på et raffineri normalt har samlet mange gasstrømmer som gir en mer stabil molekylvekt.

Utfordringene offshore på denne biten blir derfor om kompressreguleringen tar hensyn til endring i molekylvekten, slik at kompressoren blir regulert etter dette.

### Temperatur

Ved økende innløpstemperatur vil utløpstrykket avta. Grunnen er at tettheten til gassen synker, den blir altså lettere.

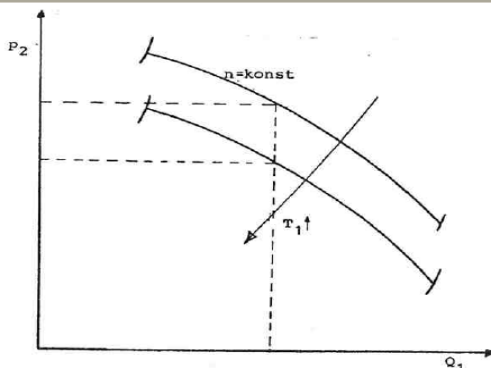


Fig. 5.2 Endring av innløpstemperatur

Det er mulig å justere temperaturen ved å regulere på kjølingen oppstrøms kompressoren, slik at en til en hvis grad kan hjelpe operasjonspunktet bort fra SCL.

### Innløpstrykk

Forholdet mellom inn- og utløpstrykk vil være konstant dersom turtallet holdes konstant. Øker innløpstrykket vil utløpstrykket øke tilsvarende dersom de andre termodynamiske data holdes konstant.

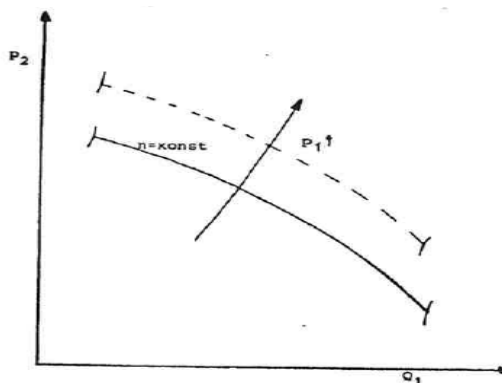


Fig. 5.3 Endring av innløpstrykk

Hvert kompresjonstrinn har som oppgave å løfte gassen fra et satt innløpstrykk til et satt innløpstrykk på neste kompresjonstrinn. Utløpstrykket fra det første trinnet blir da likt innløpstrykket på neste trinn, når vi ser bort fra trykktap i linjen, som inkluderer utstyr som kjølere, væskeutskillere og ventiler.

En kan derfor fordele lasten mellom to kompresjonstrinn ved å justere innløpstrykket på 2. trinnet. Senkes innløpstrykket overtar 2. trinnet mer last fra 1. trinnet, vi får altså en lastfordeling mellom de to trinnene.



## 6 Gassprosesseringsanlegget på Valhall

*Prossbeskrivelsen av gassprosesseringsanlegget på Valhall er beskrevet på bakgrunn av parametre tatt fra case 1 i Hysys, med mottrykket 1500 psig i Norpipe.*

*Prosessbeskrivelsen henviser til vedlegg A og B, flytskjema over olje- og gassprosessen.*

Gassprosesseringsanlegget begynner fra 2. trinns oljeseparator (V-304) hvor gassen blir tatt ut i toppen og ført gjennom en viftekjøler (E-301), gjennom væskeutskiller (V-305) og inn på 1. kompresjonstrinn (K-301). Denne kompressoren regulerer trykket i 2. trinns oljeseparator ved sugetrykket som er satt til 18 psig.

Gassen blir på innløpet kjølt ned til 53° F gjennom 1. trinns innløpskjøler (E-301), dette for å skille ut mest mulig tyngre komponenter som vann og kondensat i 1. trinns væskeutskiller (V-305), samt at kald gass gir bedre kompressorkapasitet.

Vannet fra V-305 blir sendt til vannbehandlingsanlegget mens kondensatet blir sendt tilbake til V-304.

K-301 komprimerer gassen opp til 63 psig for å møte gasstrømmen fra 1. trinns oljeseparator (V-301/2) før de to strømmene går sammen gjennom 2. trinns innløpskjøler (E-302) og blir kjølt ned til 58° F. Vann og kondensat blir skilt ut fra gasstrømmen i 2. trinns væskeutskiller (V-306), vannet blir sendt til vannbehandlingsanlegget mens kondensatet blir sendt tilbake til V-305.

Gasstrømmen går nå inn på 2. kompresjonstrinn (K-302). K-302 komprimerer gassen to ganger, den har derfor to kompresjonstrinn.

1. trinnet komprimerer gassen opp til 145 psig, før gassen blir kjølt i 2. trinns intern kjøler (E-306) med en påfølgende væskeutskiller (V-313). Her blir det utskilte vannet sendt til vannpakken og kondensatet til V-301/2.

Temperaturen er nå nede i 62° F før strømmen entrer 2. trinnet av K-302 og blir komprimert opp til 344 psig.

Gasstrømmen går videre gjennom 3. trinns innløpskjøler (E-303) og blir kjølt ned til 71° F før enda mer vann og kondensat blir tatt ut i 3. trinns væskeutskiller (V-307). Vannet går til vannpakken mens kondensatet går tilbake til V-313.

Trykket økes til 1032 psig i 3. kompresjonstrinn (K-303).

Gasstrømmen ut blir tilsatt MEG (mono etylen glykol) før den blir kjølt til 71° F i viftekjøler E-304. MEG blir tilsatt for å binde til seg vannpartikler i gassen og er derfor veldig viktig for vannutskillingen. En annen viktig årsak for at MEG blir injisert er for å hindre is dannelse i ekspansjonsprosessen.

MEG/vann blir derfor i likhet med kondensat skilt ut i væskeutskiller V-308. MEG/vann sendes til MEG-anlegget mens kondensatet går til NGL-anlegget (V-311).

Ut fra V-308 blir mer MEG tilsatt før gasstrømmen kjøles ned i gass/gass kjøler (E-311), MEG/vann og kondensat blir skilt ut i ekspander væskeutskiller (V-309). MEG/vann blir sendt til MEG-anlegget og kondensatet til V-311. Gasstemperaturen er nå nede i 45° F før strømmen entrer ekspanderdelen av K-305.



Gasstrømmen er nå inne i duggpunktskontrollenheten, hvor en ønsker å senke gasstemperaturen under duggpunktet for gass sammensetningen og skille ut kondensat. Kondensat er en fellesbetegnelse for tyngre komponenter som etan, propan, butan etc.

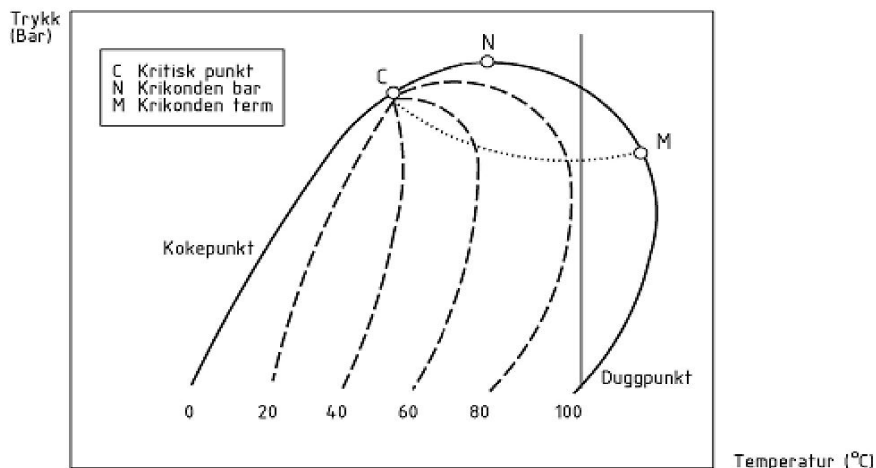


Fig 6.1 Fasekonvolutt

Som en ser i *fig. 6.1* er det ønskelig å senke temperaturen under duggpunktslinjen, da vil en få utskilling av kondensat. En oppnår også å senke temperaturen for den vanndampen som befinner seg i gasstrømmen, og dermed skille ut fritt vann.

Kravet for duggpunkt for vanninnhold er satt til  $-18^{\circ}\text{C}$ , målt ved trykket 69 barg. For gasstrømmen blir duggpunktskontrollenheten operert i forhold til WI (Wobbe-indeks), som avslører mengden av kondensat som er skilt ut av gasstrømmen. Her er grensen at det ikke skal skilles ut HC (hydrokarboner) – kondensat eller hydrater over  $-7^{\circ}\text{C}$  mellom 1 – 69 barg.

I ekspanderdelen av K-305 blir det derfor skapt en ekspansjonskjøling slik at en oppnår væskeutskilling ved å nå duggpunkt. I denne prosessen blir det også frigitt en del kinetisk energi. Denne energien blir benyttet til å drive rundt en aksling som er tilkoblet kompressordelen av K-305. Dette gjøres for å spare energi i kompresjonsprosessen. Duggpunktskontrollenheten er også utstyrt med en Joule-Thompson ventil som kan brukes til samme formålet, ulempen med denne er at en ikke kan benytte den frigitte energien.

Temperaturen ut av ekspander K-305 er  $-4^{\circ}\text{F}$  da strømmen entrer lav temperaturseparator (V-310), her skilles kondensat ut og sendt til V-311 mens MEG/vann går til MEG anlegget.

Gassen forlater V-310 med trykket 550 psig og går på nytt gjennom gass/gass varmeveksler (E-311), denne gang for å kjøle ned strømmen som skal inn på ekspanderdelen.

Gassen varmes derfor opp til  $60^{\circ}\text{F}$  før den entrer kompressordelen av K-305.

Gass/gass veksler E-311 har to formål. Først skal den kjøle ned innløpsgassen til ekspanderen og derfor hjelpe til med utskillingen av kondensat. Senere skal den overføre varmeenergi til gasstrømmen som har vært gjennom ekspanderen. Dette er pga at



gasstemperaturen her vil være så lav at flere komponenter er nær duggpunkt, og derfor fare for væskeutskilling.

En sender derfor gasstrømmen gjennom gass/gass veksleren på nytt for å øke temperaturen. Med dette unngår en væske ansamling inn på kompressordelen av K-305.

