

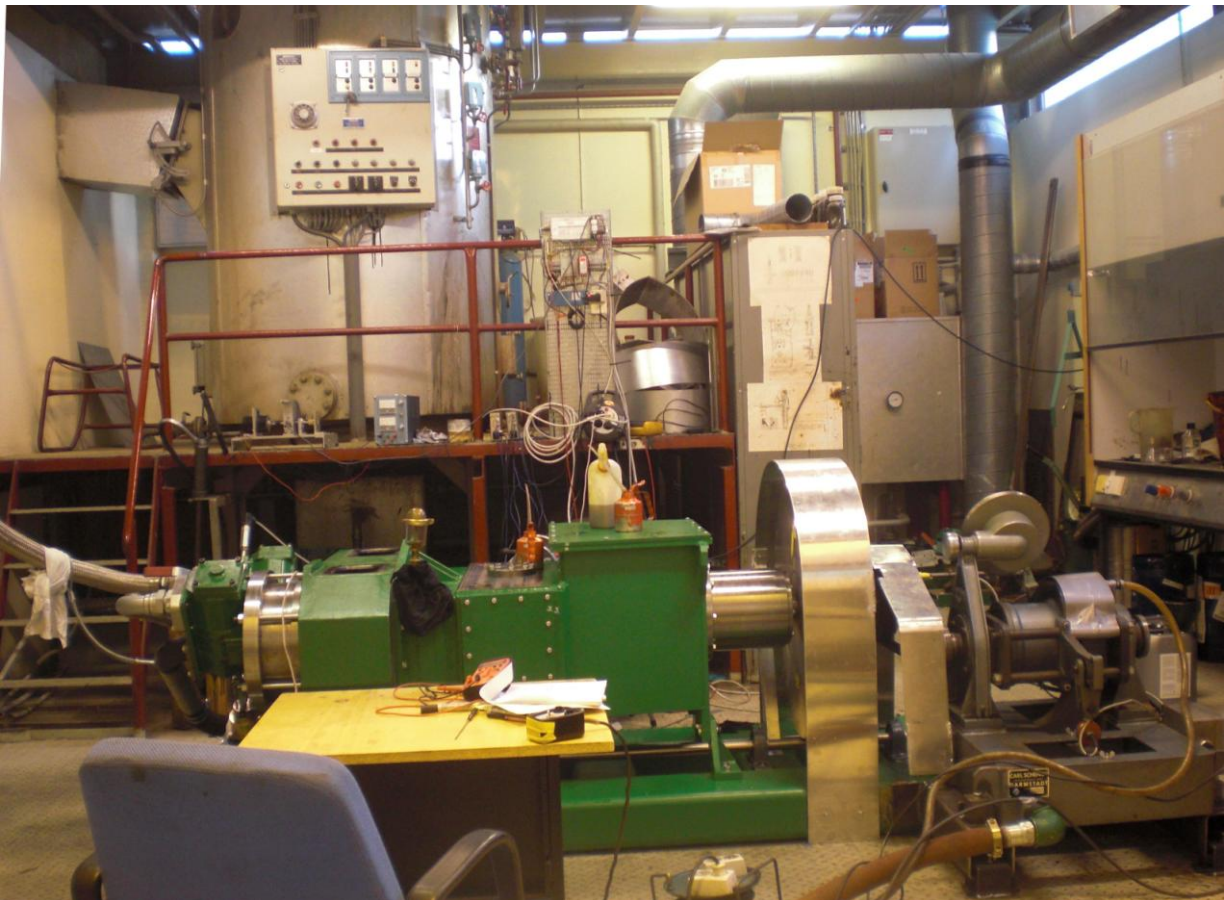
NTNU

# Diplomoppgave

---

## Mikrokraftverk for varme- og strømproduksjon

Pekka Einar Andersen Heinänen





## FORORD

Denne rapporten er en besvarelse på en masteroppgave gitt av Harald Valland på Marinteknisk institutt. Masteroppgaven er en fortsettelse på prosjektoppgaven som jeg gjorde høsten 2009, og omhandler et mikrokraftverk for produksjon av varme og strøm. Anlegget skal drives av en flisfyrt dampkjel og skal brukes på et gårdsbruk med god tilgang på brensel.

I hovedsak omhandler rapporten resultater fra forsøk gjort på en dampmaskin på MTS, og en sammenligning av disse resultatene opp mot en simulator lagd av Harald Valland. Underveis i arbeidet har det kommet en del forsinkelser som følge av problemer med dampmaskin. Dette er beskrevet nærmere i rapporten.

