

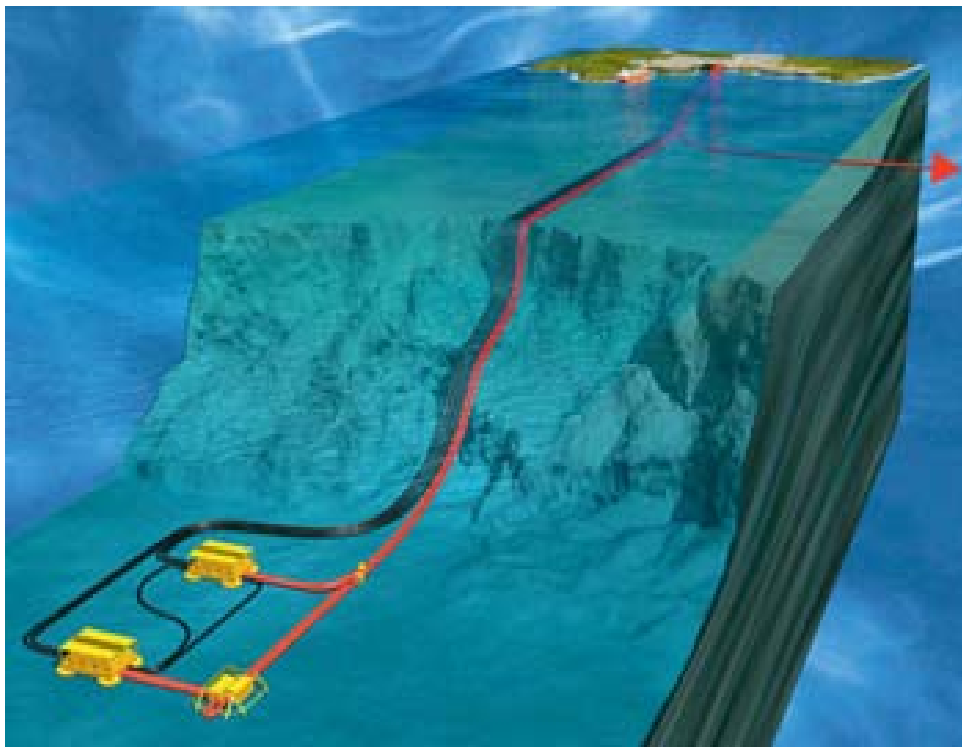


HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

## Ormen Lange "tie-in" på Sleipner R



Hovedprosjekt utført ved

Høgskolen Stord/Haugesund - Avd. Haugesund - ingeniørfag

---

*Studieretning: Elektro*

Av:	Audun H. Johanson	Kandidatnr.	07
	Geir Helge Isdal		39
	Tore Hamre		26

---

*Haugesund*

2004



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

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

Oppgavens tittel		Rapportnummer
Ormen Lange "tie in" på Sleipner R		
Utført av		
Audun Holm Johanson, Geir Helge Isdal, Tore Hamre		
Linje Elektro		Studieretning Automasjon
Gradering Åpen	Innlevert dato 07.05.04	Veiledere Bjørn Riise, Øystein Odland (ABB OS) Eyvind Rossebø (HSH)

#### Ekstrakt

Oppgavens misjon er å utarbeide en reguleringsalgoritme for blanding av gass på Sleipner R plattformen, samt optimalisering av denne. Det er gasser fra tre forskjellige felt som skal blandes. Disse gassene har forskjellige komposisjoner og blandes for å oppnå ønsket kvalitet før den eksporteres. I tillegg skal valg av komponenter til reguleringsstrukturen vurderes, samt en vurdering av utvalgte risikomoment. Mulige forbedringer av reguleringsstruktur er også omtalt.



## Forord

Som avslutning på et treårig bachelor-grad studie i automasjonsteknikk ved Høgskolen Stord/Haugesund skal det utføres et hovedprosjekt. Prosjektet skal være på 4 vekttall pr. student og utgjør ca 250 timer. Denne oppgaven er utført av tre studenter, noe som gjør at den totale arbeidsmengden er antatt å ligge rundt 750 timer. Hovedprosjektoppgavene skal med noen få unntak utføres hos et eksternt firma og studentene blir tidlig i studiet oppfordret til å forhøre seg ved forskjellige firmaer om mulige oppgaver.

Vår oppgave er utført hos ABB OS avd. haugesund og er relatert til deres deltagelse ved Norsk Hydros utbygging av Ormen lange feltet. Gassen som produseres ved feltet skal via en ny rørledning kobles opp til det eksisterende gasseksportnettet. Denne oppkoblingen ("Tie-in") skal skje på Sleipner R plattformen i Nordsjøen. Vår oppgave tar utgangspunkt i reguleringen av dette knutepunktet.

Oppgaverapporten inneholder noen kapitler med repetisjon av generell reguleringsteori for å prøve å sette leseren inn i noen av problemene som skal løses i oppgaven. Pga av oppgavens tekniske/matematiske karakter har en av utfordringene i arbeidet med rapportskrivningen vært å fremstille innholdet slik at utenforstående lesere kan ha mulighet til å sette seg inn i de forskjellige problemstillingene. En annen utfordring har vært språket i rapporten, i fagterminologien er det brukt mye engelsk. Vi har prøvd å finne gode norske oversetninger, men det er ikke alltid mulig. Derfor er det en del engelske faguttrykk i rapporten.

I selve oppgaveløsningen har vi benyttet datasimuleringsverktøyet Matlab. Med dette verktøyet har vi bygget en modell for knutepunktet og simulert forskjellige nødvendige scenarioer. Matlab er et omfattende matematisk dataverktøy og arbeidet med å sette seg inn i dette programmet ligger det et respektabelt antall timer bak.

Prosessen med rapportskrivning fra start til slutt har vært hektisk og lærerikt. En noe energisk start i januar med en påfølgende dødperiode gjorde sitt til arbeidsmengden frem mot innlevering ble relativ stor. Når det er sagt, så har vi fremfor alt hatt en lærerik tid med rapportarbeidet og fått benyttet noe av den kunnskapen vi har opparbeidet oss i løpet av studietiden ved HSH.

Til slutt vil vi nevne noen personer som har vært involvert i Hovedoppgaven vår.

Takk til:

Bjørn Riise	ABB OS (ekstern veileder)
Øystein Odland	ABB OS (ekstern veileder)
Eyvind Rossebø	HSH (intern veileder)

Haugesund 2004-05-07

---

Audun H Johanson

---

Geir Helge Isdal

---

Tore Hamre



## Sammendrag

Gassen som produseres ved det nye Ormen lange feltet skal hovedsakelig eksporteres til England og en ny rørledning fra prosesseringsanlegget på Nyhamna i Aukra kommune til Easington i England skal bygges. Den nye rørledningen skal kobles opp mot det eksisterende gassrørledningsnettet i Nordsjøen. Denne oppkoblingen skal skje på Sleipner R plattformen og gjør det mulig å blande gassen fra Ormen lange med gass fra Sleipner og Troll. Misjonen med denne blandingen er å oppnå de spesifikasjonene kunden har satt for gasskomposisjonen. Ormen lange gassen har for høy "sot-verdi" til å kunne eksporteres direkte, derfor blandes den med gass fra Troll og Sleipner.

I oppgaven vår har vi etablert en reguleringsalgoritme for denne gassblandingsprosessen, samt prøvd å optimalisere denne med hjelp av en matematisk modell i datasimuleringsverktøyet Matlab. I den matematiske modellen er det rom for ytterlige forbedringer, det samme gjelder vurdering av risikomoment, da vi ikke har faglig grunnlag for videre sikkerhetsberegninger. Videre har vi sett på de komponentene ABB OS har valgt til reguleringen og prøvd å forklare disse valgene.



# Innholdsfortegnelse

Forord.....	1
Sammendrag.....	4
Innholdsfortegnelse.....	5
Figurliste.....	7
1. Innledning.....	8
1.1 Bakgrunn.....	8
1.2 Problemstilling.....	9
1.3 Oppgaveavgrensning.....	9
1.4 Oppgavedefinisjon.....	10
2. Generell teori.....	11
2.1 Reguleringsventil.....	11
2.1.1 Innledning.....	11
2.1.2 Reguleringsventil design.....	11
2.1.3 Dead band.....	11
2.1.4 Aktuator-Positioner Design.....	12
2.1.5 Ventilens Respons Tid.....	13
2.1.6 Ventil type og karakteristikk.....	15
2.1.7 Beregning av ventil størrelse.....	17
2.1.8 Oppsummering.....	18
2.2 Flowmåling.....	18
2.2.1 Generelt om flowmåling.....	18
2.2.2 Differansetrykkmåler.....	19
2.2.3 Måleblende.....	20
2.2.4 Venturidyse.....	20
2.2.5 V-cone.....	21
2.2.6 Dall tube.....	22
2.2.7 Flow nozzle.....	22
2.2.8 Mekaniske flowmetere.....	22
2.2.9 Turbinmeter.....	22
2.2.10 Vortex flowmåler.....	23
2.2.11 Transmitter.....	23
2.3 Regulatorteori.....	23
2.3.1 Perspektiv.....	23
2.3.2 Regulering med tilbakekobling og forroverkobling.....	24
2.3.3 Stabilitet.....	24
2.3.4 Standardregulatorer.....	25
2.3.5 Virkningen av å justere regulatorparametrene.....	25
2.3.6 Hvilken regulatorfunksjon.....	26
2.4 Ordforklaring.....	26
2.4.1 Prosessreguleringsterminologi.....	26
3. Simuleringsverktøy.....	30



3.1	Matlab.....	30
3.2	Simulink .....	30
4.	Systembeskrivelse .....	31
4.1	Prosessbeskrivelse .....	31
4.2	Komponentvalg .....	31
4.2.1	Innledning.....	31
4.2.2	Reguleringsventil .....	31
4.2.3	Flowmeter.....	33
5.	Matematisk modell.....	34
5.1	Innledning.....	34
5.2	Fremgangsmåte ved matematisk modellering.....	34
5.3	Dynamiske systemer og statiske systemer.....	35
5.4	Modellen.....	35
5.4.1	Ventil.....	35
5.4.2	Regulator.....	37
5.4.3	Måleelementet.....	38
5.4.4	Videre beregninger.....	38
5.4.5	Frekvensrespons design.....	39
5.4.6	Frekvensrespons design ut fra spesifisert båndbredde.....	39
5.4.7	Proessen.....	40
6.	Simuleringer .....	42
7.	Risikomoment og forslag til forbedringer.....	50
7.1	Risikomomenter .....	50
7.1.1	ESD (Emergency Shut down) .....	50
7.1.2	HIPPS (High Integrity Pressure Protection System).....	51
7.2	Forslag til forbedringer.....	51
7.2.1	Adaptiv regulering.....	51
7.2.2	Foroverkobling.....	52
7.2.3	Multivariabel reguleringsstruktur.....	52
8.	Oppsummering.....	52
9.	Litteratur.....	53
10.	Vedlegg .....	54
10.1	Programkode Matlab .....	54
10.2	Flytskjema .....	55



## Figurliste

Figur 1.1 Ormen Lange feltet og den planlagte rørledningen .....	8
Figur:2.1 Ventil Respons tid .....	14
Figur:2.2 Installert Flow karakteristikk og forsterkning .....	16
Figur 2.3 Venturi flowmeter.....	21
Figur 2.4 V-cone flowmeter .....	21
Figur 2.5 Inherente ventil karakteristikk:.....	27
Figur 2.6 Process variability: .....	29
Figur 4.1 Mokveld axial flow ventil: .....	31
Figur 4.2 Mokveld trykbalansert ventil:.....	32
Figur 5.1 Sprangrespons 1. ordenssystem.....	36
Figur 5.2 Blokkskjema .....	38
Figur 5.3 Frekvensrespons for PI-regulator .....	40
Figur 6.1 Underdempet PI-regulator .....	42
Figur 6.2 Ventil med overdempet PI regulator. ....	43
Figur 6.3 Simulink modell for de to simuleringene. ....	43
Figur 6.4 Hele systemet.....	44
Figur 6.5 Trykkfall Troll .....	45
Figur 6.6 Enkeltventil pluss sum.....	46
Figur 6.7 CO2.....	47
Figur 6.8 Simulink modell. ....	48
Figur 6.9 Subsystem 1.....	48
Figur 6.10 Ventil. ....	49
Figur 7.1 Sikkerhets oppbygning .....	50
Figur 7.1 Oppbygning av HIPPS.....	51
Figur 10.1 Flytskjema. ....	55

# 1. Innledning

## 1.1 Bakgrunn

I 1997 oppdaget Hydro Ormen Lange reservoaret 100 kilometer nordvest for Mørekysten. Reservoaret dekker et område som er ca 40 km langt, 8-10 km bredt og 3 km under havoverflaten. Havdybden ved feltet er 800-1100 meter. I begynnelsen av 2004 startet Hydro (med partnere) utbyggingen av Ormen Lange feltet og antatt produksjonsstart er 1. Oktober 2007. Litt spesielt med dette feltet er at i motsetning til mer konvensjonelle olje/gassfelt der prosesseringen skjer ute på selve feltet, skal Ormen Lange bygges ut med prosesseringsanlegg på land. Dvs. uten den tradisjonelle produksjonsplattformen ute i havet og at ute ved brønnene vil det kun befinne seg undervannsinstallasjoner. Brønnstrømmene vil føres i rørledninger inn til prosesseringsanlegget på Nyhamna i Aukra kommune. Gassen som produseres på Nyhamn skal eksporteres via en ny 1200 Km lang rørledning til Easington i sør - England. Den nye rørledningen som skal bygges skal gå via Sleipner R plattformen ute i Nordsjøen, denne plattformen vil da bli et knutepunkt mellom den nye rørledningen og det eksisterende røرنettet for gasseksport. Et ferdigstilt Ormen Lange felt vil ha en gassproduksjonskapasitet på 70 millioner  $\text{sm}^3$  pr. dag og det vil da ha blitt gjort investeringer for ca. 66 milliarder kroner.

**Figur 1.1 Ormen Lange feltet og den planlagte rørledningen**







## 1.2 Problemstilling

Gassrørledningen fra Ormen lange skal kobles opp mot eksisterende rørnett for gasseksport på Sleipner R plattformen ute i Nordsjøen. Hovedgrunnen til oppkoblingen er å blande Ormen lange gass med gass fra Troll og Sleipner før den eksporteres til England. Denne blandingen er nødvendig fordi Ormen lange gassen har for høy "sot-verdi" til å eksporteres direkte. I tillegg oppnår en tilgjengelig reserve gass fra Troll og Sleipner ved stopp av Ormen lange. Ormen lange kan også tilby reserve gass til Draupner og Zeepipe. Denne oppkoblingen (Tie-in) skal utføres av ABB OS og vår oppgave er å utarbeide en reguleringsalgoritme for blandingen av gassen fra Ormen lange og Troll/Sleipner. Reguleringen skal skje vha reguleringsventiler som er montert på alle inn- og ut- gående rørledninger. Det er også montert gas kromatografer (GC) på alle inn- og ut- gående rørledninger, disse GCene analyserer kontinuerlig gasskomposisjonen på alle gassene involvert i blandingen slik at operatøren heletiden vet sammensetningen av gassen som blir eksportert. Styringen av gassblanding utføres fra Gassco på Karmøy. Operatøren på Gassco vil ha alle gassammensetningene og vil dermed se hvilket blandingsforhold som gir de rette spesifikasjonene for eksport til Easington i England.

## 1.3 Oppgaveavgrensning

For å utføre oppgaven vår utarbeidet vi en matematisk modell av gassknutepunktet. Et slikt knutepunkt er relativt komplekst og vi såg oss nødt til å forenkle modellen noe. I tillegg vil modelleringen av et slikt gassblandingsknutepunkt inneholde aspekter som fagsammensetningen til elektro/automasjon linjen ved HSH ikke berører. Vi har f.eks. ikke tatt høyde for trykktap i rørledninger og bend, vi har heller ikke satt forskjellige leverandører opp mot hverandre med tanke på pris, ytelse, montering osv.