Kompressordelen av K- 305 trykker gassen opp til 708 psig og sender den inn til 4. kompresjonstrinn (K-304). Gasstrømmen skal nå ha et så lavt duggpunkt at det ikke lenger er fare for væskeutskilling, det er derfor ikke installert noen innløpskjøler eller væskeutskiller til 4. kompresjonstrinn.

Gasstrømmen trykkes opp til 990 psig i K-304 og sendes videre til booster kompressor (K-701) for siste opptrykking. På vegen blir gassen kjølt ned til 65° F i booster kompressor innløpskjøler (E-701), før den komprimeres opp til 1500 psig og sendt ut på eksportlinjen Norpipe.

All kondensat som blir skilt ut i gassprosessen blir sendt til NGL (natural gas liquid) – systemet for prosessering. Slutt produktet fra NGL – systemet blir injisert i oljeledningen som NGL. Det er satt begrensinger i oljeeksporteringen ved at oljestrømmen ikke får inneholde mer enn 5 vol % metan (som kommer fra NGL) og fordampingen av oljestrømmen (TVP) ved 100° F ikke overstiger 100 psia.



## 6.1 Gass spesifikasjon

Salgsgass blir målt i forhold til energiinnhold, dette kan gjøres på forskjellige måter. På Valhall blir denne definert som GCV (Gross Calorific Value) og WI (Wobbe-indeks). Dette er målinger som tar utgangspunkt i en gass kromatograf, hvor måle prinsippet går ut på å brenne gassen, og derfra kunne definere hvilke komponenter gassen inneholder (metan, etan, propan etc.).

Gassco, som er operatør for Norpipe-ledningen, har ansvar for innholdet av salgsgassen. De har satt grenser på blant annet GCV og WI.

GCV LL 39,62 MJ/ Sm<sup>3</sup>

WI LL 48,35 MJ/ Sm<sup>3</sup>

GCV L 40,16 MJ/ Sm<sup>3</sup>

WI L 49,75 MJ/ Sm<sup>3</sup>

GCV H 42,65 MJ/ Sm<sup>3</sup>

WI H 52,52 MJ/ Sm<sup>3</sup>

GCV HH 43,61 MJ/ Sm<sup>3</sup>

WI HH 52,8 MJ/ Sm<sup>3</sup>

Ut fra Valhall ligger verdiene normalt på 53,3 MJ/Sm<sup>3</sup>, dette er som vi ser ut fra grensene høyere enn tillatt.

Men i og med at Valhall kun leverer rundt 2,2 MSm<sup>3</sup>/d har dette veldig liten innvirkning på totalstrømningen i Norpipe som ligger rundt 26 MSm<sup>3</sup>/d. En kan derfor benytte oss av denne muligheten til å optimalisere gasstoget. Justering av energi innholdet vil ha mest innvirkning på hvordan duggpunktskontrollenheten opereres da det er denne som tar ut de tyngste komponentene i gassen.

Det er derfor gitt tillatelse for å ha WI mellom 51-56,4 MJ/Sm<sup>3</sup>.

Måleprinsippet GCV går ut på å måle mengden av vann som blir igjen etter forbrenningen [1].

I en forbrenningen mellom hydrokarboner og oksygen dannes H<sub>2</sub>O, store deler av denne vannmengden vil fordampe under forbrenningen pga temperaturen. Ved å måle energiinnholdet i den resterende vannmengden, vil en kunne definere hvor mye energi gassen inneholder.

WI blir beregnet etter GCV:

$$WI = \frac{GCV}{\sqrt{G_s}} \quad (6.1)$$

*WI* : Wobbe – indeks

*G<sub>s</sub>* : Spesifikk tyngde

Grunnen til at det er forskjell på måleresultatene på disse er at WI tar hensyn til gassens spesifikke vekt.

Hovedhensikten med denne er at den tar hensyn til de ikke brennbare gassene som CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub> osv.



## 7 Prosessoptimalisering

Dataprogrammet som blir benyttet i denne oppgaven er Hysys fra firmaet AspenTech, et firma som har spesialisert seg innenfor prosess simulering.

BP Norge har laget en modell av hele olje og gass behandlingsanlegget på Valhall og det er denne modellen som blir brukt i denne kandidatoppgaven.

Modellen er bygget opp ved at enhetsoperasjonene (pumper, kompressorer, varmevekslere, separatorer, væskeutskillere osv.) blir kopiert inn i et flytdiagram, og tilknyttet material- og energistrømmer. Programmet simulerer så hver enhetsoperasjon i prosessen, og beregner energi- og masseballanser for alle strømmene inn og ut fra hver komponent.

### 7.1 Valhall modell

Det ble for en tid tilbake lagt inn operasjonskurver for pumper og kompressorer. For K-301, K-302 og K-303/4 er kurvene oppdatert fra tester utført av CCC (Compressor Controls Corporation), mens for K-701 er det de originale kurvene som ligger inne. Et reelt problem med dette er at kurvene ikke nødvendigvis stemmer lenger pga av slitasje gjennom årenes løp.

Modellen som er laget for Valhall regner ut alle termodynamiske beregninger ved hjelp av Peng-Robinson's tilstandsligning. Dette er en anerkjent ligning som er mye brukt i oljeindustrien og gir i de fleste tilfeller gode resultater.

Det viktigste for denne oppgaven er kurvene for kompressorene, den polytropiske løftehøyden for hvert turtall og SLL. Et problem som kom opp under oppgaven var at hverken SLL eller SCL for kompressorene var lagt inn i Hysys-modellen, det ble derfor antatt fra ingeniøravdelingen i BP at SLL befant seg hvor operasjonskurvene tok slutt. SCL ble derfor lagt med avstand 5-10 % til høyre for SLL.



## 7.2 Kompresjonstrinnene på Valhall

### 1. Trinn, K-301

K-301 er en sentrifugalkompressor utstyrt med 6 løpehjul i serie som er levert av Maag. Den blir drevet av en elektromotor fra Parason-Peebles.

Motoren er oppgitt til å kunne yte 860 hp, men tester viser at denne kan yte betraktelig mer. Den har etter all sannsynlighet blitt byttet i løpet av årene, uten at dette kan dokumenteres [2].

Elektromotoren går med konstant turtall på 11371 rpm, slik at mengdereguleringen skjer ved struping på innløpet.

### 2. Trinn, K-302

K-302 er en sentrifugalkompressor utstyrt med 8 løpehjul fordelt på 2 kompresjonstrinn. Kompressoren er levert av Ingersoll-Rand (nå Dresser-Rand) og blir drevet av en gassturbin av typen Avon fra Rolls Royce.

Gassturbinen er oppgitt til å kunne yte 18640 hp, men grunnet slitasje kan en kun regne med 70-75 % av total effekten (ca 13500 hp). Disse tallene er hentet fra driftsdata, og er altså ikke testet ut fra maks effekt [2].

Kompressoren har et varierende turtall og blir styrt ut i fra sugetrykket.

Det høyeste kompressorturtall er målt til 5069 rpm (fra 22/03-07) [2].

### 3. og 4. Trinn, K-303/4

K-303 og K-304 er begge sentrifugalkompressorer som sitter på samme aksling.

K-303 er utstyrt med 5 løpehjul og K-304 med 2 løpehjul.

Kompressorene er begge levert av Ingersoll-Rand og blir drevet av en gassturbin fra Rolls Royce.

Gassturbinen er oppgitt til å kunne yte 18640 hp, men grunnet slitasje kan en kun regne med 70-75 % av total effekten (ca 13500 hp). Er også hentet fra driftdata.

Kompressorene er montert i hver sin kapsling og har akselbinding med power turbinen.

Kompressorene har et varierende turtall og blir styrt ut i fra sugetrykket til K-303.

Det høyeste kompressorturtall er målt til 8960 rpm (fra 01/08-07) [2].

### Booster kompressor, K-701

K-701 er en sentrifugalkompressor utstyrt med 5 løpehjul, levert av Dresser-Rand.

Kompressoren blir drevet av en gassturbin fra Solar.

Gassturbinen er oppgitt til å kunne yte 5440 hp, men grunnet slitasje kan en kun regne med 65 % av total effekten (ca 3500 hp). Er også hentet fra driftdata.

Kompressoren har et varierende turtall og blir styrt ut i fra sugetrykket.



## 7.3 Betingelser for case

Prosessimuleringene er gjort på grunnlag av følgende kriterier:

- Trykket i 1. trinns oljeseparator er satt til 66,72 psig, som er satt ut fra sugetrykket til 2. trinnskompressor, K-302.
- Trykket i 2. trinns oljeseparator er satt til 17,76 psig, som er satt ut fra sugetrykket til 1. trinnskompressor, K-301.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-301, er satt til 53° F. Innløpskjøler til 1. trinnskompressor, K-301.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-302, er satt til 58° F. Innløpskjøler til 2. trinnskompressor, K-301.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-306, er satt til 62° F. Intern kjøler på 2. trinnskompressor, K-302.1 / 302.2.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-303, er satt til 71° F. Innløpskjøler til 3. trinnskompressor, K-303.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-304, er satt til 71,2° F. Kjøler oppstrøms gass/gass kjøler, E-311.
- Temperaturen nedstrøms ekspander, K-305, er satt til -4° F. Denne temperaturen vil forandre seg avhengig hvor stort trykkfall det er over ekspanderdelen av K-305. Et reelt problem med turboekspanderen er at operasjonskurvene ikke stemmer overens med operasjonskurvene for kompressordelen. Som tidligere beskrevet henger disse sammen på en felles aksling, dette vil si at de har likt turtall. Problemet er derfor løst ved at den polytropiske virkningsgraden for ekspanderen er satt til 65 %, dette er en reel virkningsgrad tatt ut fra temperatur og trykkfall.
- Temperaturen nedstrøms viftekjøler, E-701, er satt til 65° F. Innløpskjøler til booster kompressor, K-701.
- Maks temperaturen på gasstrømmen til eksport er 163° F.
- Wobbe-indeks på eksportgass skal ligge mellom 51-56,4 MJ/Sm<sup>3</sup>.
- Maks O<sub>2</sub> innhold på eksportgass er 2 ppm.
- Maks CO<sub>2</sub> innhold i eksportgass er 2,0 mol %.
- Ingen utskilling av HC kondensat eller hydrater over -7°C mellom 1 - 69 barg.
- Duggpunktet for vann i eksportgass skal være under -18°C ved 69 barg.
- Mottrykket i Norpipe blir satt til 1500 psig i case 1 og 1750 psig i case 2.