Jeg har valgt å fokusere på selve kraftverket, og ikke sett på selve bruken av energien.

Jeg ønsker å takke de som har hjulpet meg underveis i arbeidet: Haral Valland, Einar Fiskaa, Ola Dalsbø, Oddvar Paulsen, Frode Grand, samt resten av de involverte på verkstedet og biblioteket på MTS.

Trondheim 20.06.2010

---

Pekka Einar Andersen Heinänen

## Sammendrag

Målet for masteroppgaven var å gjøre målinger på en dampmaskin ved MTS under forskjellige driftstilstander og finne ut hvordan den effektivt kan brukes under forskjellig driftstilstander.

Når anlegget er ferdig skal det etter planen produsere 20 [kW] elektrisk effekt. Varmeeffekten kommer til å bli på rundt 140 [kW].

For et kjeltrykk på 11-12 [bar] absolutt trykk og turtall på 400 [rpm] leverer dampmaskinen 20 [kW] med et dampforbruk på 250 [kg/h].

Måleresultatene og bergeningene er sammenlignet med en simulator Harald Valland har lagd, og i grove trekk stemmer simulatoren. Ventilareal, buffervolum og varmetap er de faktorene som enkeltvis gjør størst forskjell i simulatoren i forhold til virkeligheten.

Den totale virkningsgraden til systemet er veldig avhengig av varmeforbruket. Det vil si at om sommeren, når varmebehovet er lite, vil systemet ha dårlig virkningsgrad. Det innebærer også at det ofte kan være lurt å kjøre anlegget etter varmebehovet fremfor strømbehovet. Da blir strømproduksjon en bonus fra varmeproduksjonen.

Siden et slikt anlegg ikke er billig å bygge, vil det ta tid å tjene inn igjen en slik investering bare på strømproduksjonen. Et anlegg som effektivt også gir varme til driftsbygningen og varmtvann vil være til stor nytte, ettersom det er store varmeforbrukere.

## Innhold

Sammendrag .....	3
1 Innledning og problemstilling.....	10
1.1 Forsinkelser med dampmaskinen .....	11
2 Dampmaskinen.....	12
2.1 Innkjøringsproblemer .....	14
3 Forsøk med dampmaskinen .....	15
3.1 Forberedelser til forsøk og utstyret .....	15
3.1.1 Kodeskive.....	15
3.1.2 Dynamisk trykkmåler.....	15
3.1.3 Statisk trykkmåler.....	15
3.1.4 Vannbrems .....	16
3.1.5 Dampkjelen på MTS.....	16
3.1.6 Datamaskin og registrering av målinger .....	17
3.2 Måleresultater.....	17
3.2.1 Kommentarer til måleresultater .....	18
3.2.2 De første målingene, 07.06.2010 .....	19
3.2.3 Målinger 09.06.2010 .....	20
3.2.4 Målinger 11. juni 2010.....	22
3.2.5 Målinger 15. juni.....	23
4 Oppgave 2 – Fastlegging av effekt.....	25
4.1 Effekt for 12 bar maksimalt kjeltrykk .....	25
4.1.1 Opprinnelige ventiltider .....	25
4.2 Effekt for 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk.....	27
4.3 Beregning av dampforbruk.....	28
4.3.1 11 bar absolutt kjeltrykk og opprinnelige ventilinnstillinger .....	29
4.4 Generator- og pumpeeffekt .....	33
4.5 Konklusjon .....	34
5 Oppgave 3 – Dynamisk trykk.....	35
5.1 Trykkurver for veivinkel.....	35
5.2 pV-diagrammer for høgtrykkssylindren .....	37
5.3 pV-diagrammer for lavtrykkssylindren.....	39
5.3.1 Måling 6.....	39
5.3.2 Måling 3.....	39