## 1.4 Oppgavedefinisjon

# HOVEDPROSJEKT

Studenten(e)s navn: **Audun H Johanson Geir Helge Isdal  
Tore Hamre**

<b>Linje &amp; studieretning</b>	<b>Elektro/Automasjon</b>
----------------------------------	---------------------------

<b>Oppgavens tittel:</b>	<b>Ormen lange "Tie in" på Sleipner R</b>
--------------------------	---

<b>Oppgavetekst:</b>
<ol style="list-style-type: none"><li>1. Definere reguleringsalgoritme for blanding av tørgass fra Sleipner og Troll med tørgass fra Ormen Lange slik at denne ligger innenfor spesifikasjonene for gassen som skal leveres til UK.</li><li>2. Optimalisering av reguleringsalgoritmen/struktur for blanding av gass.</li><li>3. Simulering av blanding ved hjelp av simuleringsverktøy (Matlab/Simulink).</li><li>4. Se på risikomomenter og eventuell forbedringer.</li></ol>

<b>Endelig oppgave gitt:</b>	
<b>Innleveringsfrist:</b>	Fredag 7. mai 2004 kl. 12.00
<b>Intern veileder</b>	Eyvind Rossebø, Rolf Bjerkebo
<b>Ekstern veileder</b>	Bjørn Riise, Øystein Odland

<b>Godkjent av studieansvarlig:</b>	
<b>Dato:</b>	



## 2. Generell teori

### 2.1 Reguleringsventil

#### 2.1.1 Innledning.

I dagens industri er det viktig for produsentene å tenke økonomi. Globalisering av markedet gjør at en må produsere billigere samtidig som en må opprettholde kvaliteten på produktet for å imøtekomme kundenes krav og konkurransen fra land med billigere arbeidskraft og råstoff. For å møte konkurransen må bedriftene redusere kostnadene på råmateriale og skrap i tillegg til å øke produksjonen. Et virkemiddel til dette er reduksjon av process variability i produksjonen ved hjelp av prosess kontroll teknologi. Bedrifter bruker derfor betydelige summer på instrumenteringsutstyr til dette formålet. Det er her kontrollventilens dynamiske innvirkning på prosessen ofte blir oversett og kan i verste fall bli en flaskehals med tanke på reduksjon av process variability.

#### 2.1.2 Reguleringsventil design.

Reguleringsventilens evne til å redusere process variability er avhengig av flere faktorer. For at en skal oppnå god prosesskontroll under dynamiske forhold er det viktig at hele reguleringsventil- pakken(controlvalve assembly) blir utviklet som en enhet. Ventiler som ikke blir fremstilt slik yter ikke like gode dynamiske egenskaper. Vi skal nå ta for oss noen av de viktigste faktorene i ventil design.

#### 2.1.3 Dead band

Dead band er en stor bidragsyter til process variability og reguleringsventil- pakker kan være en hovedkilde til død bånd i en instrumenteringssløyfe. Årsaken til dette kan variere, men noen av grunnene kan være friksjon, backlash, shaft windup. Død bånd er et fenomen der en endring i regulatorutgangen ikke har noe resultat på målt prosessverdi når innsignalet skifter retning. Når en forstyrrelse i prosessen skjer og målt verdi avviker fra setpunkt settes regulatorutgangen for å korrigere denne forstyrrelsen, men det skjer ikke noe tilsvarende endring i prosess variablene før regulatorutgangen har endret seg mer en eksisterende Død bånd. Kravene til reguleringsventiler med hensyn på Død bånd varierer selvfølgelig etter hvilken prosess som skal reguleres, men siden mesteparten av variasjonene en reguleringsventil skal regulere ut ifra er i størrelsesorden 1 % eller mindre så vil en reguleringsventil med Død bånd over dette ikke reagere på disse endringene i referansen. En reguleringsventil bør derfor være designet til å reagere på sprang på 1 % (Død bånd =1 %) eller mindre for å kunne bidra til reduksjon av process variability. Ideelt så burde Død bånd være så lav som 0,25 %.

## 2.1.4 Aktuator-Positioner Design

Aktuator og positioner (posisjonering) design må bli sett på som ett felles område.

Kombinasjonen av disse to utstyrsdelene har stor innvirkning på både den statiske oppførselen (Død bånd) og den dynamiske responsen til reguleringsventil- pakken.

I dag er majoriteten av reguleringsventiler utstyrt med positioners. Positioneren tillater mer presis posisjonering nøyaktighet og raskere respons til prosessen når den blir benyttet i konvensjonelle digitale reguleringsystemer. Positioner bør inngå i en reguleringsventil-pakke der optimalisering av prosessen er nødvendig. Det som karakteriserer en god positioner med hensyn på process variability reduksjon er at den har høy forsterkning (gain). Positioner forsterkningen er oppbygd av to ting: statisk og dynamisk forsterkning.

Statisk forsterkning er relatert til følsomheten for små (0,125 %) forandringer på inngangen. Hvis ikke følsomheten er stor nok blir ikke små forandringer i prosess variablene registret og korrigert for. For å oppnå høy statisk forsterkning brukes en forforsterker (preamplifier), i mange pneumatiske positioners brukes ofte et nozzel-flapper system eller noe lignende til dette.

Når en forandring i prosess variablene er detektert av forforsterkeren må positioneren være i stand til å forandre posisjon raskt for å korrigere for forandringene. For å få aktuatoren og reguleringsventil- pakken til å forandre posisjon raskt trengs det mye kraft. Er det et pneumatisk system vil det si at positioneren må levere stor luftstrøm til aktuatoren for å få denne til å reagere raskt og bevege seg. Fordi om positionerens forforsterker har høy statisk forsterkning så kan den ikke levere nok kraft til dette, den blir derfor supplert av en kraft forsterker med høy dynamisk forsterkning som leverer kraften som trengs. Denne kraft forsterker funksjonen er ofte oppbygd med relé eller en spool valve.

Spoolvalve positioners er relativt populære fordi de er enkle i utforming, men de har høyere død tid og lenger responstid.

Typiske to stegs- (two-stage) positioners (som omtalt over) bruker pneumatiske releer som kraftforsterker fordi de yter høy kraft forsterkning som gir gode dynamiske egenskaper, med minimal luftforbruk ved stasjonære forhold.

Som for mange andre områder har mikroprosessorteknologi også gjort seg gjeldende i positioner design. Mikroprosessor baserte positioners blir mer og mer populære fordi de yter like gode dynamiske egenskaper som de beste konvensjonelle to-stegs positioners gjør. I tillegg tillater de ventil overvåking som gjør at en kan observere om ventilens ytelse avtar ved bruk. For å summere opp kan en si at høy-ytelse positioners med både høy statisk og dynamisk forsterkning gir med tanke på process variability reduksjon det beste resultatet for et hvilket som helst reguleringsventil- pakke.

## 2.1.5 Ventilens Respons Tid

For optimal kontroll av en prosess er det som oftest viktig at ventilen når den spesifiserte posisjonen raskt. Rask respons på små signalerforandringer er en av de viktigste faktorene i å oppnå optimal prosesskontroll. I automatisk regulering er hoveddelen av signalene fra regulatoren for små forandringer i posisjonen. Hvis reguleringsventil- pakken reagerer på disse små endringene vil process variability kunne bli redusert.

Ventilens respons tid blir målt i et parameter kalt  $T_{63}$  (Tee-63).  $T_{63}$  er tiden det tar fra en initiert endring i inngangssignal til utgangen når 63 % av endringens resulterende utgang. Denne tiden består av både reguleringsventil- pakkens død tid som er statisk tid og reguleringsventil- pakken dynamiske tid. Den dynamiske tiden er målt fra når aktuatoren begynner å gå, til den har nådd 63 % av lengden.

Død bånd, om det skyldes friksjon i aktuator eller positioner kan ha en avgjørende effekt på dødtiden til reguleringsventil- pakken. Det er viktig at dødtiden er så liten som mulig.

Generelt kan man si at dødtiden ikke skal utgjøre mer enn en tredjedpart av ventilens samlede responstid. Befinner reguleringsventil- pakken seg i en rask reguleringsløyfe er det relative forholdet mellom dødtid og prosessens tidskonstant av stor betydning. Hvis dødtiden nærmer seg tidskonstanten kan det ha alvorlige følger for reguleringen. For slike løyfer er det derfor viktig å velge reguleringsutstyr med så lite dødtid som mulig.

Etter dødtiden er passert og ventilen reagerer, er det den dynamiske tiden til reguleringsventil- pakken som skyldes resten av respons tiden. Den dynamiske tiden bestemmes hovedsakelig av de dynamiske egenskapene til kombinasjonen mellom positioner og aktuator. Disse komponentene må nøye tilpasses hverandre for at ventilens totale responstid skal minimaliseres. I en pneumatisk reguleringsventil- pakke må f.eks. positionererens ha høy dynamisk forsterkning for å minimalisere reguleringsventil- pakkens dynamisk tid.

Positionererens dynamiske forsterkning avgjøres av dens kraft forsterker, dvs. jo raskere positionererens klarer å levere den nødvendige luftstrømmen til aktuatoren, jo raskere blir responstiden til ventilen. Utformingen til aktuatoren spiller også inn på den dynamiske tiden, trenger actuatoeren mye luft før den begynner å bevege seg, tar det lenger tid enn om den trenger lite luft.

Med tanke på reduksjon av den dynamiske delen av respons tiden kan en da tenke seg at en vil få best resultat ved å gjøre aktuatorens nødvendige luftvolum til et minimum og maksimere positionererens dynamiske kraft. Dette er ikke tilfellet, siden aktuator/positioner systemet blir regulert med tilbakekobling fra seg selv vil en for høy løyfeforsterkning kunne føre til hele reguleringsventil- pakken vil kunne gå inn i ustabile oscilleringer. I tillegg til dette vil en reduksjon av aktuatorvolumet ha en negativ innvirkning på thrust-to-friction ratio som igjen vil øke reguleringsventil- pakkens død bånd og dermed gi økt dødtid.

Hvis thrust-to-friction ratio for en ventil ikke er godt nok kan en bedre dette med enten å øke trykket til aktuatoren eller skifte ut aktuatoren med en større. Den høyere thrust-to-friction ratioen reduserer død båndet som igjen fører til reduksjon av pakkens dødtid. Begge disse alternativene fører til at en trenger et større volum av lufttilførsel, en mulig ulempe med den økte lufttilførselen er at den dynamiske tiden i den samlede responstiden øker.

Det er altså mange faktorer som spiller inn i valg av aktuator og positionerer og det er ikke alltid enkelt å kombinere disse for å oppnå best mulig dynamiske egenskaper i reguleringsløyfen. Figur: 1 på neste side viser hvordan dødtid ( $T_d$ ) og total responstid ( $T_{63}$ ) kan variere ved forskjellige ventil design.



Figur:2.1 Ventil Respons tid

VALVE RESPONSE TIME			
	STEP SIZE	T(d) SEC.	T63 SEC.
<b>ENTECH SPEC. 4" VALVE SIZE</b>	%	<del>0.2</del>	<del>0.6</del>
<b>Valve A (Fisher V150HD/1052(33)/3610J)</b>			
VALVE ACTION / OPENING	2	0.25	0.34
VALVE ACTION / CLOSING	-2	0.50	0.74
VALVE ACTION / OPENING	5	0.16	0.26
VALVE ACTION / CLOSING	-5	0.22	0.42
VALVE ACTION / OPENING	10	0.19	0.33
VALVE ACTION / CLOSING	-10	0.23	0.46
<b>Valve B</b>			
VALVE ACTION / OPENING	2	5.61	7.74
VALVE ACTION / CLOSING	-2	0.46	1.67
VALVE ACTION / OPENING	5	1.14	2.31
VALVE ACTION / CLOSING	-5	1.04	2
VALVE ACTION / OPENING	10	0.42	1.14
VALVE ACTION / CLOSING	-10	0.41	1.14
<b>Valve C</b>			
VALVE ACTION / OPENING	2	4.4	5.49
VALVE ACTION / CLOSING	-2	NR	NR
VALVE ACTION / OPENING	5	5.58	7.06
VALVE ACTION / CLOSING	-5	2.16	3.9
VALVE ACTION / OPENING	10	0.69	1.63
VALVE ACTION / CLOSING	-10	0.53	1.25
NR = No Response			

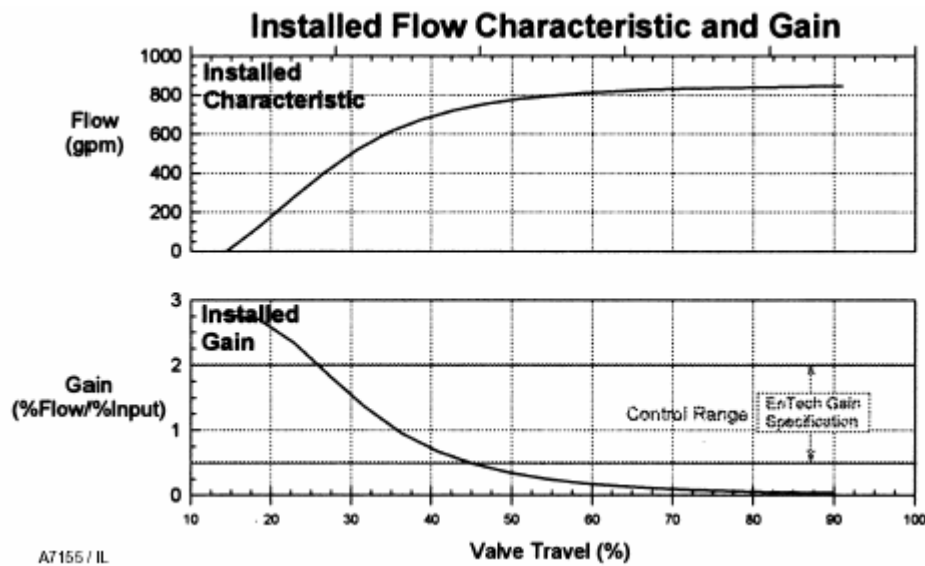
## 2.1.6 Ventil type og karakteristik

Type og størrelse av ventilen kan ha en stor effekt på egenskapene til reguleringsystemet ventilen står i. Ventilen må være stor nok til å slippe gjennom den ønskede flowen til ethvert tidspunkt, men er ventilen for stor vil det ha en negativ effekt med hensyn på prosessoptimalisering. Ventilens flow kapasitet er relatert til type ventil gjennom ventilens inherente karakteristik. Den inherente karakteristikken er forholdet mellom ventilens flow kapasiteten og ventilvandringen når differensialtrykket over ventilen holdes konstant. Siden ventilflowen er avhengig av både ventilåpning og trykkfallet over ventilen blir den inherente karakteristikken bestemt med konstant trykkfall. Dette er ikke en normal tilstand i praksis, men en oppnår en systematisk metode for å sammenligne design av ventilkarakteristikker. Ved å holde trykkfallet konstant blir ventil flowen kun avhengig av ventilvandringen og den inherente designet av ventilens trim. Disse karakteristikkene blir kalt ventilens inherente karakteristik. Tre typiske inherente karakteristikker er lineær, likeprosentlig og raskt åpnende. Forskjellen på disse karakteristikkene er ventilens forsterkning (valve gain), forsterkningen er definert som forholdet mellom forandring i flow (utgang) og ventilvandringen som skaper flowforandringen (inngang).

Inherent ventil forsterkning =  $(\text{endring i flow})/(\text{ventilvandring})$  = stigningstallet til den inherente karakteristik kurven.

Den lineære karakteristikken har en konstant inherent ventil forsterkning gjennom hele ventilvandringsområdet mens den raskt- åpnende karakteristikken har høyest forsterkning i starten av området. Den høyeste forsterkningen for en likeprosentlig karakteristik er i slutten av ventilvandringsområdet. En inherent ventilkarakteristikk er en inherent funksjon av ventilens flow passerings geometri som ikke forandrer seg så lenge trykkfallet holdes konstant. Kunnskap om denne karakteristikken er særdeles relevant, men med tanke på prosessoptimalisering er den installerte flow karakteristikken for hele prosessen som gjør seg gjeldene. Med hele prosessen menes alt utstyret som i tillegg til ventilen inngår i sløyfen. Den installerte karakteristikken er definert som forholdet mellom flowen gjennom ventilen og inngangen til reguleringsventil- pakken når ventilen er installert i et bestemt system og trykkfallet over ventilen får forandre seg fritt. Figur: 1 på neste side illustrerer en slik karakteristik, men den er relatert til ventilgang i stedet for inngangen på reguleringsventil- pakken. Figurens nedre del viser installert forsterkning, denne kurven er plottet etter stigningstallet kurven for installerte karakteristik.

Figur:2.2 Installert Flow karakteristikk og forsterkning



Slike kurver for installerte karakteristikk kan bestemmes i laboratorier der hele sløyfen blir satt i gang og flowen blir målt mens reguleringsventilen blir kjørt manuelt gjennom hele vandringsområdet.

Årsaken til at en karakteriserer inherente ventil forsterkninger for forskjellige ventil trim design er for å kunne kompensere for andre forsterknings endringer i reguleringsløyfen. Hovedmålet er å oppnå en uniform sløyfeforsterkning for hele reguleringsområdet og oppnå en relativ lineær installert karakteristikk for prosessen. Pga. måten en definerer og måler den installerte karakteristikken på, representerer denne egentlig installerte forsterkning/flow karakteristikk for hele prosessen.