## 7.4 Case 1

Hensikten med dette caset var å optimalisere anlegget ved et konstant mottrykk på 1500 psig og variere gjennomstrømningen fra 80-60 MMSCFD.

Gjennom caset ble operasjonspunktet for kompressortrinnene justert til hva som er fysisk mulig å drive, og derfra ble lasten fordelt mellom de fem kompresjonstrinnene.

Operasjonspunktene ble så justert inn slik at avstanden til SLL var rundt 5-10 %.

Resultatene ble satt inn i tabeller og sammenlignet for effekt, turtall og recycle-strømning.

<b>80 MMSCFD - 1500 psig</b>					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 284	11 371	92,55	5,3	17,76
K-302.1	4 617	4 923	3	5,1	62,72
K-302.2	6 513	4 907	10	17,2	144
K-303	9 763	8 999	17	29,1	340
K-304	1 963	9 000	0	0	708
EX-305	1 091	16 770	0	0	1030
K-305	1 091	16 770	0	0	548
K-701	2 289	12 860	9	14,1	992
WI: 53,41 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 6 728 bbl/d			

Tabell 7.4.1

<b>70 MMSCFD - 1500 psig</b>					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 230	11 371	92,25	5,3	17,76
K-302.1	4 639	4 946	10	17,1	62,72
K-302.2	6 658	4 960	18	31,3	145
K-303	9 756	8 965	25	42,8	345
K-304	1 801	8 970	0	0	712
EX-305	957	16 630	0	0	1038
K-305	957	16 630	0	0	553
K-701	2 229	11 180	15	23,3	1000
WI: 53,40 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 5 875 bbl/d			

Tabell 7.4.2



60 MMSCFD - 1500 psig					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 202	11 371	92,25	5,3	17,76
K-302.1	4 702	4 960	18	30,8	62,72
K-302.2	6 598	4 947	25	43,3	145
K-303	9 662	8 954	32	54,6	344
K-304	1 729	8 964	3	6,3	708
EX-305	825	16 410	0	0	1032
K-305	825	16 410	0	0	551
K-701	2 352	12 920	23	36,0	990
WI: 53,40 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 5 025 bbl/d			

Tabell 7.4.3

Mottrykk 1500 psig				
	Design [hp]	80 MMSCFD [hp]	70 MMSCFD [hp]	60 MMSCFD [hp]
K-301	<b>860</b>	1 284	1 230	1 202
K-302.1		4 617	4 639	4 702
K-302.2		6 513	6 658	6 598
Total 2. trinn	<b>18 640</b>	<b>11 130</b>	<b>11 297</b>	<b>11 300</b>
K-303		9 763	9 756	9 662
K-304		1 963	1 801	1 729
Total 3. og 4. trinn	<b>18 640</b>	<b>11 726</b>	<b>11 557</b>	<b>11 391</b>
EX / K-305	<b>2 056</b>	1 091	957	825
K-701	<b>5 850</b>	2 289	2 229	2 352
<b>Total (uten EX/K-305)</b>		<b>28 611</b>	<b>28 227</b>	<b>27 895</b>

Tabell 7.4.4

Resultatene fra case 1 viser at det ikke skiller mye mellom effektbehovet for de tre strømningsratene. Forklaringen på dette er at en stor del av gasstrømmen går i recycle, altså at totalstrømningen for hver av kompressorene ikke forandrer seg mye. Det skal legges til at anlegget er designet for produksjon på 165 MMSCFD, noe som er adskillig mye høyere enn de simulerte scenario.

Noe som det er forskjell på er utskillingen av kondensat, naturlig nok inneholder den største strømningsraten mest kondensat og at det her skilles ut mest.

Energiinnholdet i gassen, WI, holdes innefor ønskede verdier for alle strømningsratene.



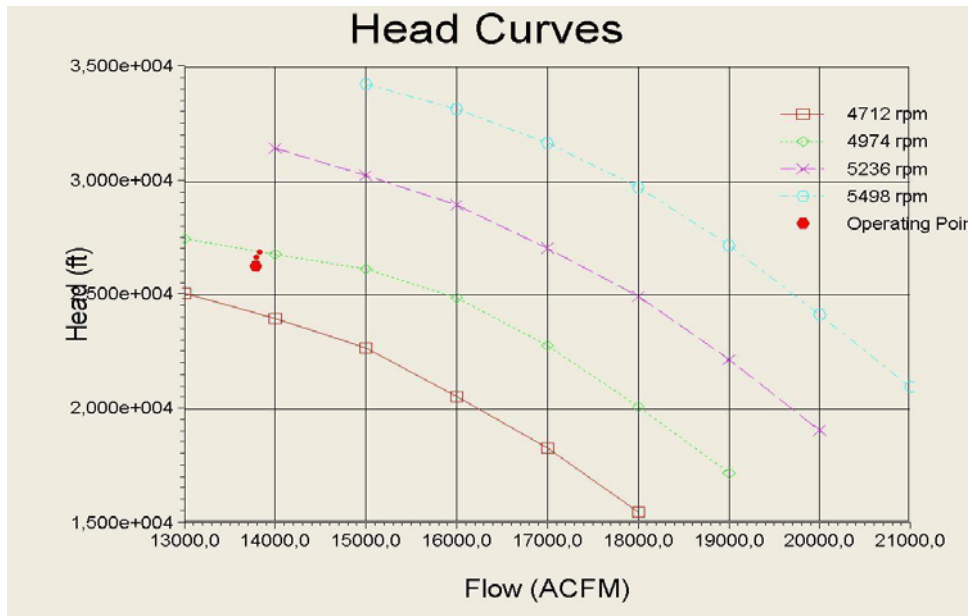


Fig. 7.4.5: Plot K-302.1. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1500 psig

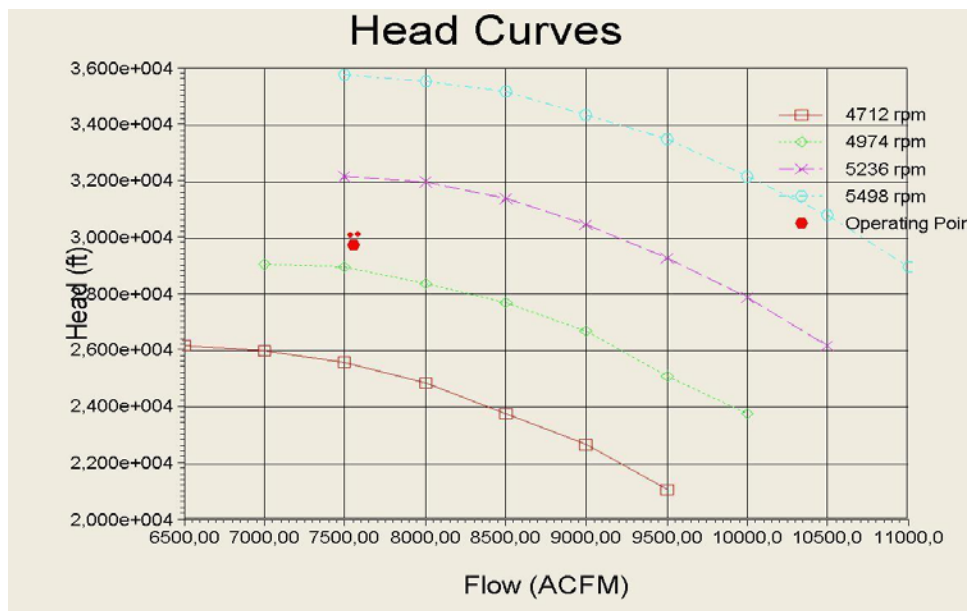


Fig. 7.4.6: Plot K-302.2. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1500 psig

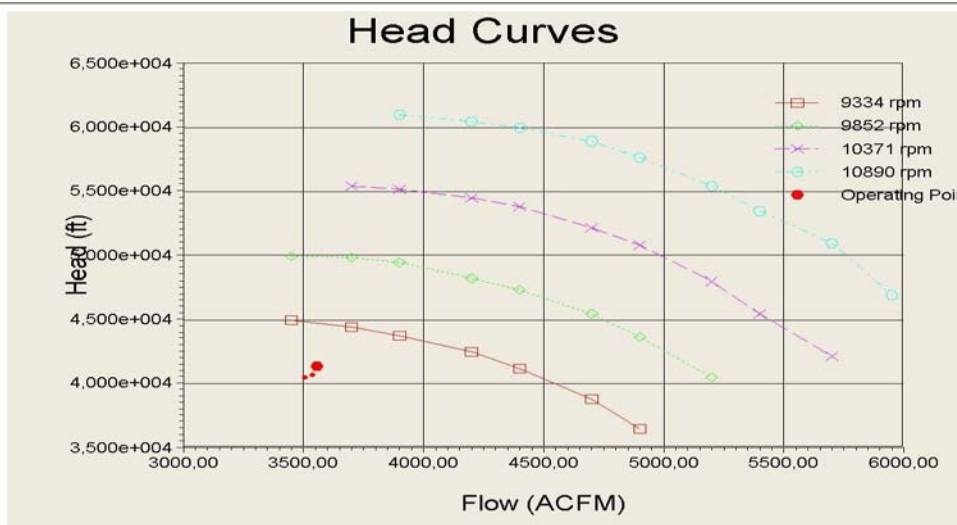


Fig. 7.4.7: Plot K-303. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1500 psig

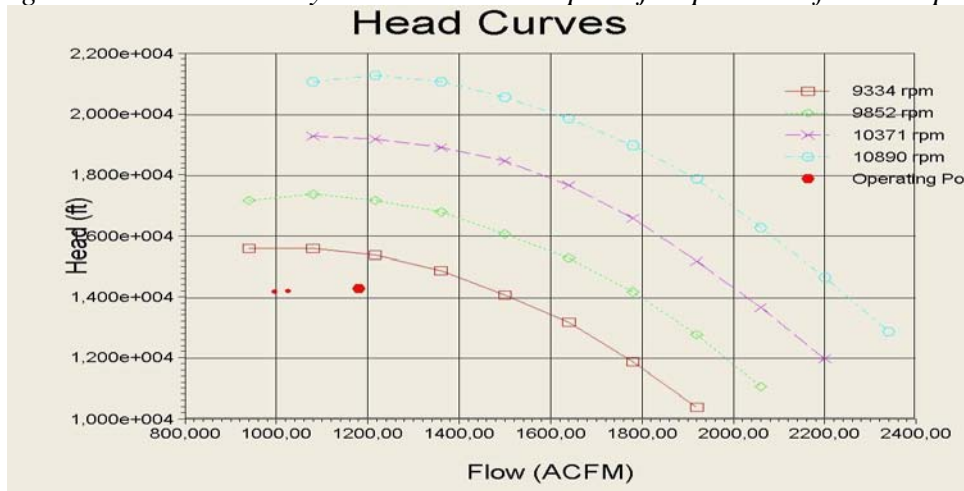


Fig. 7.4.8: Plot K-304. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1500 psig