5.3.3	Måling 20.....	40
5.4	Beregning av indikert arbeid .....	41
5.4.1	Beregning av mekanisk virkningsgrad .....	42
5.5	Sleideventilene .....	45
5.5.1	Ventiltidene fra de første målingene .....	47
5.5.2	Ventiltidene etter ventiljustering .....	49
6	Oppgave 4 - Kalibrering av simulatoren .....	51
6.1	Forutsetninger og antagelser for simuleringene.....	51
6.1.1	Kompresjonsvolumet .....	51
6.1.2	Slaglengden .....	51
6.1.3	Mekanisk virkningsgrad.....	51
6.1.4	Kjeltrykk.....	51
6.1.5	Utløpstrykk .....	51
6.1.6	Buffervolumet .....	52
6.1.7	Ventiltidene .....	54
6.2	Simuleringer .....	54
6.2.1	Kalibrering og simulering for 15,8 [bar] .....	54
6.2.2	Kalibrering og simulering for 11 [bar] .....	57
6.2.3	Konklusjon .....	58
7	Oppgave 1 - Sammenhengen mellom elektrisk effekt og varme .....	59
7.1	Elkraft produsert ved et gitt varmebehov.....	61
7.2	Hvor stor er maksimal elkraftproduksjon uten hensyn til varmebehovet .....	63
7.3	Konklusjon .....	64
8	Oppgave 5 – simuleringer for forbedring av maskinen.....	65
8.1	Buffervolumet .....	67
8.2	Kompresjonsvolum.....	68
8.2.1	Endelig kompresjonsvolum .....	70
8.3	Forskjellige kompresjonsforhold og kompresjonsvolum .....	71
8.3.1	Resultat av for høy kompresjon .....	71
8.3.2	Resultat av ideel kompresjon .....	73
8.3.3	Resultatet av for liten kompresjon .....	75
8.3.4	Kompresjonsvolumet på dampmaskinen.....	76
9	Dampkjelen.....	77
10	Konklusjon og forbedringer.....	78

Referanser og kilder .....	79
Vedlegg.....	80
A  Matlabkode pdif.m .....	80
B  Matlabkode tabell.m .....	81
C  Simuelringsresultater .....	82
D  Kjel, varme og pumpe.....	92
E  Ventildata .....	94
F  Maskindata .....	96
G  Dampforbruk , gamle ventilinnstillinger.....	97
H  Dampforbruk, endelige ventilinnstillinger og 12 [bar] .....	99
I  Dampforbruk, endelige ventilinnstillinger og 15,8 [bar] .....	101
J  Forsøksresultater 11.06.2010.....	104
K  Forsøksresultater 15.06.2010 for 12 [bar] kjeltrykk.....	107
L  Forsøksresultater fra 15.06.2010 for 15,8 [bar] kjeltrykk .....	111
M  Fellesgrafer fra forsøkene .....	115
N  Oppgaveteksten .....	117

## Figurliste

Figur 1: Skisse av dampsystemet. ....	10
Figur 2: Dampmaskinen koblet til kjelen og måleutstyr.....	12
Figur 3: Detaljer fra dampmaskinen. Bildet er tatt før måleinstrumentene ble montert.....	13
Figur 4: Dampmaskinen med kodeskive og vannbrems.....	16
Figur 5: Trykkurve fra høgtrykkssylindren. Kjeltrykket er 11 [bar].....	19
Figur 6: Trykkurver fra måling 14, 9. juni 2010 med sylindervolum.....	20
Figur 7: pV-diagram fra lavtrykkssylindren, måling 14.....	21
Figur 8: Måleresultater for dynamisk trykk fra 11. juni. ....	22
Figur 9: Trykkurver for 15,8 og 11 [bar] maksimalt kjeltrykk.....	23
Figur 10: Dampegenskaper ved lukking av innløpet. ....	29
Figur 11: Forholdsvis økning av dampens tetthet som funksjon av absolutt trykk.....	32
Figur 12: Enkel sammenheng mellom dampforbruk og kjeltrykk for 400 [rpm].....	34
Figur 13: Trykkurver for trykk korrigeret til kjeltrykk.....	35
Figur 14: pV-diagrammer for høgtrykkssylindren (med korrigeret trykk).....	37
Figur 15: Simulert pV-diagram for 16 [bar] absolutt trykk og 600 [rpm].....	38
Figur 16: pV-diagrammer for måling 6, 11. juni.....	43
Figur 18: Skisse av ventilhuset med sleide under eksosslaget.....	45
Figur 17: Skisse av ventilstyringen.....	45
Figur 19: Trykkurver fra de beste målingene gjort 11. juni.....	47
Figur 20: Trykkurver for 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk.....	49
Figur 21: Bilde av buffervolumet.....	52
Figur 22: Trykket i buffervolumet. Kjeltrykk= 16 [bar] absolutt trykk.....	53
Figur 23: Forandring i trykk og forbruk som følge av økt buffervolum.....	53
Figur 24: Simuleringer for 15,8 bar kjeltrykk.....	55
Figur 25: Sammenligning av simulert og målt trykk for 11 [bar] kjeltrykk.....	57
Figur 26: Totalt effektpotensiale for damp ved 17 [bar] absolutt kjeltrykk og ekspansjon til 1 [bar]. ....	60
Figur 27: Simulert sammenheng mellom varme- og elkraft for varierende turtall, ca 400 – 660 [rpm].....	62
Figur 28: Ideelt potensiale for spesifikk kondensvarme og maskinarbeid som funksjon av dampkvaliteten ut fra maskinen.....	63
Figur 29: Elektrisk effekt ved ulike dampkvaliteter ut fra dampmaskinen. Differansen mellom total effekt og elektrisk effekt er varmepotensialet.....	64
Figur 30: Ventiltider og sylindervolum. LT til høyre, HT til venstre.....	66
Figur 31: Buffervolumet sin effekt på spesifikk forbruk og trykk i buffervolumet. Buffervolumet på maskinen er nå på ca 1,5 liter. VCCH=0,15 [dm <sup>3</sup> ], VCCL=0,64 [dm <sup>3</sup> ].....	67
Figur 32: Ventiltider.....	68
Figur 33: Indikert isentropisk virkningsgrad for HT og LT i forhold til kompresjonsvolumet på HP-sylindren. VCCL=0,85 [dm <sup>3</sup> ].....	69
Figur 34: Virkningsgrad i forhold til kompresjonsvolumet på LP-sylindren. VCCH=0,32 [dm <sup>3</sup> ].....	70
Figur 35: Simulerte trykkurver med for høyt kompresjonsforhold.....	72
Figur 36: Simulerte pV-diagrammer med for høyt kompresjonsforhold.....	72
Figur 37: Simulert pV-diagram med ideelle kompresjonsforhold.....	73
Figur 38: Simulerte trykkurver med ideelle kompresjonsforhold.....	74
Figur 39: Trykkurve med for lav kompresjon.....	75
Figur 40: pV-diagram med for lav kompresjon.....	76