Typisk vil forsterkningen til et regulert system forandre seg med flowen. F.eks. vil forsterkningen avta med gjennomstrømning. Det kan da være en fordel å velge en ventil med likeprosentlig karakteristikk siden denne har høyest forsterkning ved maks flow. Ventilens økende forsterkning vil da ideelt sett kompensere for en redusert forsterkning som følge av økt flow, en vil da få en mer lineær installert karakteristikk for den samlede prosessen. Hvis en reguleringsløyfe er innstilt til å regulere en flow ut ifra et gitt setpunkt, er det ønskelig og holde sløyfeforsterkningen så konstant som mulig når flowen varierer rundt dette setpunktet. Hvis ventilens inherente karakteristikk ikke kompenserer for forandringer i forsterkningen til enhetene som blir regulert, så vil det oppstå variasjoner i sløyfeforsterkningen som følge av variasjoner i den installerte prosessforsterkningen. Dette vil gjøre prosessoptimaliseringen vanskeligere og blir endringen i sløyfeforsterkningen store nok kan det oppstå ustabilitet i prosessen.

Sløyfeforsterkningen bør ikke variere mer enn et 4-1 forhold (4-to-1 ratio)

Eks. 0,5-2



## 2.1.7 Beregning av ventil størrelse

I arbeidet med å optimalisere en prosess, og dermed redusere process variability hender det at en overdimensjonerer ventilene. En overdimensjonert ventil hindrer reduksjon av process variability på to måter.

For det første vil en overdimensjonert ventil yte en for stor forsterkning og dermed redusere fleksibiliteten ved innstilling av regulator. En oppnår best resultat når sløyfeforsterkningen hovedsakelig kommer fra regulatoren. I figur 2. ser man at prosessforsterkningen er relativt høy i området under ca 25 % av ventilgangen. Er ventilen overdimensjonert vil det være nærliggende og tro at ventilen må operere i eller i nærheten av dette området. Den høye forsterkningen kan da føre til at en må redusere regulatorforsterkningen for å unngå ustabilitetsproblemer i sløyfen.

Den andre måten overdimensjonering av ventil hindrer reduksjon av process variability er at ventilen sannsynligvis vil operere med relativt små ventilåpninger der friksjonen kan være større. Økt friksjon fører igjen til økt Død bånd.

Uavhengig av ventilens opprinnelige inherente karakteristikker vil en overdimensjonert ventil ha en tendens til å oppføre seg som en raskt-åpnende ventil. Dette resulterer i høy installert prosessforsterkning i nedre del av ventilvandringsområdet, og at ventilen slipper gjennom hele flowkapasiteten ved relativt liten ventilvandring. Det fører da til at flow-kurven flater ut i det øverste området av ventilvandringen. I figur 2. ser vi at flow-kurven begynner å flate ut etter ca 50 % av ventilvandringsområdet, det gjør ventilen tilnærmet ubrukelig for reguleringsformål i dette området siden en må ha så store endringer i ventilvandringen for å oppnå resulterende endringer i flow. Dette er da som følge av at forsterkningskurven nærmer seg null.

Figur 2. viser en butterflyventil som er dimensjonert etter størrelsen på røret og valgt primært ut ifra sin lave kostnad. Det er ikke tatt hensyn til reguleringsventilens dynamiske egenskaper, noe som vi ser resultat av i ventilens avgrensede reguleringsområde (25-45 % av ventilvandringen). Dette er ikke en uvanlig situasjon, studier av prosessregulering viser at for noen industrier er majoriteten av ventilene i reguleringsløyfen etter forholdene overdimensjonert. Selv om det kan høres rart ut så er det økonomisk hensiktsmessig å velge en ventil etter nåværende forhold for så å skifte ut ventilen hvis forholdene skulle forandre seg.

Når en skal velge en reguleringsventil er det viktig å ta hensyn til ventil type, inherent karakteristikker og ventilstørrelse for oppnå et størst mulig reguleringsområde.

## 2.1.8 Oppsummering

Reguleringsventilpakken spiller en ekstremt viktig rolle i å oppnå best mulige egenskaper i en reguleringsløyfe. Prosess optimalisering betyr optimalisering av hele prosessen, ikke bare regulatoralgoritmene som blir brukt i kontrollrom-utrustningen. Reguleringsventilen blir kalt "the final control element" fordi det er i reguleringsventil-pakken (control valve assembly) prosessreguleringen blir implementert. Det har ingenting for seg å ha en prosess regulerings strategi og et instrumenteringssystem hardware som tillater regulering på 0,5 % eller bedre hvis en implementerer det med en ventil som tillater 5 %.

Til slutt kan en si at prosess optimalisering begynner og starter med optimalisering av hele prosessen. De forskjellige delene kan ikke håndteres individuelt i arbeidet med å oppnå best mulig sløyfeegenskaper. For å samle informasjon om samspillet mellom prosessens forskjellige deler må en simulere hele prosessen under reelle (forventede) forhold.

## 2.2 Flowmåling

### 2.2.1 Generelt om flowmåling

Måling av strømningsmengde gjennom rør er veldig viktig i mange former for industri, inkludert olje, gass, kjemisk, stål og matvareindustri.

Det er et stort utvalg av forskjellige flowmeter på markedet, med forskjellig oppbygning og virkemåte.

Vi deler volum flowmeterene opp i 3 hovedtyper:

- **Differansetrykkmeter** er det mest brukte flowmeter i industrien for rene væsker og gasser. Instrumentene er utformet med en innsnevring slik at det oppstår en trykk forskjell på to ulike punkt i instrumentet. Denne trykkforskjellen varierer med fluid mengden gjennom innsnevringen. Det er instrumenter av denne typen som skal brukes i dette prosjektet.
- **Mekaniske flowmeter** er en maskin som er plassert i strømmen, og blir rotert av strømmen. Antall rotasjoner i sekundet er proporsjonal med strømmingen.
- **Vortex flowmeter** er et flowmeter som baserer seg på et naturlig fenomen kalt "vortex shedding".

I denne oppgaven skal vi se mest på forskjellige differansetrykkmeter, men ser også litt på prinsippene til de andre typene. Og begrunner valget av DP-meter.



## 2.2.2 Differansetrykkmåler

Differansetrykkmålerne er de mest brukte flowinstrumentene i dag til rene væsker og gasser. De typene som er mest i bruk i dag er Måleblende (strupeskiye), Venturi, V-cone, Dall tube og Nozzel.

Instrumentene er basert på Bernoullis strømning energi ligning, som går tar for seg bevaring av total energi (trykk+kinetisk+potensiell). På begge sider av innsnevringen vi får da formelen:

$$E_1 = \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{1}{2} * v_1^2 + gh_1 = E_2 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} * v_2^2 + gh_2$$

Hvor:

$p_1$  og  $p_2$  er trykk før og ved innsnevring.

$v_1$  og  $v_2$  er strømningshastigheten før og ved innsnevring.

$h_1$  og  $h_2$  er høgdeforskjellen mellom målepunktene i forhold til et nullpunkt.

$\rho_1$  og  $\rho_2$  er densiteten til det målte mediet før og ved innsnevring.

Når flowmeteret ligger vannrett vil høgdeforskjellen være 0 det fører til at  $h_1$  og  $h_2$  vil være like. Når mediet en måler på er inkompressibelt vil  $\rho_1$  og  $\rho_2$  også være like, men siden vi i her skal måle på gasser som er kompressible må vi ta hensyn til  $\rho_1$  og  $\rho_2$ . Det antas adiabatisk kompresjon eller ekspansjon.

Dette redusere formelen til:

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{p_2}{\rho_2}$$

Når en "flow" blir innskrenket enten gradvis eller brått, vil kinetisk energi øke på bekostning av tilgjengelig potensiell energi. Vi får da en trykkdifferanse mellom full rørdiameter og innsnevringen. Dette gir følgende sammenheng mellom trykkforskjellen over måleren og mengden som går igjennom for inkompressible medier:

$$Q = C_D * \frac{A_2}{\sqrt{(1 - \beta^4)}} * \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}$$

Hvor:

- $C_D$  er strømningskoeffisienten verdien til  $C_D$  avhenger av type flowmeter, Reynolds tallet  $R_e$  (forteller oss om strømmen er laminar eller turbulent) og diameter forholdet  $\beta$  til flowmeteret.
- $\beta$  er forholdet mellom minst diameter i flowmeteret og diameteren til røret.
- $A_2$  er minste areal i måleren.

For kompressible medier blir formelen annerledes siden  $\rho$  (densiteten) då forandre seg ved trykk forskjeller i mediet. Her blir ikke volumstrømmen bevart, men massestrømmen er derimot bevart. Den formelen blir:

$$M = \varepsilon \frac{A_2}{\sqrt{\left\{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right\}}} \sqrt{2\rho_1(P_1 - P_2)}$$

Hvor:

- $\varepsilon$  er ekspansjons faktoren til mediet
- $A_1$  og  $A_2$  er henholdsvis største og minste areal i instrumentet.

Følgende generelle punkter bør en tenke på når en velger differansetrykkmåler til en installasjon.

- De har ingen bevegelige deler, er robuste, pålitelige og lette å vedlikeholde.
- Det er alltid et permanent trykktap, som skyldes friksjon. Ekstra pumpe kostnad kan bli betydelig i store installasjoner.
- De er ikke lineære. Fra 25-100% av maksimum flow er området til måleren, under dette blir de unøyaktige.
- Kan bare brukes til rene medier, bortsett fra venturi.
- Krav til en minimum lengde rett rør oppstrøms og nedstrøms av måleren.

### 2.2.3 Måleblende

Måleblenden (strupeskiye) er det klart mest brukte flowmeteret av DP-målerene. Det er billig og tilgjengelig i mange forskjellige størrelser. Men det har sine ulemper, en begrenset nøyaktighet ( $\pm 1.5\%$  på de beste) og de har et høgt permanent trykktap.

Måleblenden har tre anbefalte oppsett av trykk uttakene: Hjørne, flens og D-D/2. Verdien til  $C_D$  (strømningskoeffisient) er forskjellig for hvert av oppsettene.

Måleblenden kan ikke brukes når mediet er skittent siden det vil bygge seg opp med avleiringer foran innsnevringen. Noe som fører til forandring av  $C_D$ .

Strømningskoeffisienten til måleblender ligger rundt  $C_D \approx 0.6$ . Mens permanent trykktap i prosent av målt differansetrykk ligger rundt 50-70%.

### 2.2.4 Venturidyse

Venturi er et differansetrykkmeter med en jevn overgang mellom største diameter til minste diameter i instrumentet. Dette gir en god strømnings koeffisient ( $C_D$ ), det gir fordeler som mindre trykktap i prosessen. De har også en bedre nøyaktighet enn måleblenden, ned til  $\pm 0.5\%$  avhengig av utforming. Instrumentet kan også brukes om stoffet er skittent, siden innsnevringen er uten kanter, som det kan legge seg avleiringer (noe det gjør på en måleblende). I utgangspunktet ble instrumentet utviklet for store rør dimensjoner (150 mm og større), men er nå videre utviklet for å takle mindre rør.

Ulemper med Venturi er at den krever en del plass og at den må ha en spesifisert lengde rett rør både oppstrøms og nedstrøms for seg. Dette gjør at det er et lite plasserings vennlig instrument.

Venturi blir mer og mer brukt i gass og damp anlegg der høg nøyaktighet er påkrevd. Strømningskoeffisienten til Venturi ligger rundt  $C_D \approx 0.99$ . Mens permanent trykktap i prosent av målt differansetrykk ligger rundt 10-15%.

**Figur 2.3 Venturi flowmeter**



### 2.2.5 V-cone

V-cone produserer et differanse trykk når mediet akselererer langs en kjegle formet hindring i strømmen. Differanse trykket er generelt lavere enn på andre DP-målere, men den krever ikke så langt rett rør oppstrøms, lavt permanent trykk tap, og konstant  $C_D$  over et vidt Reynolds-tall er viktige moment. En må ta forholdsregler om maksimum flow får å sikre et minimum av vibrasjons slitasje.

V-cone er et plasseringsvennlig instrument siden det kan plasseres nær bend og andre forstyrrelser på strømmen i røret.

**Figur 2.4 V-cone flowmeter**





### 2.2.6 Dall tube

Dall tube kombinerer et høgt differanse trykk, med et lavt permanent trykk tap (bedre enn venturi). Strømningskoeffisienten til Dall tube ligger rundt  $C_D \approx 0.66$ . Mens permanent trykktap i prosent av målt differansetrykk ligger rundt 4-6%.

### 2.2.7 Flow nozzel

Flow nozzel er mye brukt i steam anlegg med høge hastigheter i røret siden den er mer stabil i høgere temperatur enn vanlig måleblende. Den er dyrere enn måleblendens i innkjøp, men billigere enn venturi. Permanent trykktap er derimot betydelig høyere enn for venturi, men omtrent det samme som for måleblende.

Strømningskoeffisienten til Flow nozzel ligger rundt  $C_D \approx 0.96$ . Mens permanent trykktap i prosent av målt differansetrykk ligger rundt 40-60%.

### 2.2.8 Mekaniske flowmetere

Et mekanisk flowmeter er en maskin som er plassert i veien til strømmen, som blir satt i bevegelse av strømmen. Antall rotasjoner til maskinen er proporsjonal med volumet til strømmen. Mekaniske flowmetere blir ofte brukt til å måle det totale volumet til mediet som er passert øve en tid  $T$ .

Et stort antall av mekaniske flowmetere er blitt utviklet, men det mest vanlige er aksial flow turbin flowmeter.

### 2.2.9 Turbinmeter

Turbinmetret består av en flere bladet rotor opphengt i væske/gass strømmen. Strømningen setter rotoren i en bevegelse som er tilnærmet proporsjonal med strømningen, hvert blad på rotoren er magnetisk og en magnetisk "pick up" i målerhuset registrerer hver gang de passerer, dette gir oss en frekvens som er proporsjonal med farten til rotoren. Dette forutsetter lite friksjon i opphengs systemet og at bladene er tilpasset mediet vi vil måle. Siden det er så stor densitet forskjell mellom væske og gass er det utviklet egen rotor design for både væske og gass.

Turbinmeterne er nøyaktige (nøyaktighet ned til 0,25 %) og kan brukes over et stort måleområde, fra ca 10-100% av maksimalt strømnings område. Under 10% blir forholdet mellom  $f$  og  $Q$  økende ikke lineær på grunn av lager og væske friksjon.

Turbin flowmålere er tilgjengelig i mange røyrstørrelser, typisk mellom 5-500 mm. De er mer utsatt for skader enn andre flowmeter og er mindre driftsikre. Blader og lager kan skades av partikler i strømmen. Det er og et permanent trykktap over måleren.



## 2.2.10 Vortex flowmåler

Vortex shedding (avgitte strømvirvler) er et vanlig strømnings fenomen som får broer til å kollapse og telefon linjer til å synge. Ustabiliteten av strømningsfeltet etter at det er delt i to retninger rundt et ikke strømlinjeformet objekt (f.eks. et rektangulær) får strømvirvlene til å slippe vekselvis fra side til side for objektet i en frekvens proporsjonalt lineært til hastigheten. Viss de tilnærma sinusforma trykk- eller hastighets- forandringene skapt av bevegelsene til strømvirvlene i mediet blir detektert, kan flowen bestemmes. Forholdet mellom rør hastighet og "shedding" frekvens er lineær og uavhengig av densiteten til mediet.

Siden vortex flowmeter ikke har noen bevegelige deler er de mer driftsikre enn turbinmeter. Typisk nøyaktighet ligger på  $\pm 0.75\%$  av faktisk flow for væsker og  $\pm 1.5\%$  for gasser. Dette er betraktelig bedre enn måleblender men dårligere enn turbinmeter. Måleren har et permanent trykktap avhengig av konstruksjon.

Måleområdet er stort typisk fra 8-100% av maksimal flow. Størrelsen på målerne er ikke kildene våres enige om, i Bentley oppgir de røyrstørrelser fra 5 til 20 cm, mens Miller oppgir 12 til 400 mm.

## 2.2.11 Transmitter

Transmitteren er den komponenten som omformer signalene fra målesystemet til det signalet som styringen skal ha enten det er trykk, spenning eller strøm. I de fleste systemer er 4-20 mA sløyfe brukt her i landet pga mindre påvirkning fra støy enn spennings sløyfe.

## 2.3 Regulatorteori

### 2.3.1 Perspektiv

Kort sagt er reguleringsteknikk de metoder og teknikker som kreves for å få fysiske systemer som motorer, fartøyer, kjemitekniske prosesser, roboter osv., til å oppføre seg slik vi ønsker. Mer konkret betyr det at vi med reguleringsteknikk kan få variable som nivå, trykk, tempertur, massestrømning, produktsammensetning, turtall og posisjon til å følge spesifiserte eller ønskede verdier med et avvik som ligger innenfor spesifiserte eller akseptable grenser. Reguleringsteknikken gir altså oppskriften på hvordan fysiske systemer skal påvirkes eller styres.



### 2.3.2 Regulering med tilbakekobling og forroverkobling.

I regulering med tilbakekobling kobles den størrelsen i prosessen som skal reguleres, til den størrelsen som brukes til å påvirke prosessen.

Et poeng ved bruk av tilbakekobling er at reguleringen kan foregå tilfredsstillende selv om vi ikke har særlig kunnskap om selve prosessen. Det kommer av at reguleringen baseres på systemets faktiske oppførsel eller tilstand.