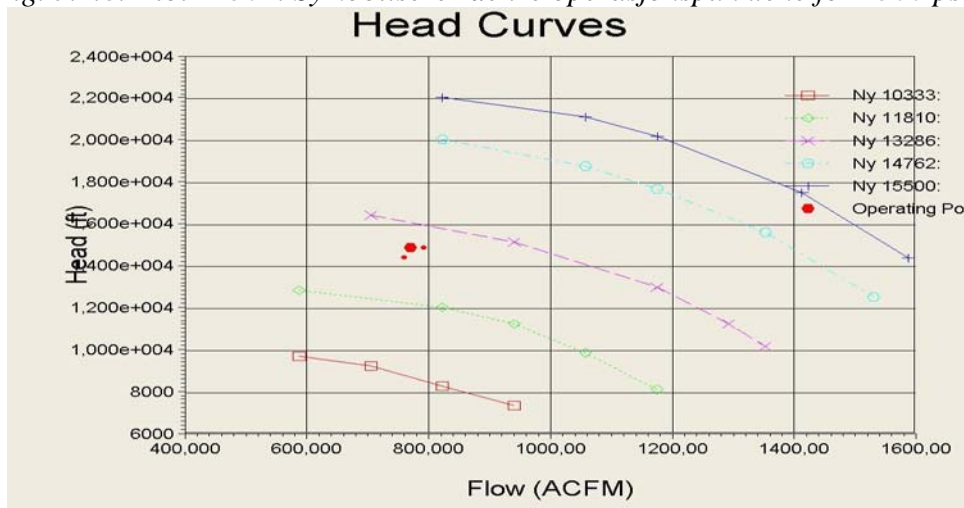


Fig. 7.4.9: Plot K-701. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1500 psig

Fig. 7.4.5 – 7.4.9 viser kompressorkartene for alle kompresjonstrinnene, med unntak av K-301, for case 1 ved mottrykket 1500 psig.

I kartet er operasjonspunktene plottet med tre røde punkter, et stort og to mindre. Kartplottene viser at alle operasjonspunktene ligger med 5-10 % avstand til den antatte SLL. Den antatte SLL er satt til venstre, hvor karakteristikken for hvert turtall tar slutt. Den totale recycle-strømningen for case 1 er presentert i tabell 7.4.10.

Mottrykk 1500 psig	
Gjennomstrømning [MMSCFD]	Recycle-strømning [MMSCFD]
80	70,7
70	119,8
60	176,3

Tabell 7.4.10

Tabellen viser at den totale recycle-strømningen for alle kompresjonstrinne øker når leveringsmengden ut til Norpipe-ledningen avtar. Dette forklares ved at operasjonspunktene for hvert kompresjonstrinn kommer nærmere SLL og at en derfor må kompensere ved å føre mer gass i recycle.

## 7.5 Case 2

Hensikten med dette caset var å optimalisere anlegget ved et konstant utløpstrykk på 1750 psig og variere gjennomstrømningen fra 80-60 MMSCFD.

Gjennom dette caset ble kompresjonstrinnene justert til maksimalt turtall for 2., 3. og 4. kompresjonstrinn. Dette pga at en var usikker på om effektbehovet for booster kompressor K-701 kom til å overstige design effekt. Grunnen for at gasstoget ble operert slik var at mottrykket i case 2 var mye høyere enn normalt mottrykk på rundt 1400 psig. Operasjonspunktene ble så justert inn slik at avstanden til SLL var rundt 5-10 %. Resultatene ble satt inn i tabeller og sammenlignet for effekt, turtall og recycle-strømning.

80 MMSCFD - 1750 psig					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 288	11 371	92,25	5,27	17,76
K-302.1	4 990	5 018	4	7,0	62,72
K-302.2	7 030	5 016	12	21,32	149
K-303	10 510	9 072	19,5	34,68	358
K-304	2 087	9 079	0	0	756
EX-305	1 079	16 640	0	0	1105
K-305	1 079	16 640	0	0	587
K-701	3 410	14 110	19	37,96	1070
WI: 53,35 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 6821 bbl/d			

Tabell 7.5.1



70 MMSCFD - 1750 psig					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 235	11 371	92,25	5,27	17,76
K-302.1	5 069	5 063	22	19,63	62,72
K-302.2	7 270	5 062	11	39,65	152
K-303	10 580	9 018	29	51,71	367
K-304	1 940	9 030	2	4,38	763
EX-305	946	16 460	0	0	1118
K-305	946	16 460	0	0	594
K-701	3 347	14 020	26	46,83	1075
WI: 53,34 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 5 944 bbl/d			

Tabell 7.5.2

60 MMSCFD - 1750 psig					
	Effekt [hp]	Turtall [rpm]	Recycle [%]	Recycle [MMSCFD]	Sugetrykk [psig]
K-301	1 205	11 371	92,25	5,26	17,76
K-302.1	5 055	5 061	28	32,13	62,72
K-302.2	7 181	5 084	18	50,46	152
K-303	10 460	9 016	35	62,49	367
K-304	1 920	9 022	7	15,12	764
EX-305	811	16 230	0	0	1120
K-305	811	16 230	0	0	596
K-701	3 383	14 130	31	56,12	1068
WI: 53,33 MJ/Sm <sup>3</sup>		NGL: 5 082 bbl/d			

Tabell 7.5.3

Mottrykk 1750 psig				
	Design [hp]	80 MMSCFD [hp]	70 MMSCFD [hp]	60 MMSCFD [hp]
K-301	<b>860</b>	1 288	1 235	1 205
K-302.1		4 990	5 069	5 055
K-302.2		7 030	7 138	7 181
Total 2. trinn	<b>18 640</b>	<b>12 020</b>	<b>12 207</b>	<b>12 236</b>
K-303		10 510	10 580	10 460
K-304		2 087	1 940	1 920
Total 3. og 4. trinn	<b>18 640</b>	<b>12 597</b>	<b>12 520</b>	<b>12 380</b>
EX / K-305	<b>2 056</b>	1 079	946	811
K-701	<b>5 850</b>	3 410	3 347	3 383
<b>Total (uten EX/K-305)</b>		<b>29 315</b>	<b>29 309</b>	<b>29 204</b>

Tabell 7.5.4

Resultatene fra case 2 viser også at det ikke skiller mye mellom effektbehovet for de tre strømningsratene. Kondensat utskilling er også her naturlig nok størst for den høyeste strømningsraten.

Energiinnholdet i gassen, WI, holdes også innefor ønskede verdier for alle strømningsratene.

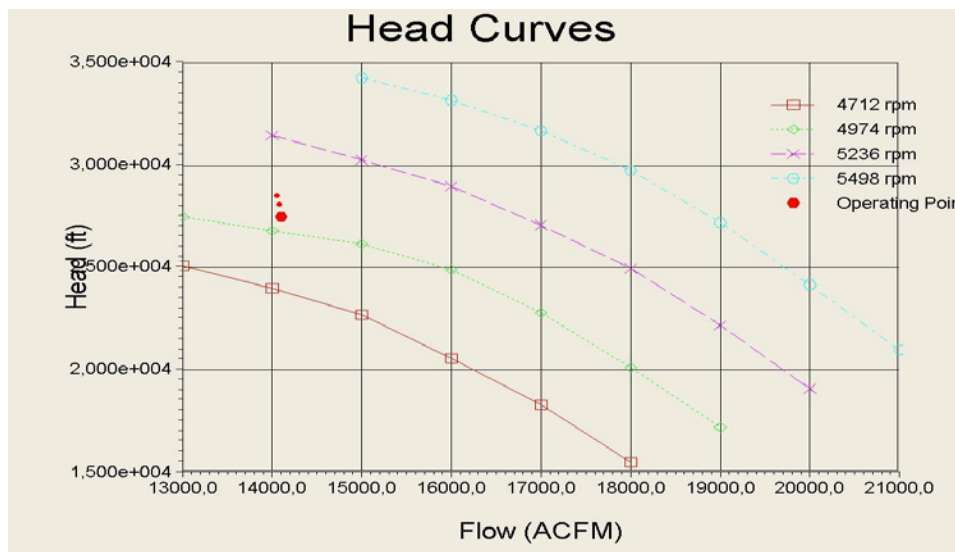


Fig 7.5.5: Plot K-302.1. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1750 psig

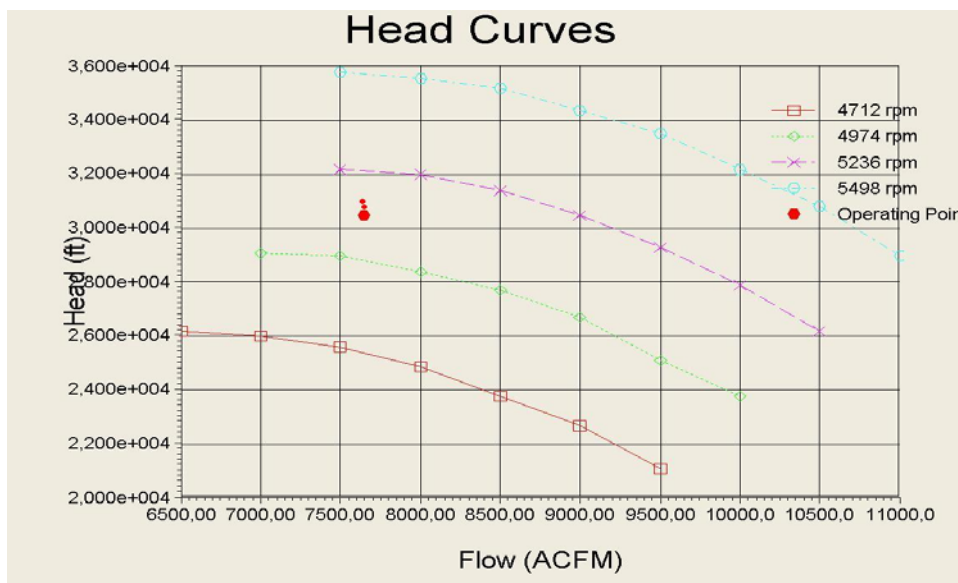


Fig 7.5.6: Plot K-302.2. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1750 psig