## Tabelliste

Tabell 1: Målte maskindata .....	12
Tabell 2: Resultater fra måling 14, 09.06.2010 .....	20
Tabell 3: Gjennomsnittsverdier for de beste målingene fra 15. juni .....	23
Tabell 4: Målte og beregnede verdier for målinger 15. juni. ....	24
Tabell 5: Resultatet for måling 5, 11. juni.....	25
Tabell 6: Resultater for måling 6, 11. juni. ....	25
Tabell 7: Gjennomsnittresultater fra 11. juni .....	26
Tabell 8: Effek for 12 [bar] kjeltrykk .....	26
Tabell 9: Gjennomsnittsverdier for 15,8 [bar] kjeltrykk .....	27
Tabell 10: Maksimal effekt for 15,8 [bar]. Gjennomsnitt i bunnen.....	27
Tabell 11: Gjeldende ventiltider .....	29
Tabell 12: Dampgenskaper ved øvre dødpunkt. ....	29
Tabell 13: Dampforbruk beregnet for måling 6, 11.06.2010 .....	30
Tabell 14: Gjennomsnittforbruk for målingene gjor 11.06.2010.....	30
Tabell 15: Gjeldende ventiltider .....	31
Tabell 16: Dampforbruk for måling 3, 15.06.2010. ....	31
Tabell 17: Gjennomsnittlig dampforbruk for måling 2,3,4 og 5, gjort 15.06.2010 .....	31
Tabell 18: Dampforbruket for måling 20, 15.06.2010.....	32
Tabell 19: Gjennomsnittlig forbruk for måling 17,18,19 og 20, gjort 15. juni.....	32
Tabell 20: Dampforbruk for forskjellig kjeltrykk og de endelige ventilinnstillingene .....	34
Tabell 21: Tabell for korrigering av trykk. Verdier i [bar] absolutt trykk.....	36
Tabell 22: Resultater fra målinger 11. juni .....	43
Tabell 23: Ventiltider lest fra trykkurver. ....	49
Tabell 24: Ventiltider lest fra trykkurve .....	50
Tabell 25: Opprinnelige ventiltider.....	54
Tabell 26: Endelige ventiltider .....	54
Tabell 27: Levert effekt som varme og strøm, basert på forsøksresultater.....	60
Tabell 28: Entalpi ved ekspansjon .....	63
Tabell 29: Endelig kompresjonsvolum.....	70