Regulering med tilbakekobling er det viktigste reguleringsprinsippet fordi det innebærer at pådraget justeres ut fra hvordan prosessens oppførsel eller tilstand faktisk er. Men det fins et annet reguleringsprinsipp også, og det er forroverkobling.

Vi har to typer forroverkobling, alt etter hvilken variabel det forroverkobles fra. De to typene er forroverkobling fra referansen og forroverkobling fra forstyrrelsen

Definisjon:

Forroverkobling er å stille inn pådraget direkte ut fra kjennskap til referansens verdi og/eller forstyrrelsens måleverdi, uten hensyn til prosessens faktiske tilstand. Hensikten er en rask og direkte innstilling av pådraget. Forroverkobling forutsetter i prinsippet en presis kunnskap om hvordan pådraget og forstyrrelsen påvirker prosessutgangen, altså presis prosesskunnskap.

Ved en kombinasjon av forroverkobling og tilbakekobling kan vi få glede av begge metodenes fordeler. Forroverkobling gir rask og direkte innstilling av pådraget, og det reguleringsavviket som forroverkobling alene ville ha gitt, tar tilbakekoblingen seg av, det vil si reduserer eller eliminerer.

### 2.3.3 Stabilitet

Under visse forhold kan det oppstå ustabilitet i reguleringssystemer. Ustabilitet betyr kort sagt at variable i systemet begynner å svinge med stadig større amplitude, inntil svingningenes amplitude blir begrenset av rent fysiske grunner. Ustabiliteten skyldes at i et system der del systemer påvirker hverandre gjensidig, som i et tilbakekoblet reguleringssystem, kan signaler få for stor forsterkning gjennom sin vandring gjennom del systemene. Variablene i systemet vil da vokse stadig eller det vil oppstå svingninger med stadig voksende amplitude. Ustabiliteten kan også gis en annen forklaring, nemlig at det er for stor tidsforsinkelse av signalene i sløyfen.



### 2.3.4 Standardregulatorer.

Ideell PID-regulatorfunksjon.

$$u = u_0 + K_p e + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e d\tau + K_p T_d \dot{e}$$

#### Formel 1

der

$K_p$	er proporsjonal forsterkning.
$T_i$	er integraltiden.
$T_d$	er derivattiden.
$u_0$	er pådragsbiasen.
$e$	er avviket.

Transferfunksjon

Laplace transformasjon av (2.1), med  $u_0$  satt lik null, gir

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p + \frac{K_p}{T_i s} + K_p T_d s$$

#### Formel 2

Som spesialtilfelle av PID-regulatoren har vi

- P-regulatoren der integral virkningen og derivat virkningen begge er null.
- PI-regulatoren der derivat virkningen er null.
- PD-regulatoren der integralvirkningen er null.

### 2.3.5 Virkningen av å justere regulatorparametrene.

- Når  $K_p$  økes, reagerer pådraget mer følsomt på avviket. Resultatet blir en hurtigere kompensering, men samtidig blir stabiliteten dårligere.
- En reduksjon av  $K_p$  gir tregere regulering.
- Integraltiden angir ”hvor hurtig” integreringen av avviket skal foregå. Hvis  $T_i$  reduseres, integreres avviket hurtigere, men stabiliteten i reguleringsystemet blir dårligere. Hvis  $T_i$  økes, foregår integreringen, og dermed avvikets innsvingning til null, langsommere.
- Ved å øke  $T_d$  blir pådraget mer følsomt overfor hurtige endringer i referansen og høyfrekvent målestøy. Ved for stor  $T_d$  kan reguleringsystemet bli ustabil fordi pådraget reagerer for følsomt på avviket og det kan bli ”overkompensering”.

### 2.3.6 Hvilken regulatorfunksjon.

- P-regulator brukes en del i servomekanismer, særlig hydrauliske, der arbeidsstempelens posisjon skal reguleres. Den hydrauliske resonansen gjør at man der ikke oppnår særlige forbedringer med en mer komplisert regulator som for eksempel en PID-regulator. Ved posisjonering blir de statiske følgeegenskapene perfekte med P-regulator. Det vil si at det stasjonære avviket ved en konstant referanse blir null.
- Hvis det er mye støy i prosessmålingen, bør derivatleddet kuttes ut. Regulatoren er da en PI-regulator.
- Hvis prosessen har en meget stor tidsforsinkelse, i størrelsesorden 5 ganger større enn den dominerende tidskonstant, bør derivatleddet kuttes ut. Det kan vises at stabiliteten ellers kan bli dårlig på grunn av derivatleddet.
- Hvis prosessen har meget rask dynamikk i forhold til andre prosessdeler den virker sammen med, kan derivatvirkningen sløyfes. Man oppnår tilstrekkelig hurtighet i sløyfen med en PI-regulator eller en ren P-regulator.

## 2.4 Ordforklaring

### 2.4.1 Prosessreguleringsterminologi

**Aktuator:** En pneumatisk, hydraulisk eller elektrisk drevet apparat som yter den kraften og bevegelsen som skal til for å åpne eller lukke en ventil.

**Aktuator pakke:** (Actuator assembly): En aktuator med all den utrustning som gjør den komplett og til en funksjonerende enhet.

**Backlash:** Et generelt navn gitt til en form for Dødt bånd som skyldes midlertidig diskontinuitet mellom inngang og utgang på et apparat når inngangen skifter retning. Slark i eller løse mekaniske forbindelser er typiske eksempler.

**Kapasitet** (Capacity): Flowraten gjennom ventilen ved gitte betingelser.

**Regulator:** Et apparat som regulerer en prosessvariabel automatisk ut i fra en etablert algoritme. Regulatorinngangen er tilbakekoblet fra prosessvariabelen, regulatoren sammenligner denne inngangen med et setpunkt og setter en passende utgang til apparatet som til slutt utfører reguleringen.

**Reguleringsløyfe** (Control loop): En sammenkobling av prosessreguleringsutstyr som gjør det mulig at informasjon angående prosessvariabler blir kontinuerlig tilbakeført til regulatoren og sammenlignet med setpunktet. En får da en kontinuerlig automatisk korrigerende avvikene.

**Regulerings område** Det området av ventilvandringsområdet som reguleringsventilen har en installert ventilforsterkning mellom 0,5 - 2,0.

**Reguleringsventil – pakke** (Control valve assembly): Inkluderer alle komponentene som normalt er montert på en ventil, eks. selve ventilkroppen, aktuator, positioner osv.

**Død bånd** (Dead Band): Det området innsignalet kan variere ved retningsforandring uten at det blir initiert et observerbar forandring i utgangen.

**Død tid:** Tiden ( $T_d$ ) det tar før det blir detektert en respons på systemets utgange når et sprang (vanligvis 0,25-5 %) blir satt på inngangen. Dødtiden kan være relatert til ventilpakker eller til hele prosesser.

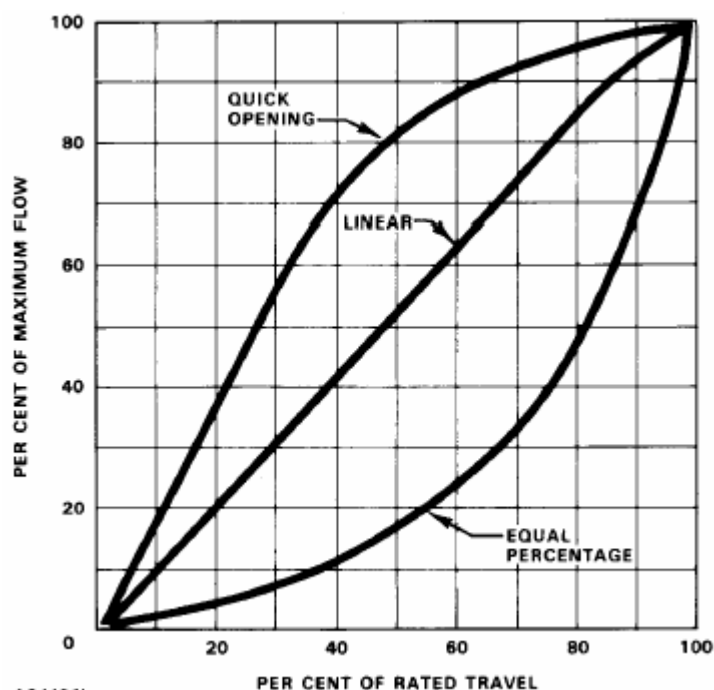
**Friksjon:** Kraften som motvirker den relative bevegelsen mellom to overflater som er i kontakt med hverandre. Friksjon er en av de største årsakene til Død Bånd.

**Forsterkning** (Gain): Forholdet mellom endringen i et systems utgang og den tilhørende inngangen.

$$Gain = \frac{\Delta U_t}{\Delta I_{nn}}$$

**Inherent karakteristik:** Forholdet mellom flow-koeffisienten og ventilvandringen når vandringen går fra lukket til fullt åpen med konstant trykkfall over ventilen. Disse karakteristikene er typisk plottet som kurver med prosent av ventilvandring på x-aksen og prosent av flow på y-aksen. Tre forskjellige inherente karakteristikker er Lineær, Likeprosentlig og Raskt åpnende (se egen forklaring).

**Figur 2.5** Inherente ventil karakteristikker:





**Inherent ventil forsterkning** (Inherent valve gain): Forholdet mellom forandring i flow gjennom ventilen og forandring i ventilvending når trykkfallet blir holdt konstant.

**Installert karakteristikk:** Forholdet mellom flow-raten og ventilvendingen når vendingen går fra lukket til fullt åpen og trykkfallet over ventilen bestemmes av prosessen ventilen er installert i.

**Installert ventil forsterkning** (Installed valve gain): Forholdet mellom forandring i flow gjennom ventilen og forandring i ventilvending når trykkfallet over ventilen bestemmes av prosessen ventilen er installert i.

**Lineær karakteristikk:** En inherent flowkarakteristikk der like endringer i hele ventilvandringsområdet vil skape den samme endringen i flow-koeffisienten (se fig.2.3).

**Likeprosentlig karakteristikk:** En inherent flowkarakteristikk der en prosentvis endring i ventilvendingen vil skape en tilsvarende prosentvis endring i flow koeffisienten  $C_v$ . (se fig.2.3)

**Sløyfeforsterkning (Loop gain):** Den kombinerte forsterkningen til alle komponentene i sløyfen sett i serie. Ofte referert til som åpen sløyfeforsterkning.

**Åpen sløyfe** (Open loop): Signalene i tilbakekoblingen fra prosessvariablene registreres ikke i regulatoren, den er da ute av stand til å korrigere for endringer i prosessen. Kan gjøres bevisst ved å sette regulatoren i manuell.

**Positioner:** En posisjonings regulator (servomekanisme) i ventilen som automatisk regulerer ventilåpningen ut ifra ønsket åpning.

**Prosess:** Alle elementene som befinner seg i en reguleringsløyfe unntatt regulatoren.

**Prosess forsterkning** (Process Gain): Forholdet mellom endringen i de regulerede prosessvariablene og den resulterende endring i regulatorutgangen.

**Process variability:** En presis statistisk måling av hvor stramt prosessen regulert rundt setpunktet. Process variability er definert i prosent som  $(2s/m)$ , der  $m$  er setpunkt eller gjennomsnittsverdien til målt prosess variabel og  $s$  er standard avviket til prosessvariablen. (se fig.2.4)

Figur 2.6 Process variability:

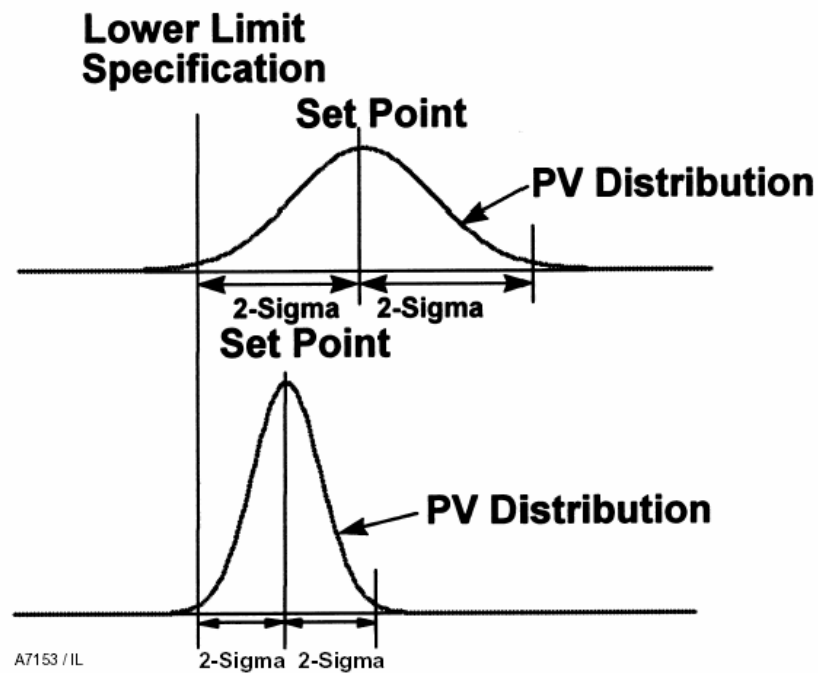


Figure 2-1. Process Variability

**Raskt åpne Karakteristikk:** En inherent flowkarakteristikk der maks flow oppnås ved relativ liten ventilvandring.



## 3. Simuleringsverktøy

### 3.1 Matlab

Matlab er et høy- ytelse språk for tekniske beregninger. Det inkluderer beregning, visualisering og programmering i et lettfattelig miljø der problem og løsninger er uttrykt ved kjente matematiske operasjoner. Matlab er et interaktivt system navnet er en forkortelse av ”Matrix Laboratory” som betyr ”Matrise Laboratorium”, dette navnet kommer av at systemet har matrise som basis element. Matriseoppbygningen gjør at en kan løse mange tekniske beregningsproblem, spesielt de som inkluderer matriser og vektorer på en brøkdel av tiden som en hadde brukt på skalare ikke-interaktive språk som C og Fortran.

### 3.2 Simulink

I Matlab systemet finnes Simulink, som er en softwarepakke for modellering, simulering og analysering av dynamiske systemer. Simulink har et grafisk brukergrensesnitt som gjør at modelleringen skjer ved at en finner ferdige funksjonsblokker i et bibliotek som en setter sammen til det ønskede blokkskjema. I tillegg til de innebygde funksjonsblokkene kan en også bygge opp sine egne funksjonsblokker etter behov.

## 4. Systembeskrivelse

### 4.1 Prosessbeskrivelse

Prosesen er en flowregulering med tilbakekobling. Prosessen er lokalisert på Sleipner R plattformen, hvor tørrgass fra Ormen lange feltet skal blandes med tørrgass fra Sleipner og Troll feltene. De respektive gassene har forskjellige kvaliteter og egenskaper, og for å få de egenskaper forbruker ønsker, er det viktig med riktig sammensetning av gassene. Dette blir regulert av reguleringsventiler som styrer massestrømmen fram til et punkt hvor gassene blandes. Deretter blir produktsammensetningen målt ved hjelp av gasskromatograf, hvorpå resultatet blir tilgjengelig for operatør som gjør en vurdering om å øke eller minke flow til en eller flere av rørledningene.

### 4.2 Komponentvalg

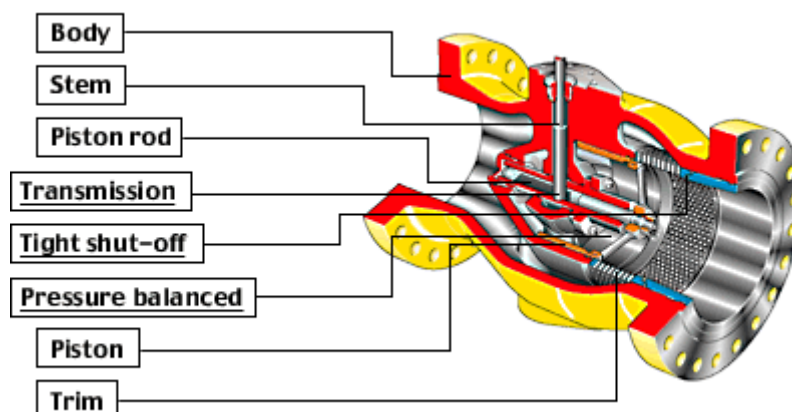
#### 4.2.1 Innledning

Valget av de forskjellige komponentene i reguleringsstrukturen er allerede foretatt av ABB/Hydro. Vi vil i dette avsnittet prøve å forklare valgene og se på fordeler/ulemper med disse.