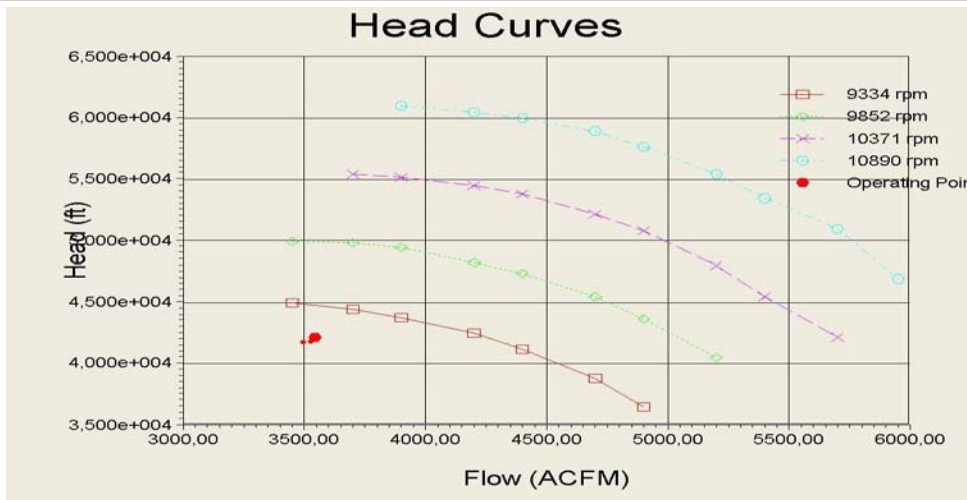


Fig 7.5.7: Plot K-303. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1750 psig

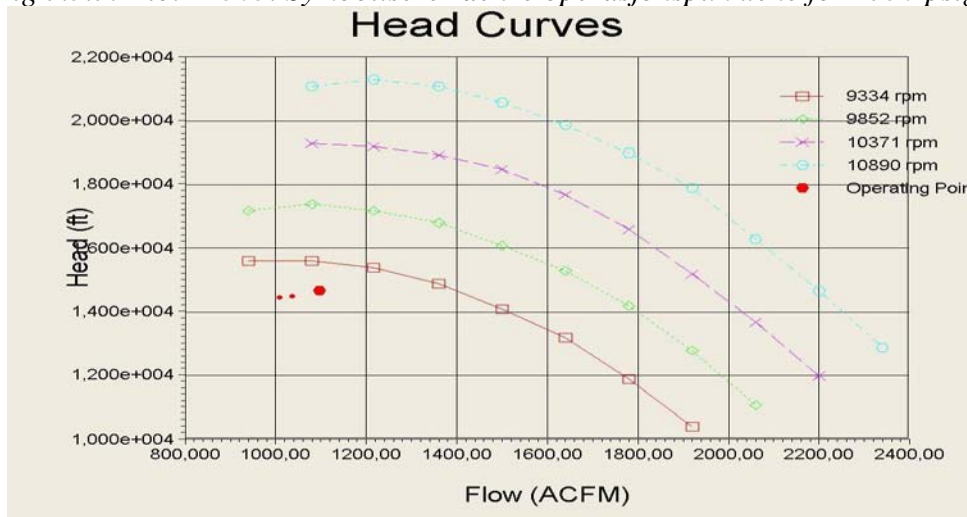


Fig 7.5.8: Plot K-304. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1750 psig

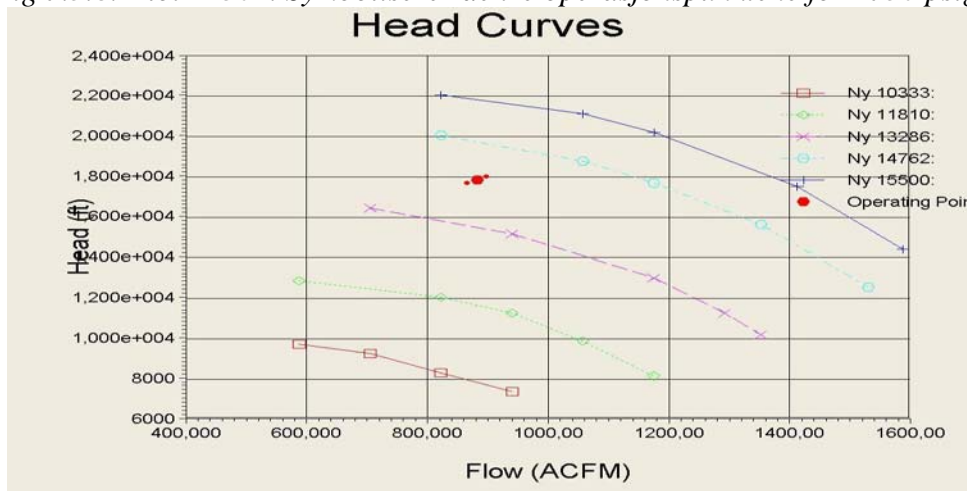


Fig 7.5.9: Plot K-701. Symboliserer de tre operasjonspunktene for 1750 psig



Fig. 7.5.5 - 7.5.9 viser kompressorkartene for alle kompresjonstrinnene, med unntak av K-301, for case 2 ved mottrykket 1750 psig.

Den totale recycle-strømningen for case 2 er presentert i *tabell 7.5.10*.

<b>Mottrykk 1750 psig</b>	
Gjennomstrømning [MMSCFD]	Recycle-strømning [MMSCFD]
80	106,2
70	164,5
60	221,6

*Tabell 7.5.10*





## 7.6 Drivstoff

Ved å ballansere lasten best mulig mellom hvert av kompresjonstrinnene begrenses recycle-strømningen til det minimale, en oppnår dermed det laveste turtallet og det laveste effekt behovet.

I og med at drivstoff forbruket henger sammen med utslippet av CO<sub>2</sub>, kan en derfor estimere de totale CO<sub>2</sub>-kostnadene for hele kompressortoget.

Det er laget en tilnærmet formel (8,6) som tar hensyn til drivstoffbehov for hver enkel hestekreft [5]:

Drivstoff forbruk pr. hp: 0,4 lb / hr

Brennverdi: 22,276 lb / lb · mol

Volum konstant: 375,5 SCF / lb · mol (7,6)

$$V_{\text{Drivstoff}} = \frac{0,4 \text{ lb / hr} \cdot 375,5 \text{ SCF / lb} \cdot \text{mol}}{22,276 \text{ lb / lb} \cdot \text{mol}} = \underline{6,743 \text{ SCF / hr} \cdot \text{hp}}$$

Ut fra resultatene en får fra Hysys kan en estimere det totale drivstoff forbruket for hele kompressortoget, *tabell 7.6.1 / 7.6.2*.

I denne tabellen kan en også ta høyde for de totale CO<sub>2</sub>-kostnadene.

CO<sub>2</sub>-avgiften er 0,8 NOK/Sm<sup>3</sup> med naturgass. [6]

Mottrykk 1500 psig				
Gjennomstrømning [MMSCFD]	Effekt [hp]	Drivstoff forbruk		CO <sub>2</sub> -avgift [NOK/D]
		[MSCF/hr]	[MMSCFD]	
80	27 327	184,27	4,42	100 182
70	26 997	182,04	4,37	98 973
60	26 693	179,99	4,32	97 858

*Tabell 7.6.1*

Mottrykk 1750 psig				
Gjennomstrømning [MMSCFD]	Effekt [hp]	Drivstoff forbruk		CO <sub>2</sub> -avgift [NOK/D]
		[MSCF/hr]	[MMSCFD]	
80	28027	188,99	4,54	102 749
70	28074	189,30	4,54	102 921
60	27999	188,80	4,53	102 646

*Tabell 7.6.2*





## Diskusjon

Hysys-modellen for Valhall ble justert til standard oppsett som er i tråd med verdier tatt fra anlegget offshore. Dvs. trykket i 1.trinns oljeseperator ble satt til 66,75 psig og 2. trinns oljeseperator til 17,76 psig. Temperaturene på viftekjølerne oppstrøms hvert kompresjonstrinn ble justert til en gjennomsnittstemperatur mellom sommer og vinter for å gi et mer representativt bilde av simuleringene.

Videre ble gjennomstrømning og mottrykk justert i takt med programmet for hver case. Gjennomføringen av simuleringene ble gjort ved å fordele lasten mest lik mellom de fem kompresjonstrinnene. utfordringer med denne metoden var at de forskjellige kompressorene hadde ulik begrensing, både på turtall og effektbehov.

Momenter som var uklare i oppgaven var 1. kompresjonstrinn, K-301, og turboekspander, K-305.

K-301 er i leverandørdata oppgitt til å ha et maksimalt effektbehov på 860 hp, dette viste seg ved modellens beregninger ikke å stemme. En stiller derfor stort spørsmålstegn vedrørende elektromotoren som driver denne [2].

K-305, som består av turboekspander og en påhengt bremsekompressor, blir beregnet i forhold til operasjonskurver og virkningsgrad for begge utstyr. utfordringene rundt dette var at operasjonspunktene ikke stemte overens med hverandre, dette ble lagt merke til ved at den polytropiske virkningsgraden på ekspanderdelen ble for lav (45 %). Kurvene for ekspanderdelen ble derfor slettet og det ble satt en fast polytropisk virkningsgrad til 65 %, som gjensker driftscenariene som en har offshore.



## Konklusjon

Målet for denne kandidatoppgaven var å anbefale et kjøreprogram for hvordan sugetrykket for hvert kompresjonstrinn på Valhall burde være. Hensikten var da å redusere strømmingen av recycle-gass til et minimum, og dermed minimalisere effektbehovet for kompressortoget.

Bakgrunnen for oppgaven ble gitt pga av at mottrykket i gassledningen, Norpipe, skulle økes og at dette ville gi store utslag på last fordelingen mellom kompresjonstrinnene.

Konklusjonen blir da at kandidaten gjennom oppgaven har laget et program som er mulig å operere anlegget etter. Det gjenstående arbeidet blir å operere anlegget etter de retningslinjene som oppgaven har anbefalt.

Operasjonsgrensene som er blitt utarbeidet i denne rapporten er derfor presentert i hver av casene, og henviser til hvilket sugetrykk hvert kompresjonstrinn bør ligge på dersom mottrykket i Norpipe og gjennomstrømningen i anlegget skulle være lik de simulerte scenario.

Ved å oppnå den laveste mulig recycle-strømning i anlegget har en også klart å effektivisere anlegget mest mulig økonomisk, slik at drivstoff mengde og CO<sub>2</sub> – utslipp er beregnet ut fra dette. I casene viste det seg at de høyeste strømmingene krevde mest effekt, og derfor mest drivstoff.

NGL – produksjonen har også direkte sammenheng med gjennomstrømningen, de høyeste strømmingene gav mest NGL. Her skal det nevnes at NGL – anlegget ikke er optimalisert, dette er blitt operert etter standard oppsett i Valhall-modellen.

Energiinnholdet, WI, i eksportgassen forandret seg veldig lite ved forandring i gjennomstrømning, selv om det var en liten forskjell i WI for de to casene.

Som det ble forklart i teoridelen ser kandidaten klar sammenheng i hvordan WI og kondensatutskilling er avhengig av hvordan duggpunktskontrollenheten opereres.

Høyere trykkfall over ekspanderdelen av K-305 gir mer utskilling av kondensat, og derfor lavere WI.



## Forkortelser

MEG:	Mono etylen glykol.
NGL:	Natural gas liquid.
SCL:	Surge-control-line.
SLL:	Surge-limit-line.
MJ/Sm <sup>3</sup> :	Mega Joule pr. Standard kubikk meter.
GCV:	Gross calorific value.
WI:	Wobbe-indeks.
NOK / D:	Norske kroner pr. døgn.
MMSCFD:	10 <sup>6</sup> Standard kubikk fot pr. døgn.
Msm <sup>3</sup> :	Millioner standard kubikk meter.
CCC:	Compressor Controls Corporation.
HC:	Hydrokarboner.
Bbl/d:	Fat pr. døgn.
WHRU:	Waste heat recovery unit



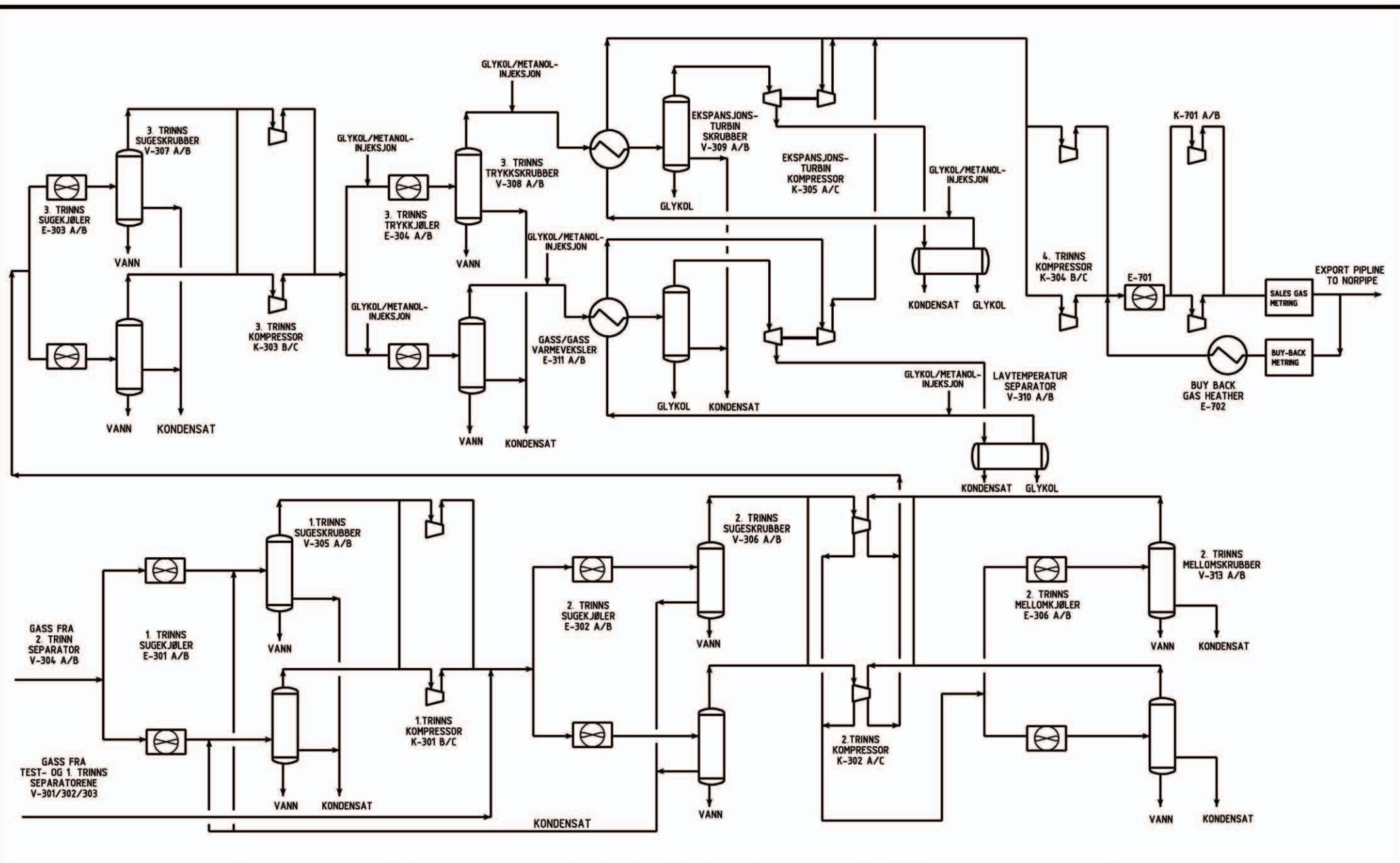
---

## Kilder

- [1] Gas Conditioning And Processing  
John M. Campbell (2004)
- [2] Study Report, Valhall Increased Back Pressure,  
Grenland Group (2007)
- [3] Ingersoll-Rand Gass Kompressor kurs  
Mars 1986, AMOCO intern kurs.
- [4] Kompressorkurs KEP-2005, Statoil
- [5] Exceeding 151 MMSCFD Gas On Valhall  
Arild Sunde (1997)
- [6] Oljedirektoratet internettside:  
[http://www.npd.no/Norsk/Emner/Ytre+miljo/beregning\\_co2\\_avgift.htm](http://www.npd.no/Norsk/Emner/Ytre+miljo/beregning_co2_avgift.htm)
- [7] BP internettside: [www.bp.no](http://www.bp.no)
- [8] Gassco internettside: [www.gassco.no](http://www.gassco.no)



## Vedlegg



NOTES:  
  
FOR DRIFTSHÅNDBOK

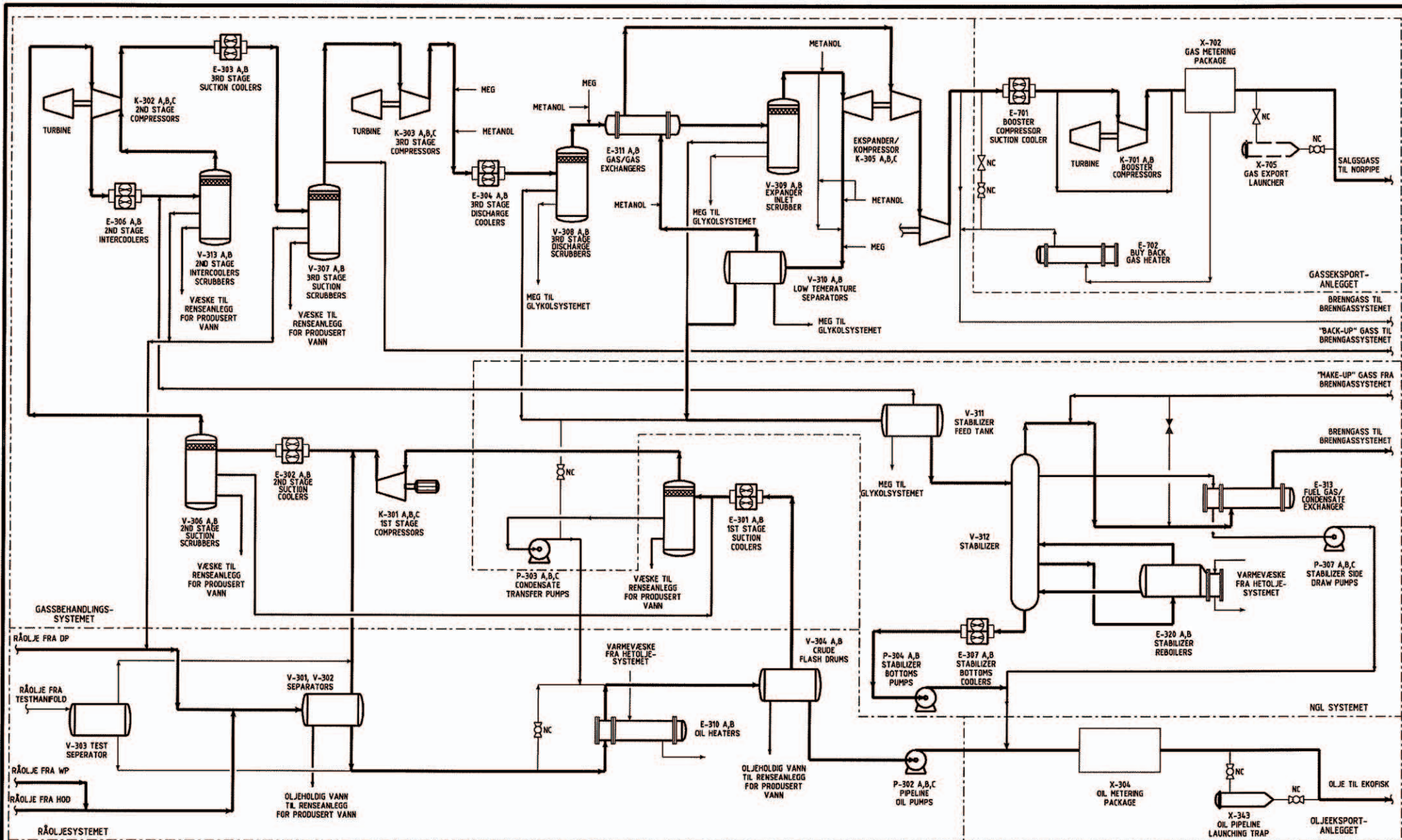
REFERENCE DRAWINGS	REV	DESCRIPTION	BY	CHKD	DATE	APPR	DATE
	a	UTGITT FOR BRUK	HS	CF	10.09.02	LE	09.12.02