#### 4.2.2 Reguleringsventil

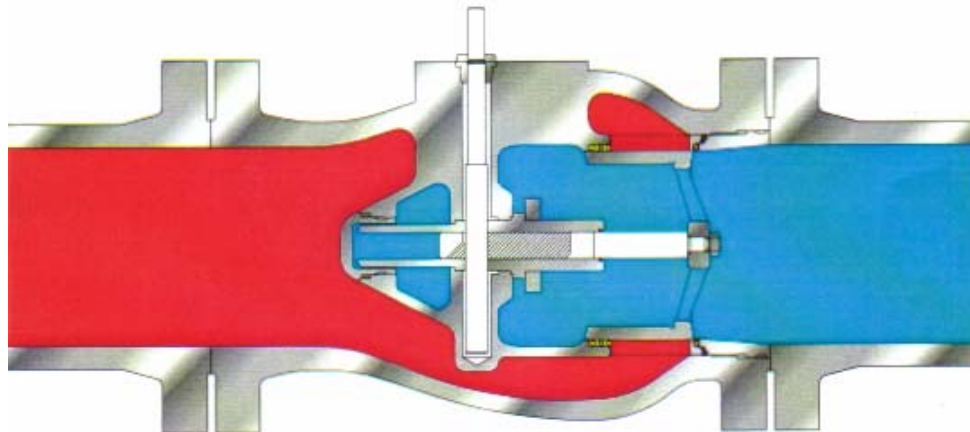
ABB har valgt en Mokveld axial flow reguleringsventil til reguleringsstrukturen. Mokveld er den ledende aktøren i utviklingen av axial flow konseptet for bruk i olje og gass industrien. Axial flow ventilen tillater en symmetrisk flow mellom ventilens indre og ytre kropp før flowen når selve trimmen. Dette resulterer i en signifikant redusert støy og turbulens. Støyreduksjon er et viktig moment siden ventilen er plassert på plattformdekk.

Figur 4.1 Mokveld axial flow ventil:



Ventilen er også trykk balansert, dvs. i dette tilfellet at mediet tillates inn i den indre ventilkroppen. I konvensjonelle ventiler vil trykket i mediet skape en kraft som motvirker de bevegelige delene i ventilen. I trykkbalanserte ventiler lar en de kreftene som oppstår arbeide mot hverandre slik at de oppheves. I praksis vil dette si at kraften som skal til for å bevege stempelet i ventilen er tilnærmet uavhengig av trykket over ventilen. Rask respons er derfor oppnådd med enten enkle elektriske eller pneumatiske lavtrykkaktuatorer. En fordel med trykkbalanserte ventiler er derfor at en kan ha mindre og billigere aktuatorene en det en må ha i konvensjonelle ventiler og aktuatoreturen kan være fjærbasert uavhengig av ventilstørrelsen.

**Figur 4.2 Møkkveld trykkbalansert ventil:**



I stengt posisjon slik som vist på fig.4.2 tillater ventilen høyt trykk både fra oppstrøms og nedstrøms siden uten at det har noen effekt på den kraften som trengs for å operere ventilen.

Ventiler av denne type og størrelse er spesialbygd og skreddersydd etter kundens behov. Ventilen ABB har blitt anbefalt til prosessen har en splittet lineær karakteristikk, dvs. at ventilvandringsområdet er delt i to med tanke på forsterkningen. I dette tilfellet er forsterkningen lavere i nedre del enn øvre del av ventilvandringsområdet. Grunnen til ønsket om splittet karakteristikk og dermed mindre forsterkning i nedre del av ventilvandringsområdet er at en vil ha bedre kontroll/sikkerhet ved oppstartning av anlegget i tillegg til en høyere forsterkning rundt arbeidspunktet der reguleringen hovedsakelig vil skje. Denne splittede karakteristikken som nevnt ovenfor kan sammenlignes med en likeprosentlig karakteristikk som også har disse egenskapene. En mulig årsak til at det brukes en ventil med tilnærmet likeprosentlig karakteristikk er at denne typen ventiler gir den mest lineære installerte karakteristikken, noe som er ønskelig i de aller fleste reguleringsstrukturer.





Responstid er ofte viktig i ventilvalg med tanke på god regulering og Mokveld kan levere tilsvarende ventiler som beskrevet ovenfor med åpningstid på 2 sek(0-100 %)

Prosessen vår skal være treg og åpningstiden på ventilene er derfor satt til 60 sek, det vil og si at den dynamiske delen av responstiden blir relativ lang. Selv om en ønsker en lang dynamisk del av responstiden så ønsker en som regel ikke at den statiske delen som skyldes dødtid skal være lang. Som nevnt tidligere vil lang dødtid si at det tar lang tid før ventilen reagerer på endringer. Grunnen til at ABB vil ha ”trege” ventiler i prosessen er at de vil unngå hurtige forandringer i flowen, noe som kan skape uønskede trykksvingninger i rørsystemet. Siden spesifikasjonene til gassblandingen er relativt romslige og rørledningen har egne systemer for stenging ved feil og nødtilfelle kan ABB tillate seg så ”trege” ventiler.

### 4.2.3 Flowmeter

I det store utvalg av forskjellige flowmålere er det mange målere som er kvalifisert i de fleste anlegg, så en vurdering for og i mot flere målere må til.

Når en skal velge flowmeter er det flere ting å ta hensyn til, de forskjellige målerne har egenskaper som gjør de egnet eller uegnet i forskjellige anlegg.

Flowmeter valg kommer an på viktigheten til forskjellige forhold i måleproblemet, her kommer kostnad, permanent trykkfall, nøyaktighet og andre forhold inn.

I dette prosjektet stod det mellom Venturidyse og V-cone, dette er to DP- flowmeter med ganske like egenskaper. En avgjørende faktor for at valget falt på en DP- måler er stor pålitelighet pga ingen bevegelige deler. I tillegg er størrelsen på røret en faktor som taler for valg av DP- målere. Lang erfaring og kunnskap med slike målere i denne industrien er også relevant. I utgangspunktet var V-cone aktuell pga sin plasseringsvennlighet. Da det viste seg at det var tilstrekkelig plass for installasjon av venturi ble denne foretrukket fremfor V-cone da denne flowmåleren genererer et lavere permanent trykktap.

## 5. Matematisk modell

### 5.1 Innledning

En matematisk modell for et system er den eller de likningene som beskriver systemets oppførsel. Med en matematisk modell kan vi beregne hvordan et fysisk system vil oppføre seg, vi kan simulere systemets oppførsel. Eller vi kan bruke modellen til på andre måter å analysere dets egenskaper, for eksempel dets stabilitets egenskaper. Og vi kan også bruke modellen til å designe et reguleringsystem for en fysisk prosess, og det uten å måtte arbeide på selve det fysiske systemet.

Det viser seg imidlertid at i praksis er det ikke noen enkel sak å utvikle en presis modell for et fysisk system. Det er alltid fenomener vi ikke klarer å modellere, og noen ganger vet vi rett og slett ikke hva som foregår inne i systemet. Vi må altså alltid regne med modellfeil, eller modellusikkerhet. Det viktige er at modellen beskriver de dominerende dynamiske egenskaper. Modellen kan da være et utmerket hjelpemiddel for å gi oss en forståelse av systemets responser på forskjellige påvirkninger.

### 5.2 Fremgangsmåte ved matematisk modellering.

Følgende punkter beskriver en vanlig fremgangsmåte ved utvikling av matematiske modeller for fysiske systemer.

1. *Avgrens systemet.*

Alle fysiske systemer er egentlig bare delsystemer av sammensatte systemer. Det er derfor nødvendig å bestemme en grense for delsystemene før vi kan begynne å utvikle matematiske modeller for disse. I de fleste systemer blir avgrensingen helt naturlig.

2. Gjør forenklede antagelser.

3. Bruk balanseloven for de dominerende fysiske balansene i systemet  
Balanseloven lyder:

Endring av ”mengde” i systemet pr. tid i systemet er lik summen av alle ”mengde” innstrømningene pr. tidsenhet.

Eller matematisk:

$$\frac{d}{dt}(\text{mengde}) = \sum \text{mengdeinnstrømninger} / \text{tidsenhet}.$$

Mengde kan være energi, masse, bevegelsesmengde, ladning m.m. ”Innstrøm” inkluderer selvsagt også ”utstrømning” men da med negativt fortegn.

4. Presenter modellen på en hensiktsmessig form.

## 5.3 Dynamiske systemer og statiske systemer.

- **Dynamiske systemer:**  
Er systemer hvis respons etter en påvirkning av systemet, ikke er konstant, men varierer over tid. Dynamiske systemers matematiske modell kan beskrives i form av differensiallikninger som uttrykker nettopp hvordan responsen varierer.
- **Statiske systemer:**  
Er systemer der responsen etter en påvirkning av systemet, er momentan. Statiske systemers matematiske modell inneholder kun algebraiske sammenhenger.

## 5.4 Modellen.

### 5.4.1 Ventil.

Første punkt i utviklingen av en matematisk modell er å avgrense systemet. I vårt tilfelle har vi et komplekst strømningsystem, hvor vi skal se på tre av en rekke strømninger i et system. Dersom vi begynner med å se på en av de mange strømningsstrengene, vil dette være et bra utgangspunkt.

Neste punkt er å sette opp fysiske balanser. Her har vi gjort en del antagelser som forenkler modellen.

- Vi vet at ventilen er en lineær ventil med en spesifisert Kv verdi. Kv verdien er definert slik:  
Kv er lik volumstrømmen i m<sup>3</sup>/h gjennom en fullt åpen ventil når trykkfallet over ventilen er 1 bar. Vi bruker imidlertid en annen kapasitetsindeks, nemlig Cv. Sammenhengen mellom Kv og Cv er:

$$K_v = 0,865C_v$$

Vi kommer tilbake til utregning av denne verdien.

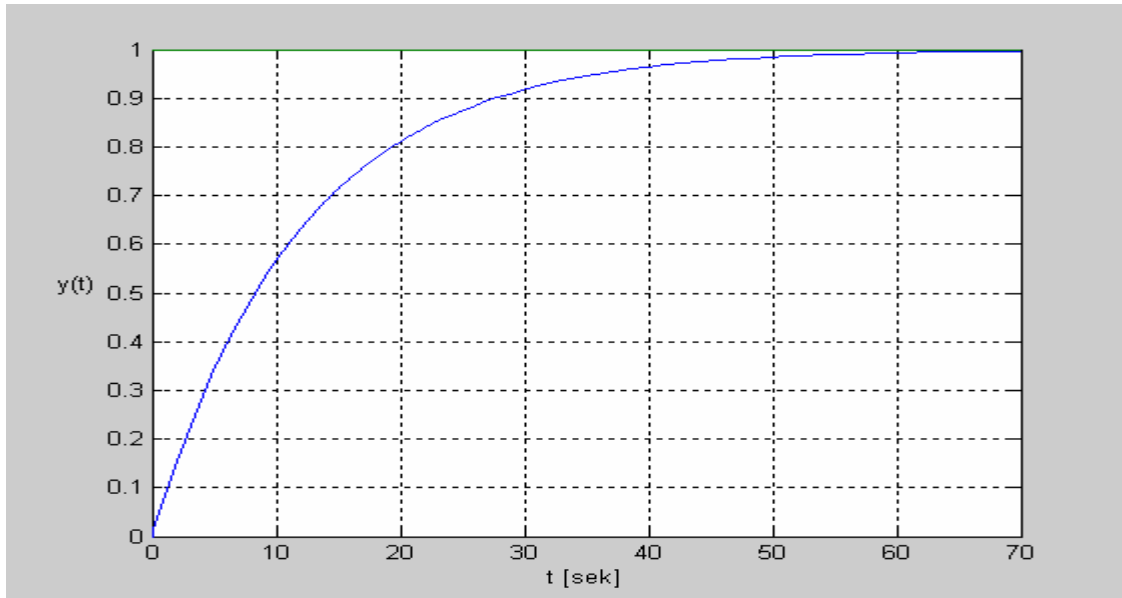
- Videre har vi fått oppgitt at ventilen åpner på 60 sek. Vi har valgt at dette forløpet følger en 1. orden differensiallikning. Selv om dette ikke er matematisk korrekt er dette en god tilnærming. Grunnen til at dette ikke er korrekt er at (i vårt tilfelle) ventilen aldri når fullt åpen eller helt stengt.

La oss se på sprangresponsen for en 1. orden differensiallikning.

$$y(t) = 1 - e^{-t/T}$$

Dersom vi lar tida gå mot uendelig vil  $y(t)$  gå mot 1 men aldri bli eksakt lik 1. men dette er bare rent matematisk. I praksis kan vi si at systemet har nådd sin stasjonære tilstand da tida ( $t$ ) er  $5T$ . Illustrert i figuren under.

**Figur 5.1 Sprangrespons 1. ordenssystem**



Her ser vi en simulering av en sprangrespons av et 1.orden system med  $T = 12$ . Vi ser at når tida ( $t$ ) =  $5T$  (60 sek) har systemet nådd sin tilnærmet stasjonære tilstand. Dermed kan vi benytte oss av denne tilnærmingen.

Vi må også definere hvilken forsterkning ventilen skal ha. Dette vil si hva den stasjonære verdien ut fra ventilen er ved et bestemt pådrag. Da benytter vi oss av ”ventillikningen” for kompressible fluider.

$$C_v = \frac{w}{N_8 F_p P_1 Y \sqrt{\frac{XM}{T_1 Z}}}$$

hvor:

$w$	=	massestrømmen	[kg/h]
$N_8$	=	liknings konstant	
$F_p$	=	rør geometri faktor	
$P_1$	=	oppstrøm absolutt statisk trykk	[ bar]
$Y$	=	ekspansjons faktor	
$X$	=	forhold mellom $P_1$ og trykkfall	
$M$	=	molekylær vekt	
$T_1$	=	absolutt oppstrøm temperatur	[K]
$Z$	=	kompresjons faktor	



Dette gir oss ved innsetting av følgende konstanter:

w	=	974811	[kg/h]
N <sub>8</sub>	=	94,8	
F <sub>p</sub>	=	0,76	
P <sub>1</sub>	=	151	[ bar]
Y	=	0,667	
X	=	3,31*10 <sup>-3</sup>	
M	=	17,32	
T <sub>1</sub>	=	278,5	[K]
Z	=	0,71	
<b>C<sub>v</sub></b>	=	<b>7888</b>	

Ved å snu på formelen får vi at den stasjonære massestrømmen etter et enhetssprang er 974 811 kg/h.

Vi får da følgende transferfunksjon for ventilen:  $h_v(s) = \frac{974811}{12s + 1}$

### 5.4.2 Regulator.

Da vi skal modellere regulatoren er ikke dette noe særlig problem da dette er en standard funksjon som er testet og utprøvd i mang en sammenhenger. Dette medfører imidlertid at vi har en del alternativer.

- Proporsjonal regulator.
- PI-regulator.
- PI-regulator med begrenset integral virkning.
- PID-regulator.
- PD-Regulator.
- PID eller PD-regulator med begrenset derivat virkning.

Valget har falt på en PI-regulator. Dette fordi den ikke gir et avvik i motsetning til en P-regulator. Denne har følgende transferfunksjon:

$$h_{PI}(s) = Kp + \frac{Kp}{Tis} = Kp \frac{Tis + 1}{Tis}$$

Vi kan merke oss følgende om frekvensresponsen for PI-regulatoren:

- Knekkfrekvensen er  $\frac{1}{Ti}$ .
- Den asymptotiske amplitudekarakteristikken er lik  $Kp$  for frekvenser over  $\frac{1}{Ti}$ .
- Asymptotisk sett har PI-regulatoren integralvirkning for frekvenser nedenfor knekkfrekvensen og proporsjonalvirkning ovenfor.

### 5.4.3 Måleelementet.

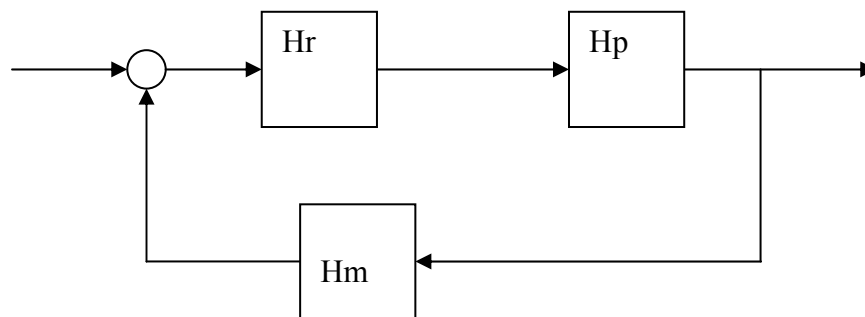
Måleelementet har selvsagt også en overføringsfunksjon som følger en differensiallikning av en eller annen grad. Men denne er ikke av de dominerende tidskonstanter i systemet, vi snakker da om at målesløyfen har en responstid på størrelsesorden tiendedels sekund. Dermed kan vi sette transferfunksjonen til målesløyfen som en ren konstant.

Vi får da:  $h_m(s) = k_m$

### 5.4.4 Videre beregninger.

For å kunne se på egenskapene til reguleingssystemet ser vi på det vi kaller avviksforholdet  $N(s)$  og følgeførholdet  $M(s)$ . Men først må vi definere  $h_0(s)$ .