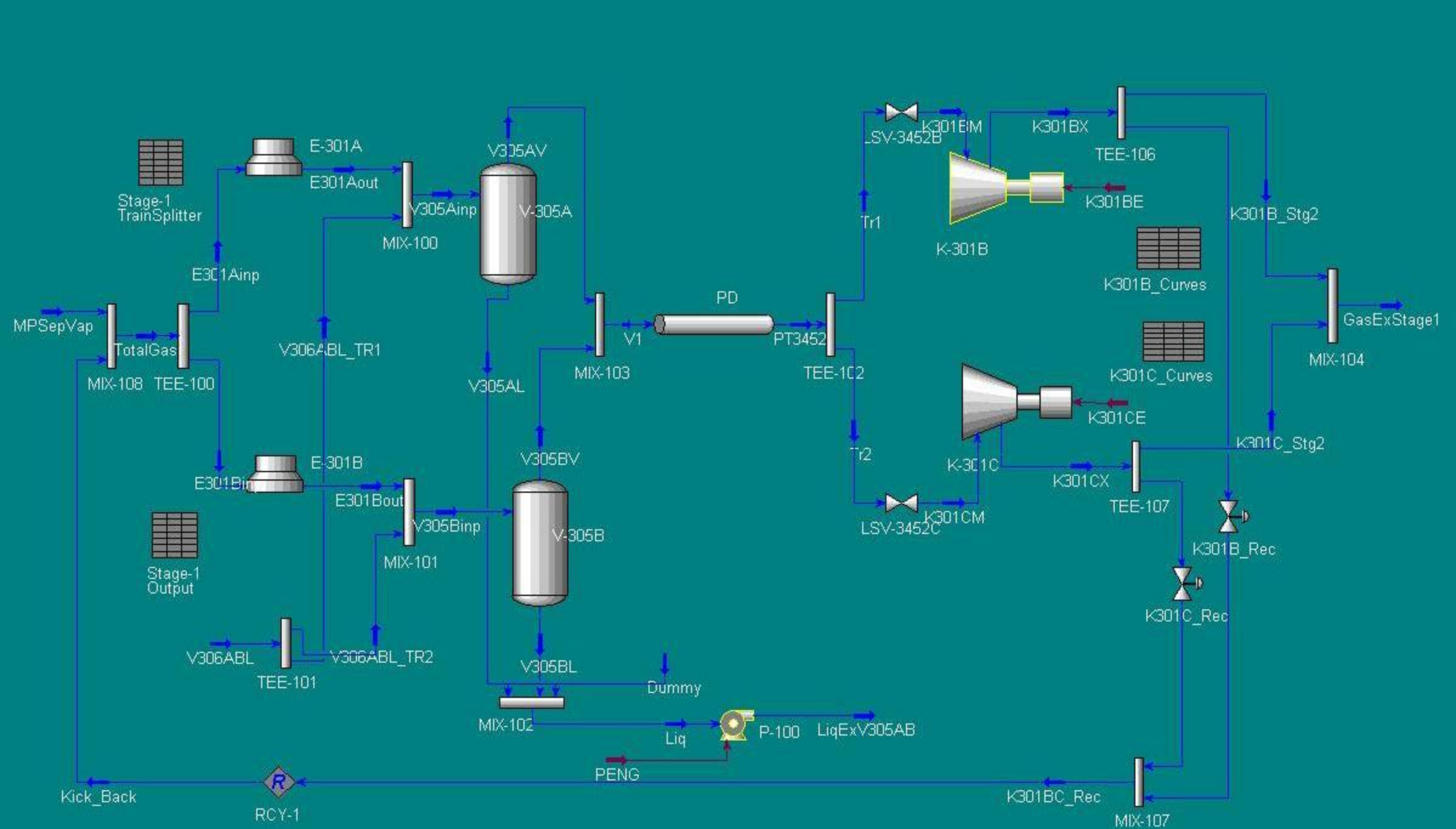
CONTRACTOR:  
 **Petrolink**

TITLE		
SKISSE GASSBEHANDLINGS SYSTEMET PÅ PCP		
SCALE	DRAWING No.	REV
		00

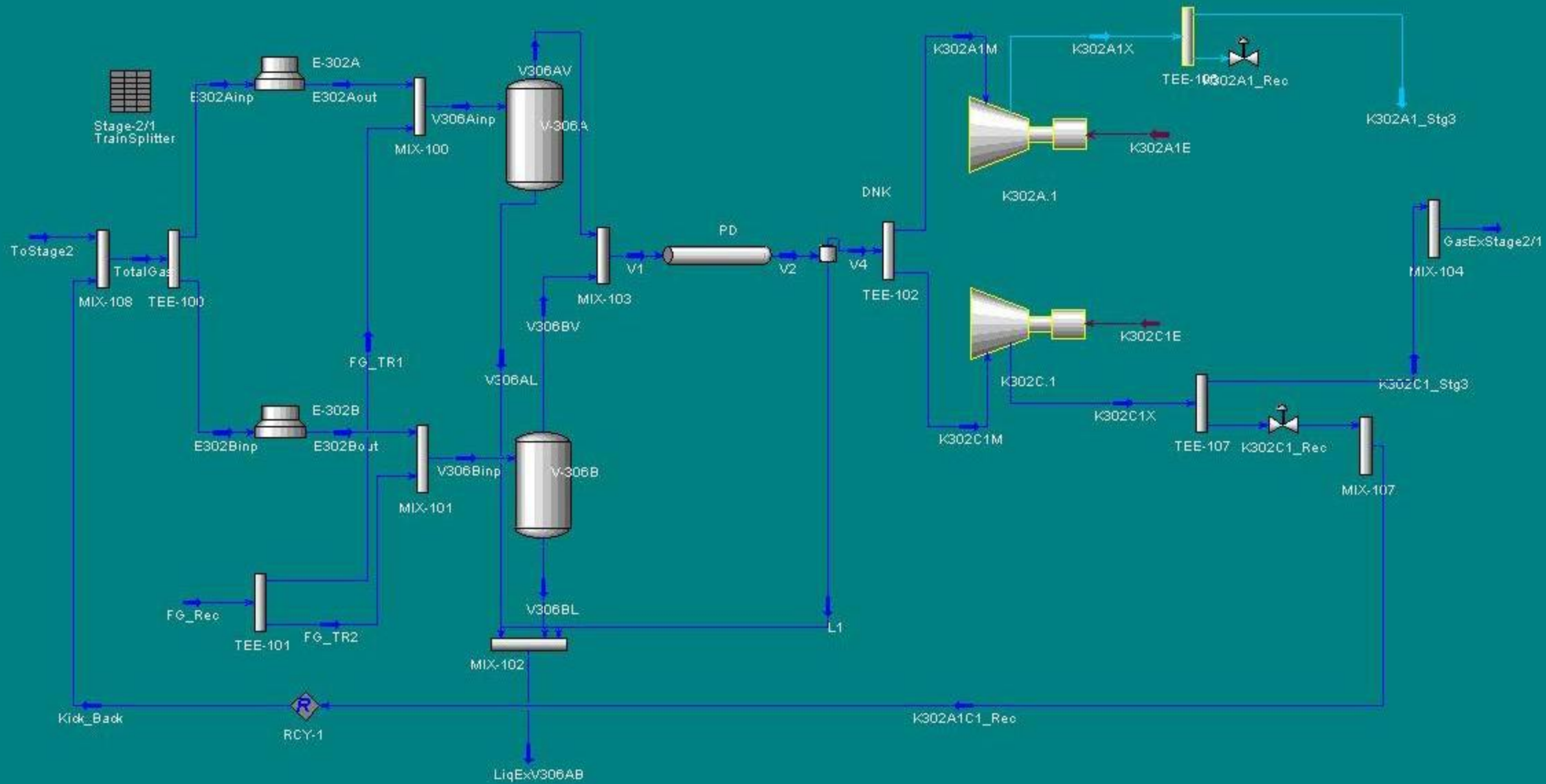


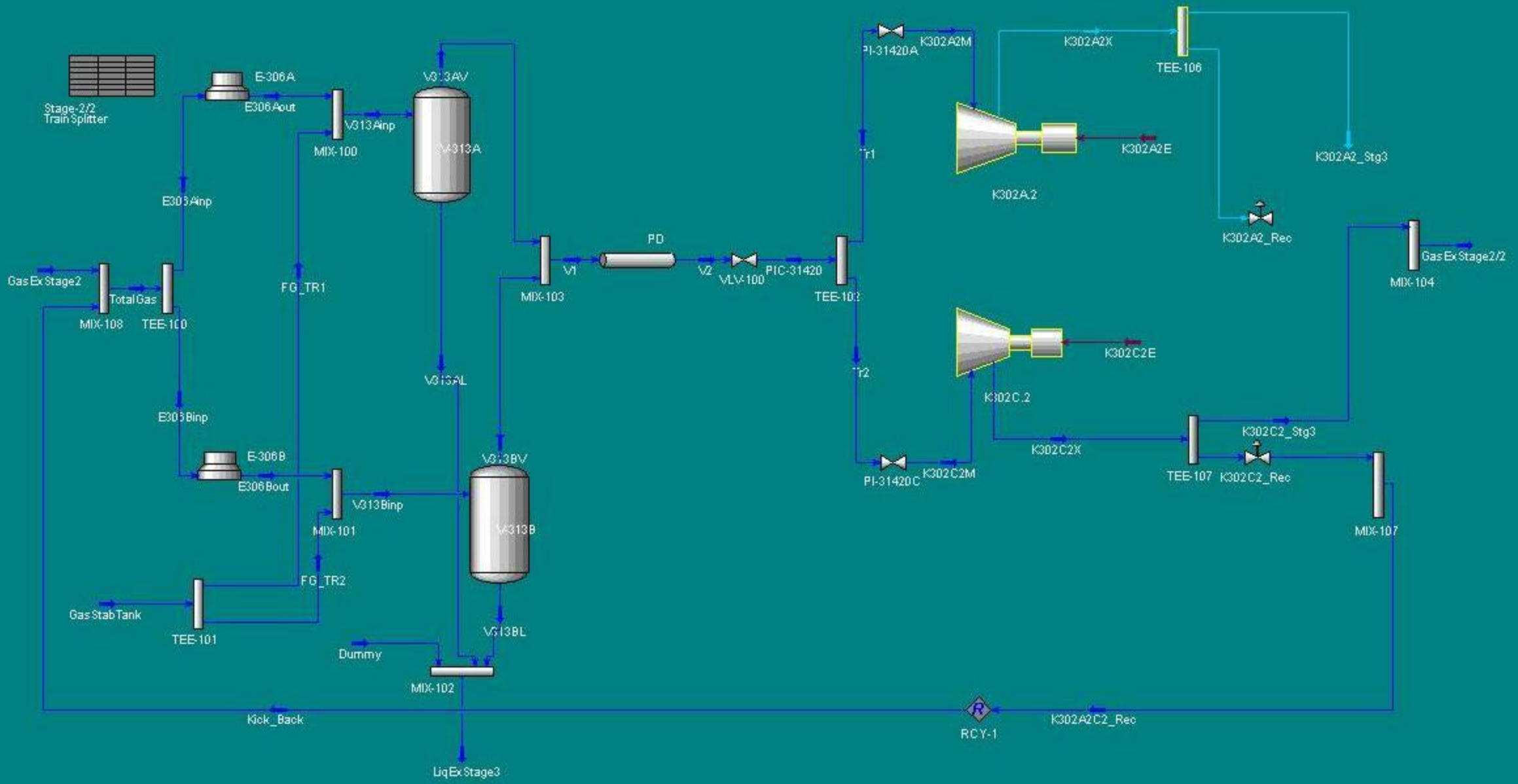


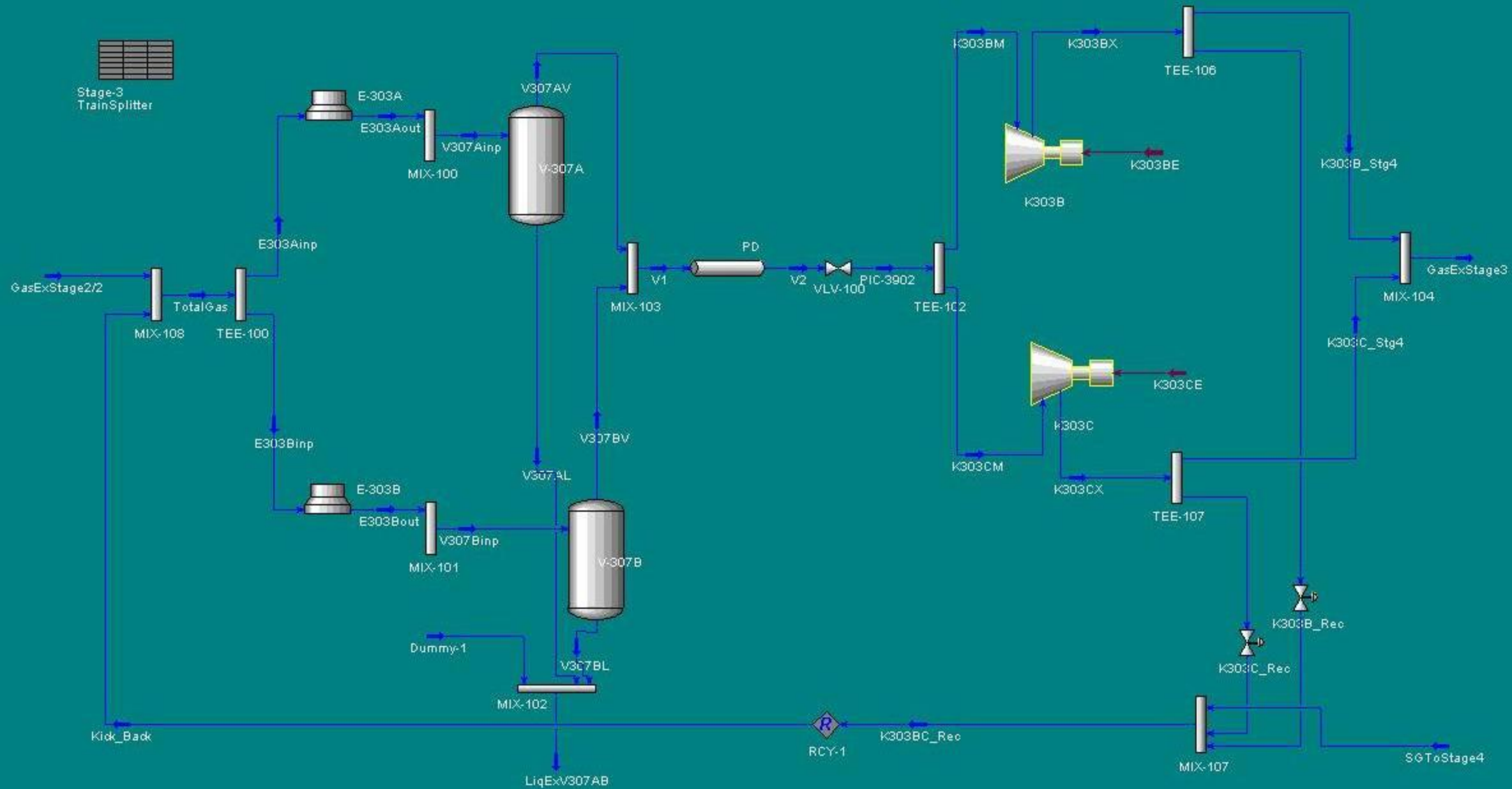
NOTES:	REFERENCE DRAWINGS	REV	DESCRIPTION	BY	CHKD	DATE	APPR	DATE	CONTRACTOR.	TITLE		
	FOR DRIFTSHÅNDBOK		00	UTGITT FOR BRUK	HS	CF	10.09.02	LE			10.12.02	 
										SCALE	DRAWING No.	REV.
											055-017-0	00





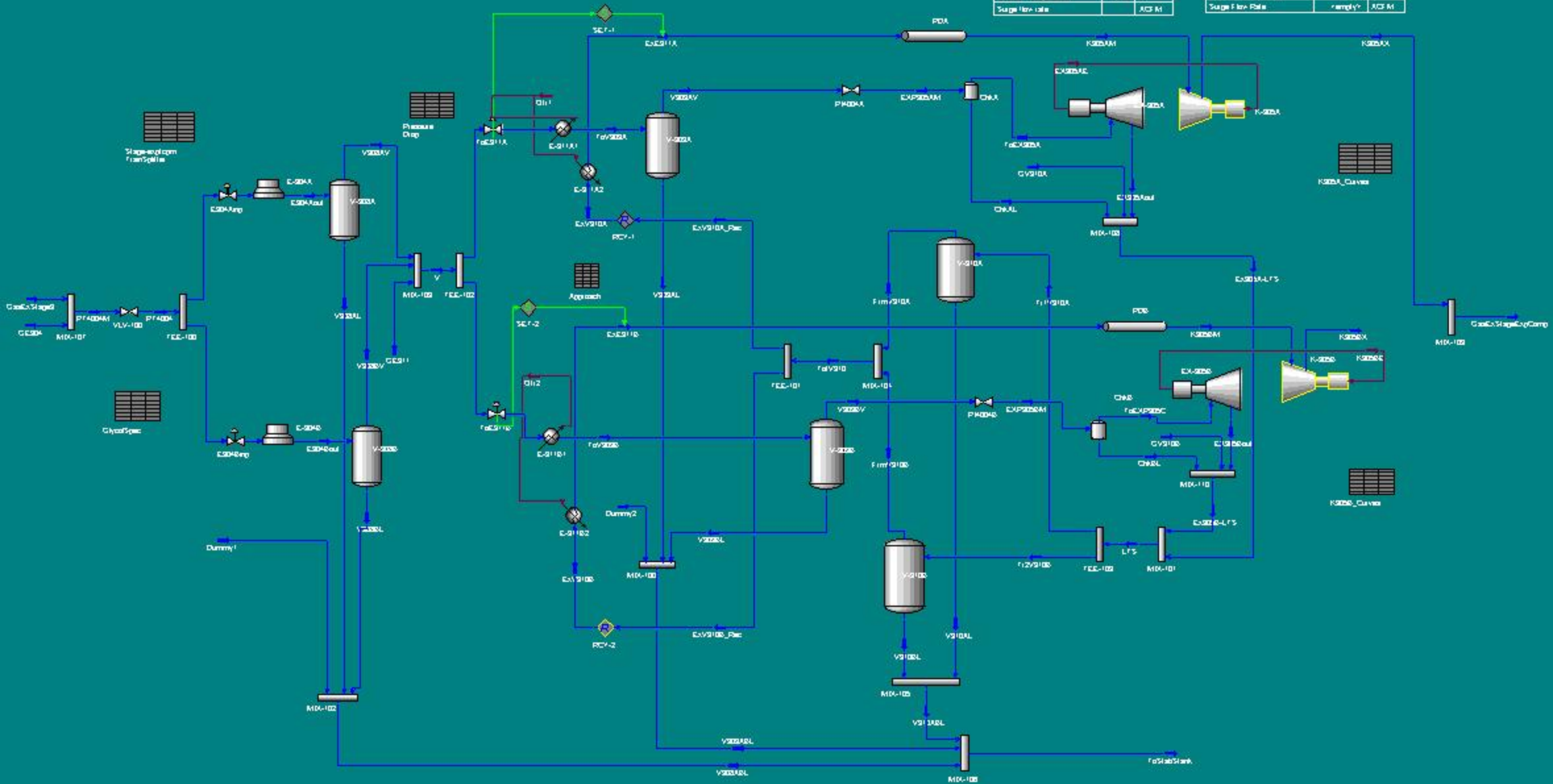






EX-905A		
Expende Speed		ps/min
Power	1079	hp
Capacity (act feed vol flow)	543.2	ACS M
Feed Pressure	1100	psig
Product Pressure	333.1	psig
Product Temperature	-4.000	F
Stage Flow rate		ACS M

K-905A		
Compressor Speed	1.00E+004	ps/min
Power	1079	hp
Capacity (act feed vol flow)	1202	ACS M
Feed Pressure	507.1	psig
Product Pressure	150.2	psig
Product Temperature	102.3	F
Stage Flow Rate		ACS M



Stages of com from Spills

Pressure Drop

Glycol Spec

K905A\_Curve

K905B\_Curve

GasExStageExyComp

ForLabStank