Figur 5.2 Blokkskjema



$$h_0 = h_r h_p h_m$$

$$h_0 = K_p \frac{Ti s + 1}{Ti s} \frac{K}{Ts + 1} K_m = \frac{K_p K K_m Ti s + K_p K K_m}{Ti Ts^2 + Ti s}$$

$$N(s) = \frac{1}{1 + h_0(s)} \Rightarrow N(s) = \frac{Ti Ts^2 + Ti s}{Ti Ts^2 + Ti s + K_p K K_m Ti s + K_p K K_m} = \frac{Ti s (Ts + 1)}{Ti s (Ts + K_p K K_m + 1) + K_p K K_m}$$

Dersom vi lar  $s$  gå mot null får vi at  $N(s) = \frac{0}{K_p K K_m}$  Hvilket er null. Bra!

$$M(s) = \frac{h_0(s)}{1+h_0(s)} \Rightarrow M(s) = \frac{K_p K K M T i s + K_p K K m}{T i T s^2 + T i s + K_p K K m T i s + K_p K K m}$$

Dersom vi lar  $s$  gå mot null får vi at  $M(s) = \frac{K_p K K M}{K_p K K m} = 1$  Hvilket er bra.

Da har vi sjekket følgefórhódet og avviksfórhódet hvilket gav gode resultater. Men dette forteller ingenting om hvor raskt systemet er. Da má vi benytte oss av noe som heter frekvensrespons design.

### 5.4.5 Frekvensrespons design.

Det finnes flere máter á designe et reguleringsystem pá. De kanskje mest kjente er Ziegler-Nichols ápen og lukket slóyfe metode. Disse går ut pá hhv. á mále systemets impulsrespons eller á bringe systemet ut av stabilitet. Dette er ikke mulig á bruke lukket metode siden vi har et 1. orden system som ikke er mulig á bringe til sin stabilitetsgrense. Ápen slóyfe metode kan heller ikke brukes siden den ekvivalente tidsforsinkelsen er null hvilket gir uendelig  $K_p$ .

Vi skal ná ta for oss en design metode som tar utgangspunkt i á bestemme verdier for båndbredden og samtidig passe pá at systemet er passe raskt. Dette forutsetter at prosessen og regulatorens matematiske modell i form av transferfunksjon og/eller frekvensrespons er kjent.

### 5.4.6 Frekvensrespons design ut fra spesifisert båndbredde.

Med båndbredde menes her slóyfettransferfunksjonens kryssfrekvens  $\omega_c$ . Spesifikasjon av  $\omega_c$  kan blant annet stamme fra disse kildene:

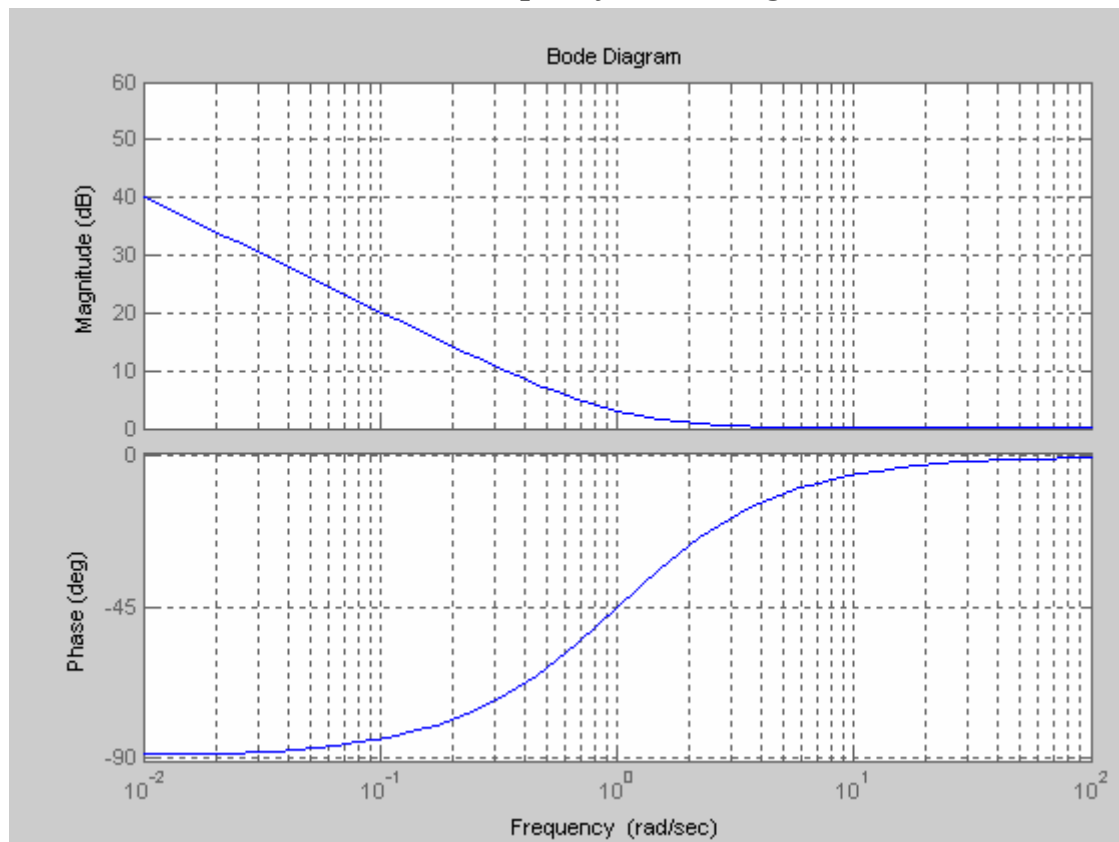
- Vi har spesifisert for hvilke frekvenskomponenter i referansen vi ónsker á oppná gode følgeeegenskaper. Alternativt: For hvilke frekvenskomponenter i forstyrrelsen det skal oppná gode reguleringssegenskaper.
- Vi har spesifisert hvor "raskt" reguleringsystemet skal være i form av responstiden  $T_r$ . Sammenhengen mellom  $T_r$  og  $\omega_c$  er:

$$\omega_c \approx \frac{1,5}{T_r}$$

Vi skal ná ta for oss regulatordesign for prosessen representert ved transferfunksjonen fra pádrag til prosessmålingen, men før vi begynner med frekvensresponsdesign av regulatoren, skal vi se pá regulatorens frekvensrespons.

Figur 5.3 Frekvensrespons for PI-regulator

*Frekvensrespons for en PI regulator.*



Vi kan merke oss følgende om frekvensresponsen for den ideelle PI regulatoren:

- Knekkfrekvensen er  $\frac{1}{T_i}$ .
- Den asymptotiske amplitudekarakteristikken er lik  $K_p$  for frekvenser over  $\frac{1}{T_i}$ .
- PI-regulatoren har en negativ fase ved alle frekvenser. Fasen er mest negativ ved lave frekvenser. Vi sier at PI-regulatoren har faseforringende virkning.

### 5.4.7 Prosessen.

Transferfunsjonen til prosessen er:

$$h_0(s) = h_r(s) \times h_p(s) = K_p \frac{T_i s + 1}{T_i s} \times \frac{K K_m}{T s + 1}$$

Med en del mellomregninger kommer vi frem til:





$$h_0(s) = \frac{K_p K (T_i s + 1)}{s^2 + \left( \frac{K_p K K_m + 1}{T} \right) s + \frac{K_p K K_m}{T_i T}}$$

For å bestemme parametrene til regulatoren sammenligner vi nevneren med det karakteristiske polynom for en 2. grads differensiallikning.

$$a(s) = s^2 + 2\zeta\omega_0 s + \omega_0^2 = s^2 + \left( \frac{K_p K K_m + 1}{T} \right) s + \frac{K_p K K_m}{T_i T}$$

$$K_p = \frac{2\zeta\omega_0 T - 1}{K K_m}$$

$$T_i = \frac{K_p K K_m}{\omega_0^2 T}$$

Nå gjenstår det bare å velge  $\zeta$  og  $\omega_0$  alt etter hvilke egenskaper vi vil at reguleringsystemet skal ha.

Dersom:

- $0 < \zeta < 1$  er systemet underdempet
- $\zeta = 1$  er systemet kritisk dempet
- $\zeta > 1$  er systemet overdempet

Dersom vi velger at systemet skal ha en liten oversving rundt sett punktet, velger vi en verdi for zeta som ligger opp under 1 men ikke lik eller over. Dersom vi ikke ønsker oversving velger vi zeta større enn en.

Dermed har vi kommet frem til en matematisk modell for en ventil med tilhørende regulator og måleelement. Videre arbeid er noe teoretisk, men i hovedsak simuleringer i MatLab med diverse "toolboxer".

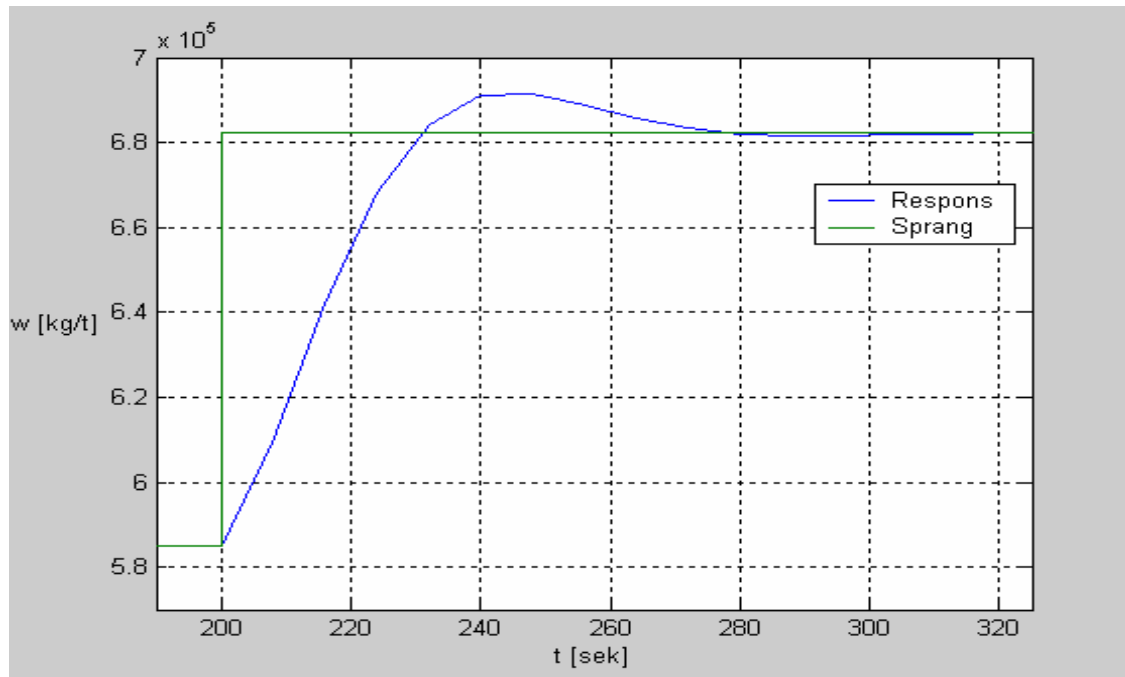
For å få oversikten repeterer vi hva de forskjellige faktorene er.

- $h_0$  = sløyfetransferfunksjonen
- $K_p$  = regulator forsterkningen
- $K$  = ventil forsterkningen
- $K_m$  = forsterkningen i tilbakekoblingen
- $T$  = responstiden til ventilen
- $T_i$  = integraltiden

## 6. Simuleringer

I disse simuleringene vil vi se på hvordan reguleringsystemene oppfører seg ved forskjellige påvirkninger, det være seg et sprang i sett punktet eller en forstyrrelse. Simuleringene er delt inn i etter hvilket system det er, hvilken påvirkning og hvilke parametere som er valgt.

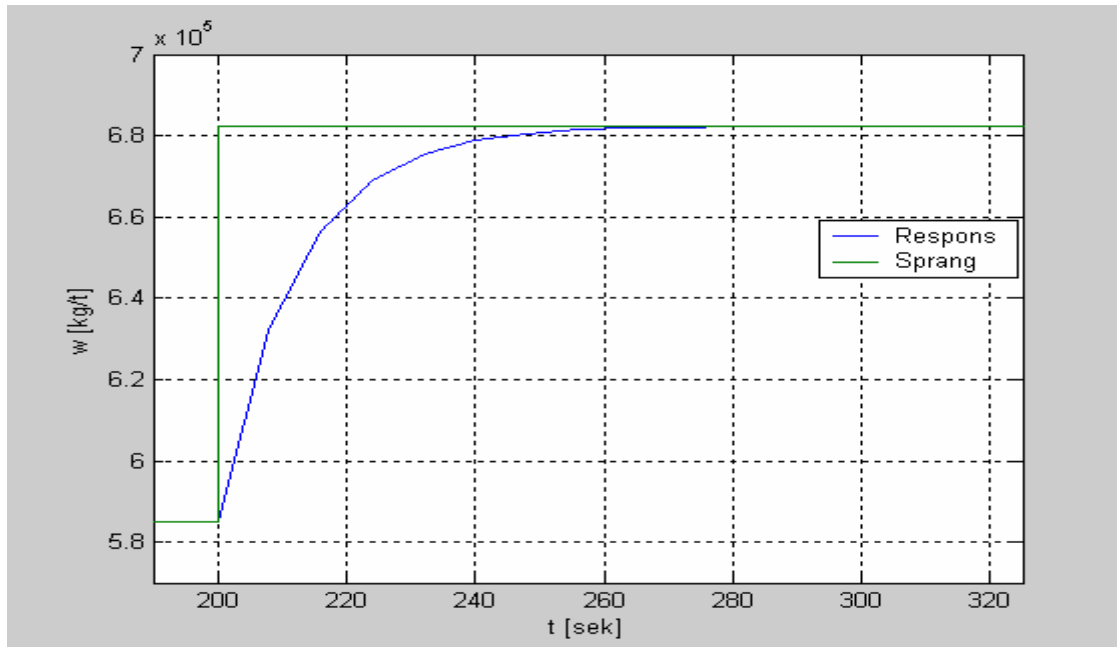
Figur 6.1 Underdempet PI-regulator



Denne simuleringen tar utgangspunkt i en enkelt ventil med regulator og tilbakekobling. Påvirkningen er et sprang i referansen på 10 % fra 60-70% når  $t = 200$ .

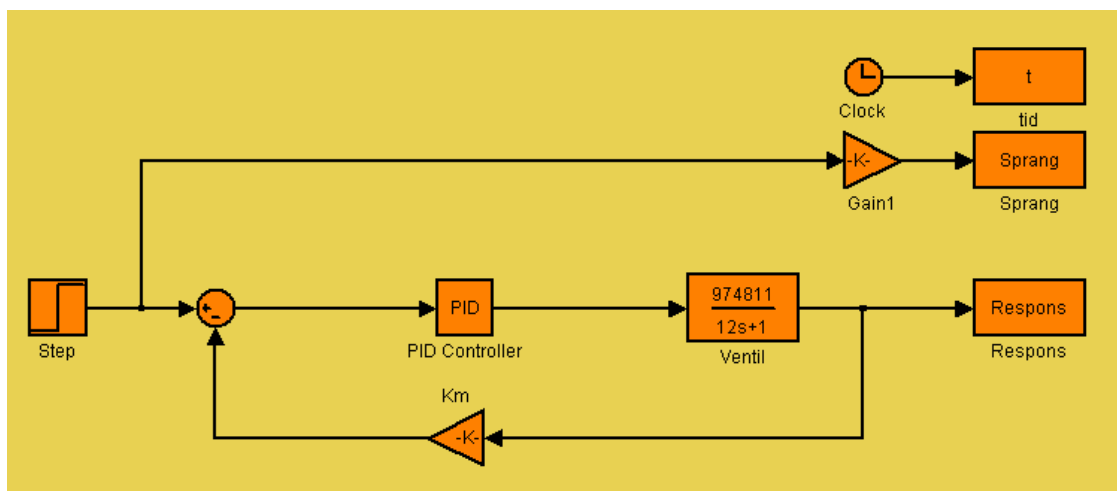
Nå skal vi gjøre samme simuleringen, men nå med en regulator som ikke genererer oversving. Med andre ord et system med relativ dempingsfaktor som er  $\geq 1$ .

**Figur 6.2 Ventil med overdempet PI regulator.**



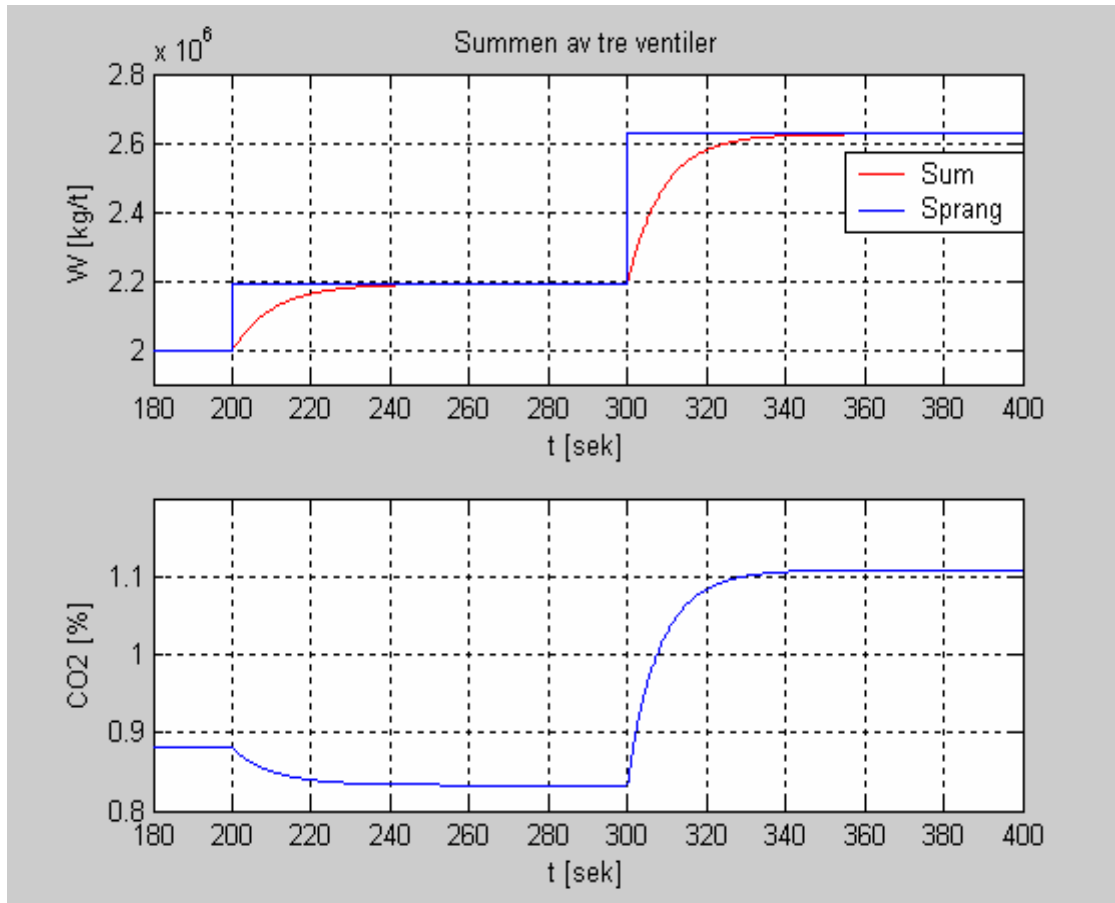
Det vi kan merke oss er at ingen av simuleringene har reguleringsavvik. I følge ABB er det ønskelig med en regulering som ikke genererer oversving, dermed vil vi heretter beholde de simuleringparametrene som ble brukt i den siste simuleringen.

**Figur 6.3 Simulink modell for de to simuleringene.**



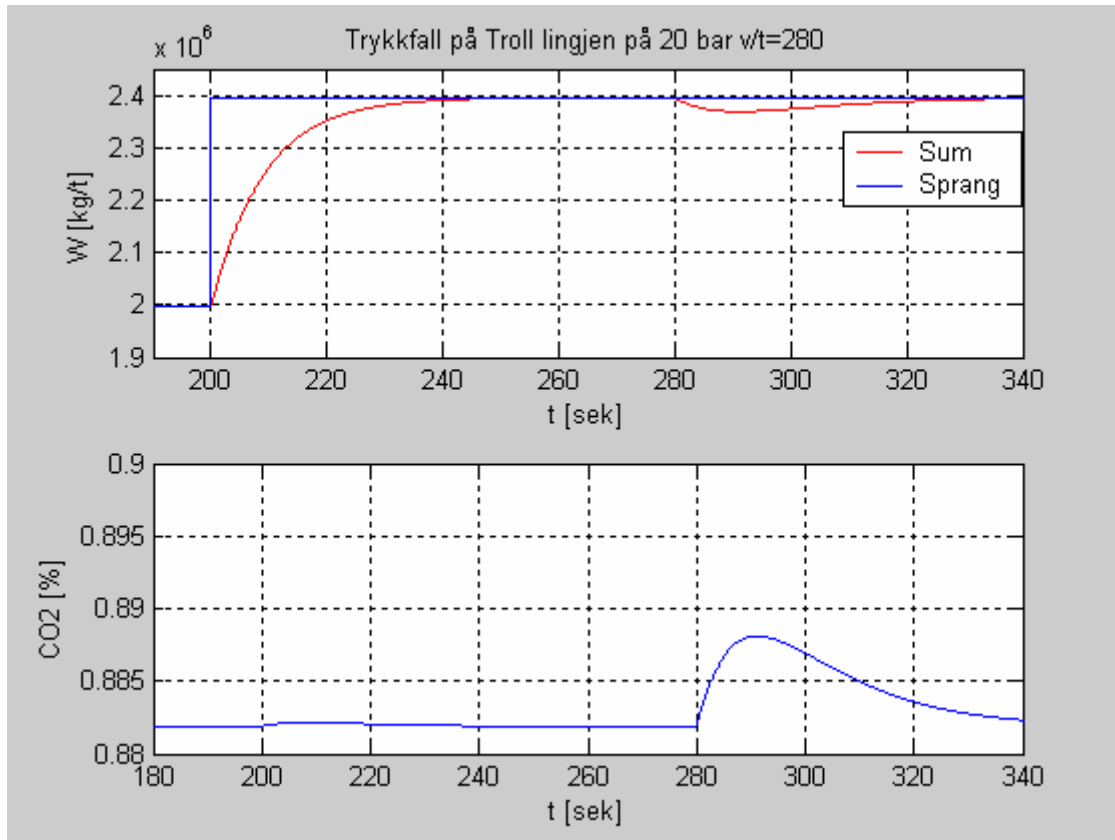
Neste skritt er å koble sammen de tre ventilene som inngår i vår oppgave. Vi kan merke oss at ventilforsterkningen er forskjellig i de tre ventilene. Ellers er de like rent dynamisk. I tillegg har vi lagt inn en beregning av CO<sub>2</sub> i slutt produktet.

**Figur 6.4 Hele systemet**

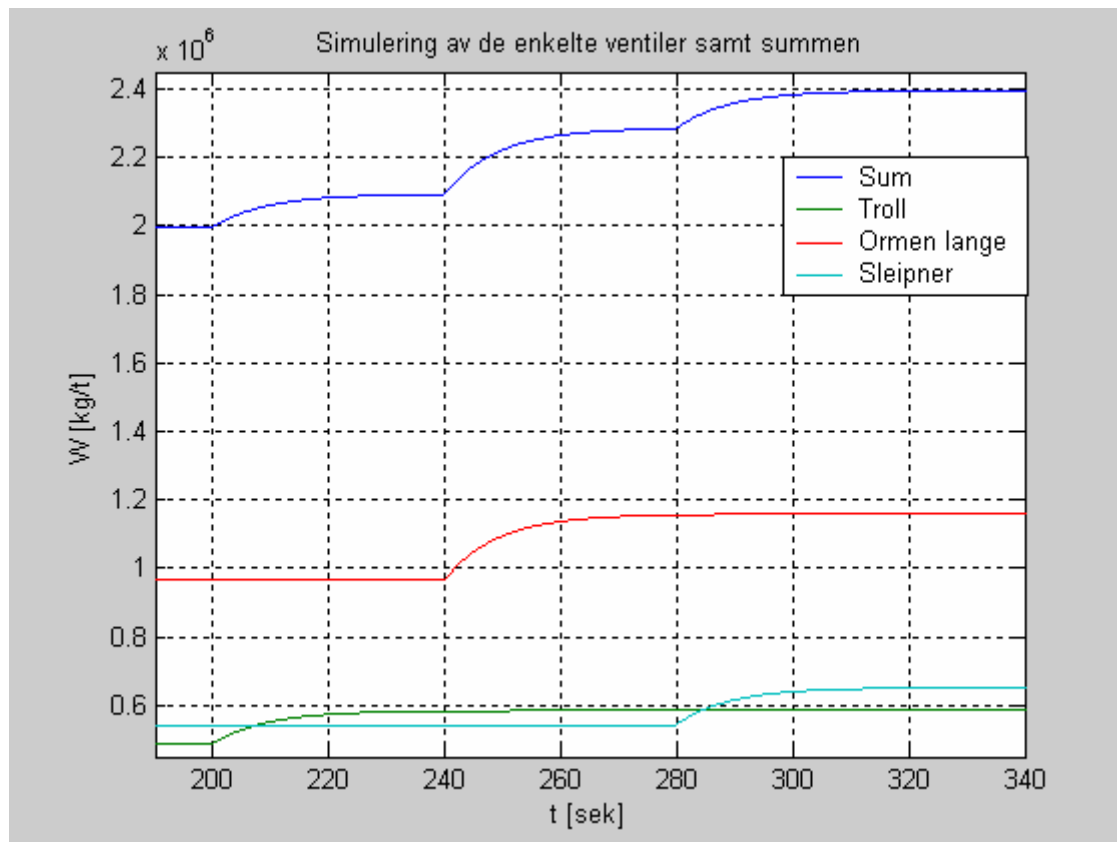


Neste simulering er dersom det oppstår et trykkfall i Troll linjen på 20 bar v/t = 280. Som vi ser regulerer regulatoren dette avviket fint inn igjen. I tillegg får vi en økning av CO<sub>2</sub>, dette fordi gassen fra Troll feltet inneholder mindre CO<sub>2</sub> enn hva de andre gassene gjør.

**Figur 6.5 Trykkfall Troll**

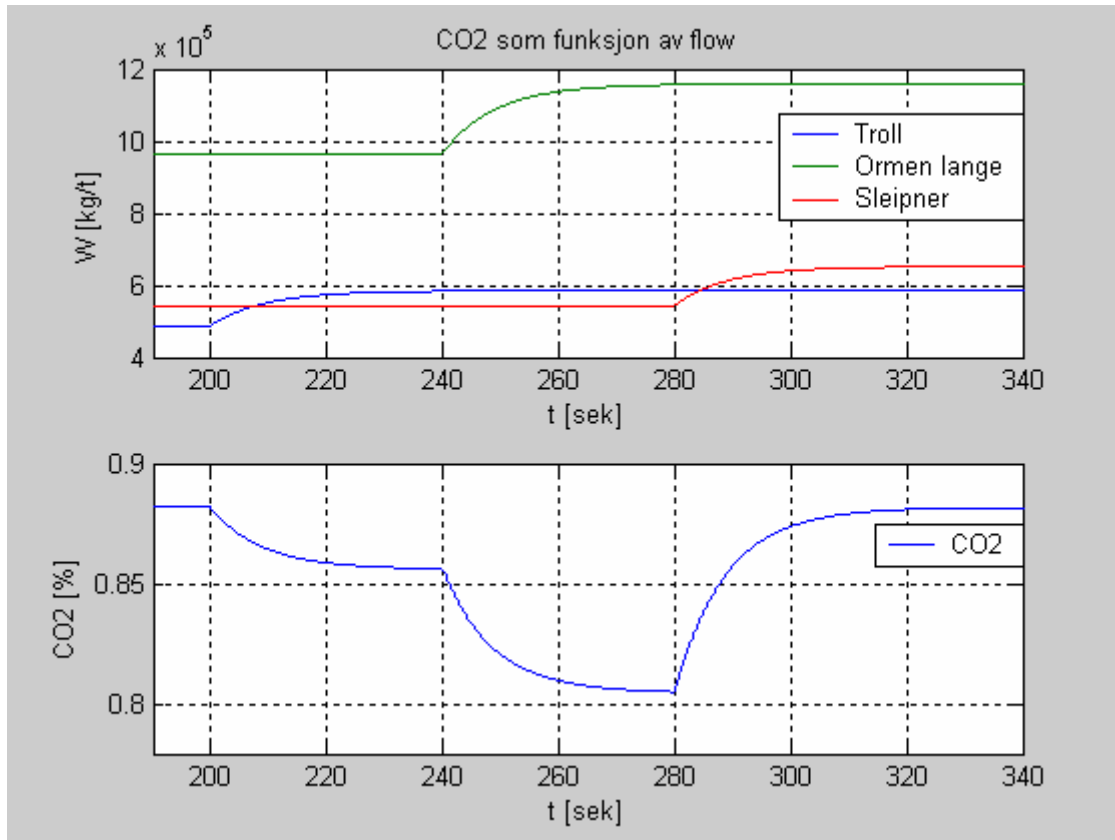


Figur 6.6 Enkeltventil pluss sum.



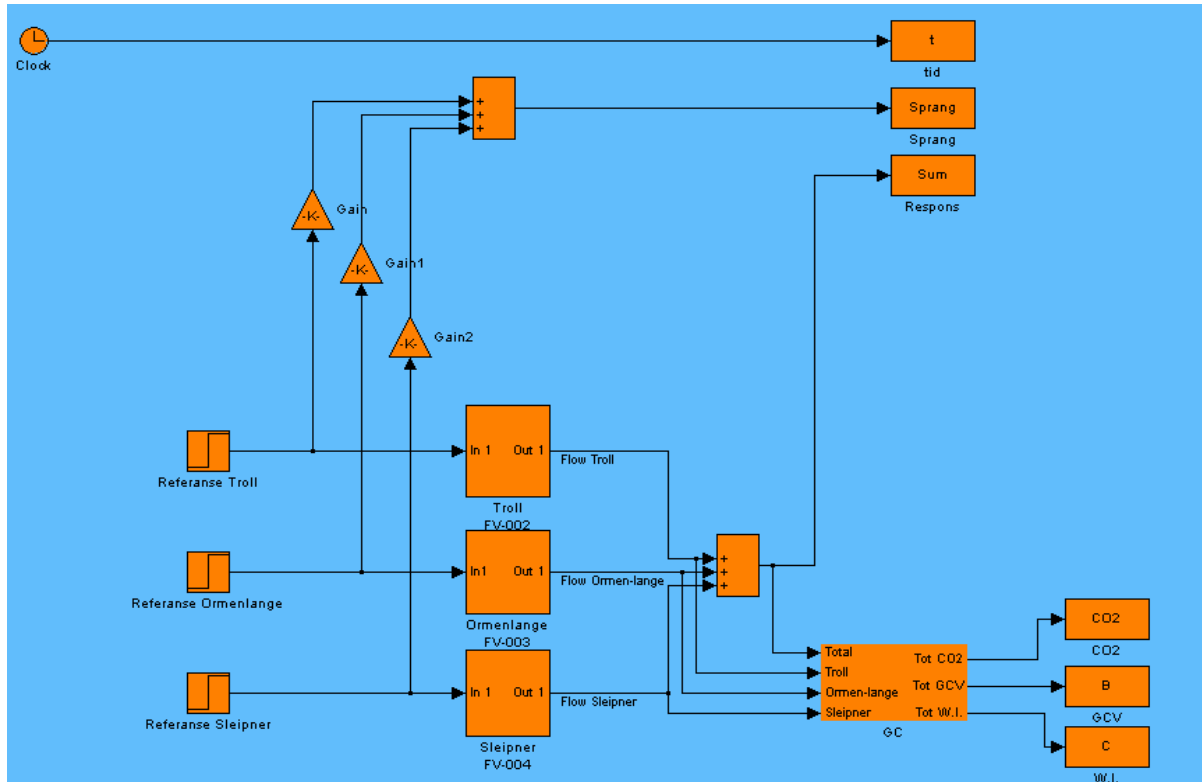
Den neste simuleringen viser vi mengde av CO<sub>2</sub> i eksportledningen som resultat av sprang i referansen til de enkelte ventilene. Vi ser at Sleipner gassen bidrar til en økning av konsentrasjonen av CO<sub>2</sub> i eksportledningen.

Figur 6.7 CO<sub>2</sub>.



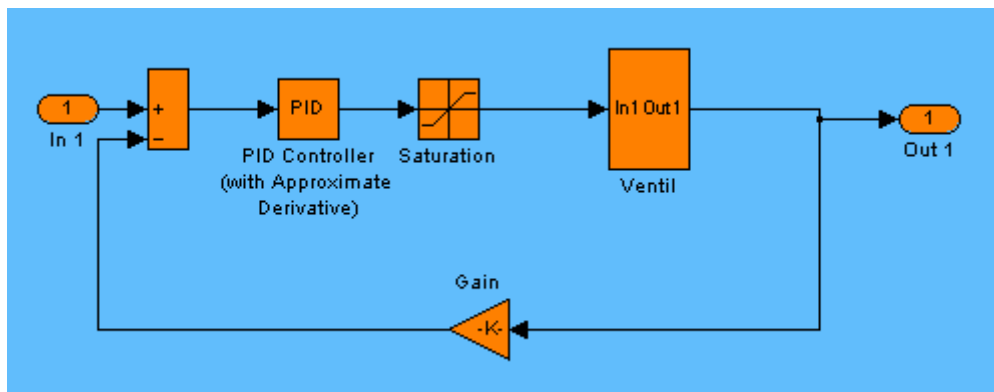
Tegningen under viser Simulink modellen som er brukt i simuleringer hvor det er alle tre ventiler samt beregning av CO<sub>2</sub>. I tillegg inneholder modellen beregning av brennverdi og brennverdiindeks, disse verdiene er ikke tatt hensyn til da de ikke er sikre.

Figur 6.8 Simulink modell.



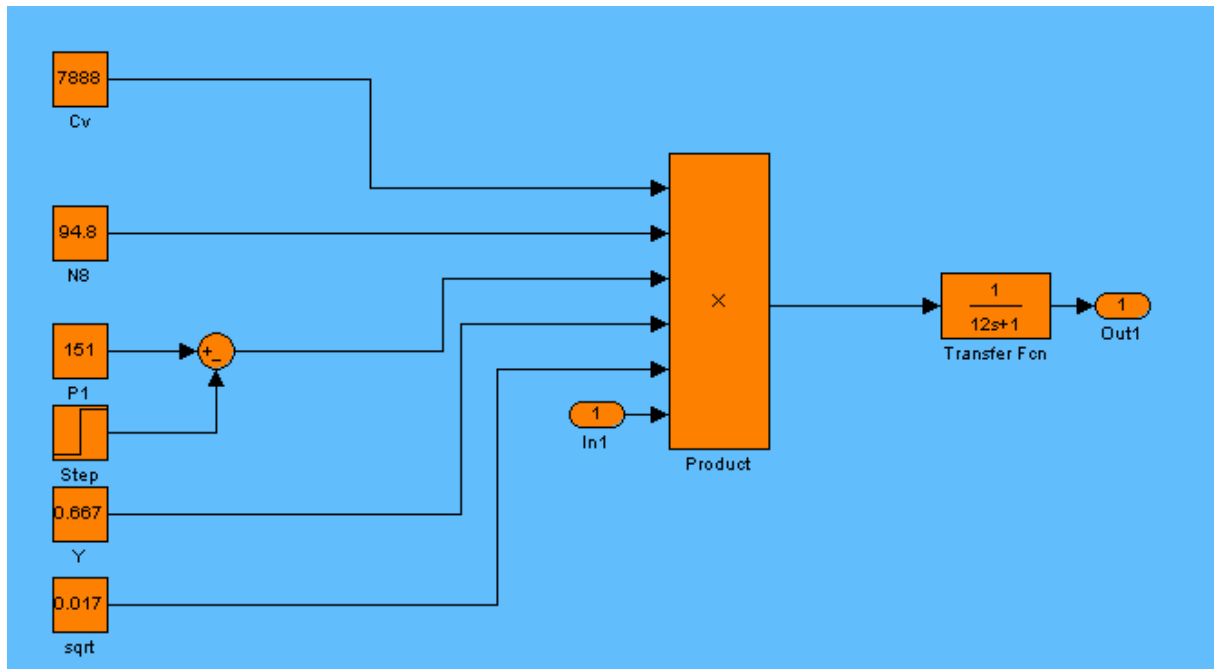
Modellen inneholder også to subsystemer det første er blokkene merket med "Troll, Ormenlange og Sleipner. De overnevnte blokkene er identiske foruten ventil forsterkningen.

Figur 6.9 Subsystem 1.





Figur 6.10 Ventil.



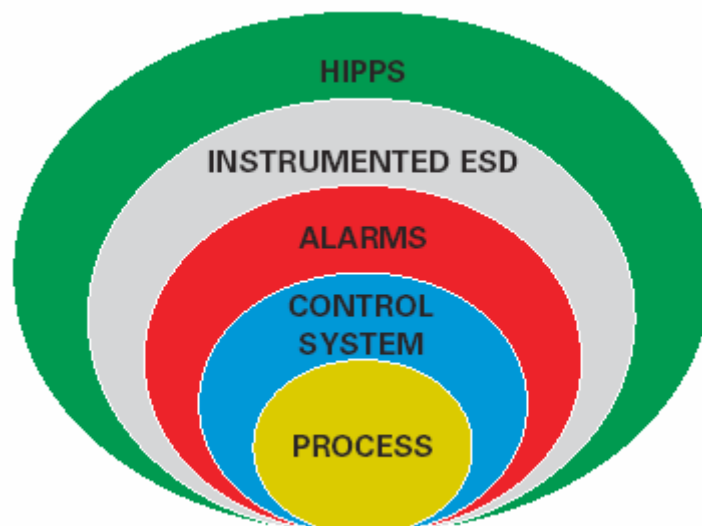
Det som skiller ventilene fra hverandre er  $C_v$  verdien som er ventilens kapasitets indeks.

## 7. Risikomoment og forslag til forbedringer

### 7.1 Risikomomenter

Et risikomoment relatert til reguleringen er at raske endringer i gassflowen kan skape trykksvingninger i rørsystemet. Dette momentet er som tidligere nevnt løst ved å velge ventiler med lang åpningstid. Skulle det allikevel oppstå uønskede trykkøkninger eller nødtilfelle er det installert uavhengige systemer for å håndtere dette. Det første som skjer ved deteksjon av for høyt trykk i rørledningen er at flowreguleringen blir overstyrt av en trykkregulering som skal prøve å redusere dette trykket. I tillegg til denne backup-reguleringen har systemet to shut-down funksjoner for nødtilfelle. Disse to systemene er uavhengige av hverandre og er kalt ESD og HIPPS. Fig. 7.1 viser en illustrasjon over hvordan sikkerheten er bygd opp.

Figur 7.1 Sikkerhets oppbygning



#### 7.1.1 ESD (Emergency Shut down)

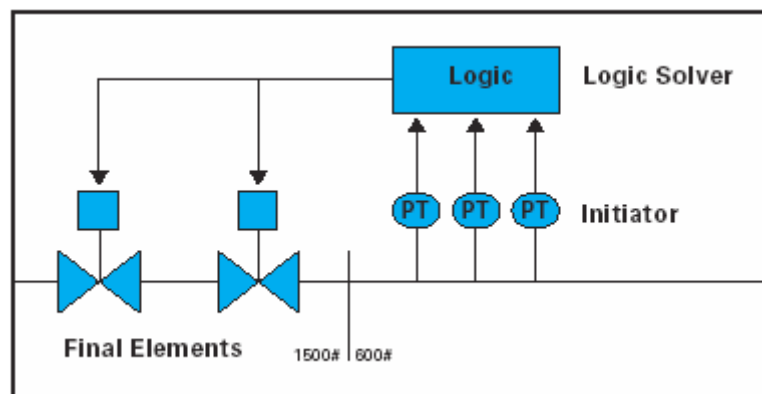
Manuelt nedstengings system for operatør ved nødtilfelle. Rørsystemet er utrustet med egne stengeventiler som dette systemet kontrollerer.

## 7.1.2 HIPPS (High Integrity Pressure Protection System)

Dette systemet er designet for å hindre at trykket i rørledningene ikke overstiger designet maksimaltrykk. Systemet stenger ned automatisk når for høyt trykk er detektert.

Oppbygningen av systemet er vist i fig. 7.2

Figur 7.1 Oppbygning av HIPPS



Her ser vi at flere trykktransmittere føler på trykket, blir trykket for høyt gir den logiske kretsen ut et signal som stenger ventilene.

HIPPS – systemene er plassert nær trykkildene slik at ved en eventuell nedstenging blir årsaken til trykkøkningen isolert, det gjør at en slipper å benytte konvensjonelle mekaniske metoder for å frigi overtrykk, noe som fører til utslipp til luft. Systemet har altså i tillegg til sikkerhetsmessige, også miljømessige fordeler.

## 7.2 Forslag til forbedringer

Om modellen virker eller ikke gjenstår å se. Reguleringsystemet er ikke montert på offshore installasjonene som skal inngå i produksjonssystemet. Det er likevel grunn til å tro at modellen ikke er perfekt, så et forbedringspotensiale vil være å utvikle modellen. Ser vi på det rent regulerings tekniske, er det tre ting som kan nevnes.

### 7.2.1 Adaptiv regulering.

Dersom prosessens dynamiske egenskaper varierer og vi bruker en regulator med faste parameter, kan reguleringsystemet få:

1. dårlig stabilitet, eller:
2. dårlig følge- og reguleringssegenskaper, gjerne i form av tregere regulering.

Adaptiv regulering fører til at regulatorparametrene på en eller annen måte varierer ”i takt” med prosess dynamikken.



### 7.2.2 Forroverkobling.

En forroverkobling fra forstyrrelsen vil kunne forbedre rereguleringssystemets følge- og reguleringssegenskaper i forhold til bruk av tilbakekobling alene. Det er imidlertid ikke sikkert at kunden ønsker en raskere regulering da dette kan få uønskede tilstander i rørledningene.

### 7.2.3 Multivariabel reguleringsstruktur.

En multivariabel reguleringsstruktur vil kunne ta hensyn til alle innganger og utganger i reguleringsystemet. Spesielt gjelder dette da hver strømning har innvirkning på både masseflowen og kvaliteten til gassen (brennverdi og CO<sub>2</sub>). Dette er en komplisert regulering og det er ikke sikkert at vi ville oppnådd tilfredsstillende regulering. Tross dette er denne forbedringen det mest nærliggende forbedringspotensiale.

## 8. Oppsummering

Dersom vi skal komme fram til en oppsummere arbeidet som gruppen har gjort, må vi se på de enkelte problemstillingene.

Når det gjelder reguleringsalgoritme har vi utarbeidet en matematisk modell som beskriver prosessen fra referanse til prosess måling. Denne modellen har et forbedringspotensiale, men vi tror den representerer prosessen rimelig bra.

Vi har forsøkt å optimalisere reguleringsalgoritmen ved å komme frem til parametere for regulatorne som gir det ønskede innsvingningsforløpet. Vi har valgt en regulering uten svingninger rundt setpunktet, dette fordi det vil ha store påvirkninger på prosessutgangen. Båndbredden til systemet har vi satt lik båndbredden til ventilen. Vi har også sett på de komponentene som ABB OS har valgt til reguleringsstrukturen og prøvd å forklare disse valgene ved å henvise til teoridelen i rapporten.

I definisjonen av risikomoment relatert til reguleringsstrukturen har vi konsentrert oss om uønskede trykkøkninger i rørsystemet og sett på hvilke systemer/innretninger som håndterer dette. Noen risikomomenter ut over dette har ikke vi tatt stilling til.

Generelle forbedringer til reguleringsstrukturen har vi vurdert og kommet frem til noen mulige alternativer. Adaptiv regulering, regulering med forroverkobling og multivariabel regulering er alternative strukturer som vi har sett forbedringsmuligheter ved.



## 9. Litteratur

### Litteraturliste:

John P. Bentely	Principles of Measurement Systems.
Fisher Rosemount	Fisher control valve handbook (Third edition)
mokveld.com	
Finn Haugen	Regulering av dynamiske systemer 1
Finn Haugen	Regulering av dynamiske systemer 2
Finn Haugen	Lær MatLab trinn for trinn
Finn Haugen	Lær Simulink trinn for trinn
Studenter v/NTNU	Kompendium i faget reguleringsteknikk
Richard W. Miller	Flow Measurement Engineering Handbook, Third edition



## 10. Vedlegg

### 10.1 Programkode Matlab

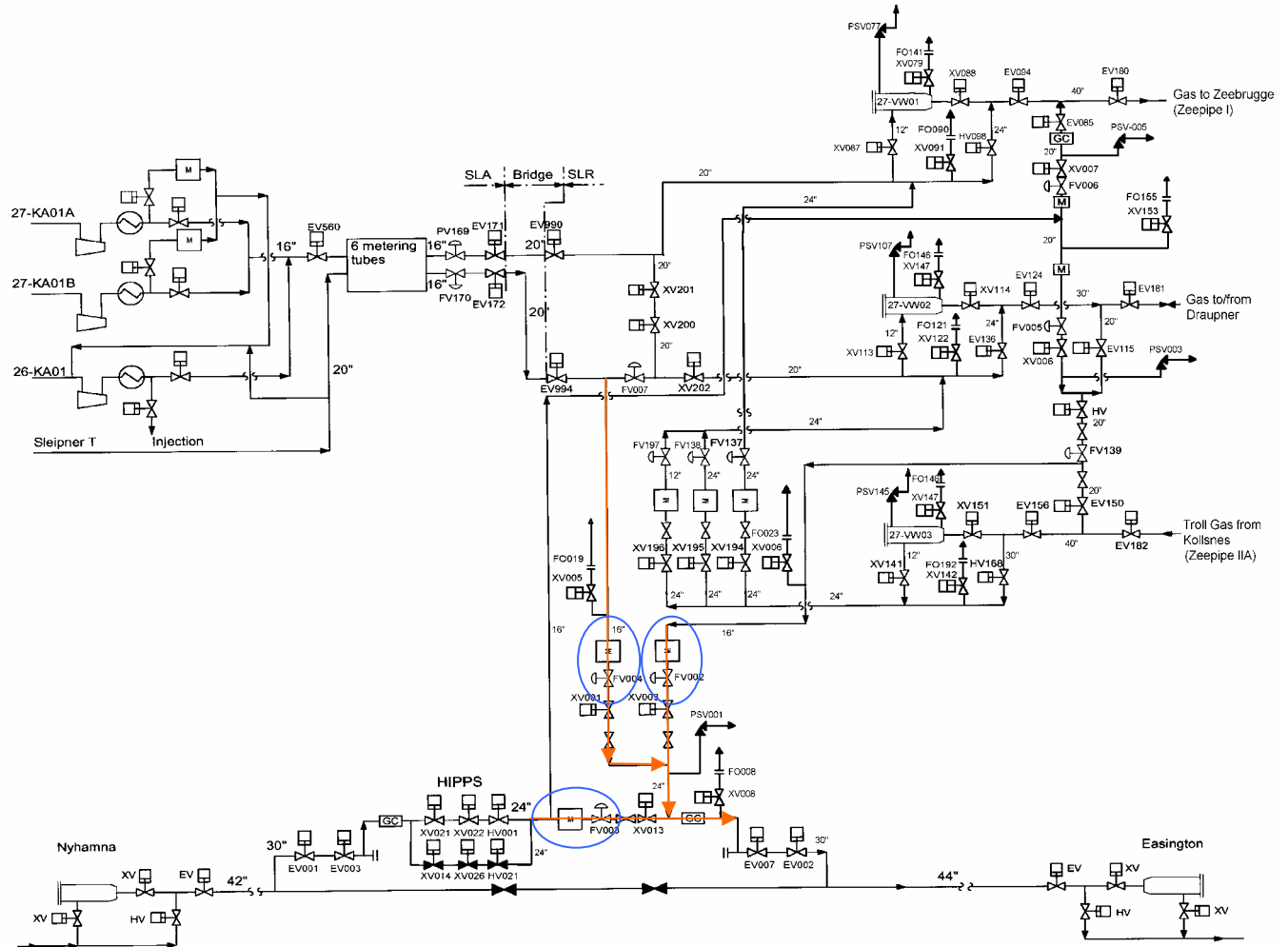
```
%Simulerings parametere
P002=1;
Ti002=0.083;
P003=1;
Ti003=0.083;
P004=1;
Ti004=0.083;
tidsskritt =0.01;
Stepp_troll=0.6;%FV-002
Stepp_ormenlange=0.6;%FV-003
Stepp_sleipner=0.6;%FV-004
options=simset('solver','ode45','fixedstep',tidsskritt);
tstopp=400;
sim('Linearventil2',tstopp,options)
%Plotting;
figure(1)
%subplot(2,1,1);
plot(t,Sum,t,Troll,t,Ormen_lange,t,Sleipner)
xmin=190;xmax=340;ymin=0.45e6;ymax=2.45e6;
axis([xmin xmax ymin ymax])
xlabel('t [sek]')
ylabel('W [kg/t]')
legend('Sum','Troll','Ormen lange','Sleipner')
grid
title('Simulering av de enkelte ventiler samt summen')
% subplot(2,2,2);plot(t,B)
% xmin=180;xmax=300;ymin=40;ymax=55;
% axis([xmin xmax ymin ymax])
% ylabel('GCW')
% xlabel('t [sek]')
% grid
% subplot(2,1,2);plot(t,CO2,'b')
% xmin=180;xmax=340;ymin=0.88;ymax=0.9;
% axis([xmin xmax ymin ymax])
% xlabel('t [sek]')
% ylabel('CO2 [%]')
% grid

% subplot(2,2,4);plot(t,C)
% xmin=180;xmax=300;ymin=50;ymax=60;
% axis([xmin xmax ymin ymax])

% xlabel('t [sek]')
% ylabel('W.I')
% grid
```

## 10.2 Flytskjema

Figur 10.1 Flytskjema.



Reguleringsventilene som inngår i oppgaven er merket med blå ellipse. Flow retningen er merket med røde piler.