## Formelliste

Formel 1: Sylindervolum for en veivinkel .....	41
Formel 2: Indikert effekt.....	42
Formel 3: Mekanisk virkningsgrad .....	42
Formel 4: Massestrøm (Valland) .....	46
Formel 5: Strømningskoeffisient (Valland).....	46

## Symbolliste

### Store bokstaver

N	turtall
p	trykk
D	diameter
P	effekt
T	Moment
A	areal
L	lengde
V	volum
HT	Høgtrykk
LT	Lavtrykk
t	tykkelse

### Greske symboler

$\rho$	tetthet
$\omega$	vinkelfart
$\varphi$	veivinkel
$\varepsilon$	kompresjonsforhold
$\eta$	virkningsgrad

### Senket

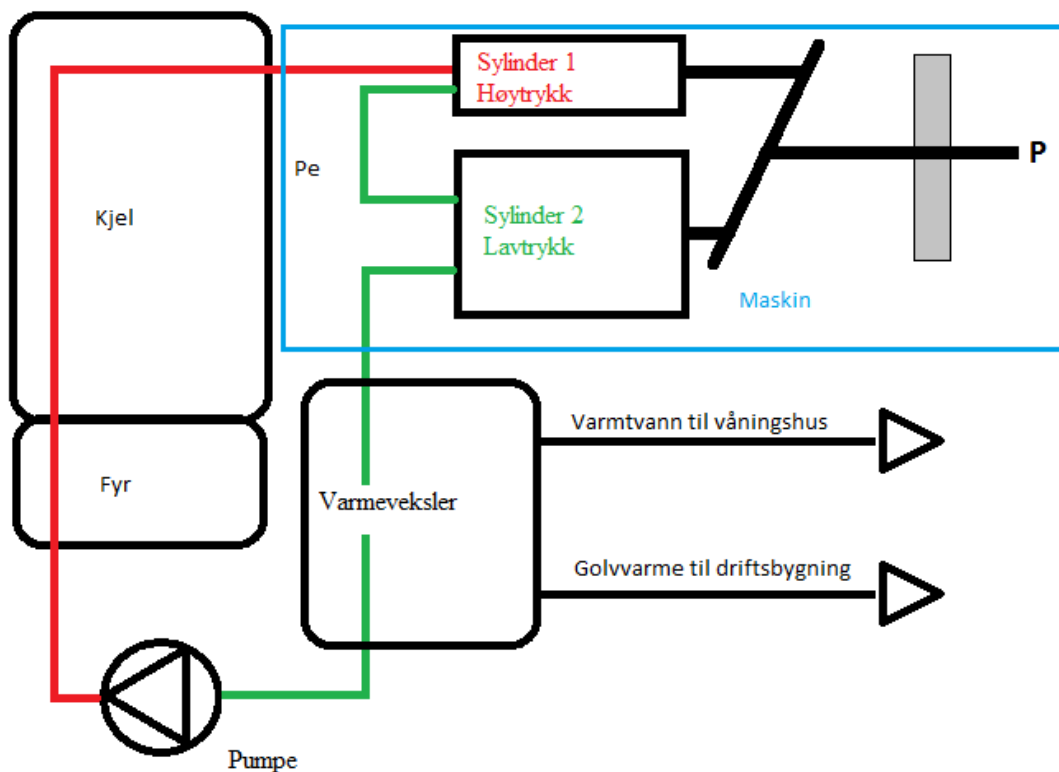
b	boring
i	inn
u	ut
s	slag
syk	syklus
e	ekspansjon
k	kompresjon
ind	indikert (effekt/arbeid)
ht	høgtrykk
lt	lavtrykk
t	topplock
tdc	øvre dødpunkt (top dead center)

# 1 Innledning og problemstilling

Dette er en besvarelse på en diplomoppgave fått hos Harald Valland. Oppgaven består i hovedsak å gjøre og analysere resultater fra forsøk med stempeldampmaskinen som er på MTS våren 2010. Dampmaskinen er prototypen på et kraft- og varmekrafterk som skal brukes på et gårdsbruk i Nord-Trøndelag.

Anlegget skal drives av en kjel med kapasitet på 300 [kg/h] eller 160 [kg/h] mettet damp på 16 [bar] absolutt trykk. Dampen ekspanderer til rundt 90 % kvalitet i dampmaskinen før den kondenserer videre i en varmeveksler og varmer opp driftsbygning og varmtvann. I kapittel 2 er det en nærmere beskrivelse av dampmaskinen.

Brennstoffet vil i fremtiden være flis fra nærområdet.



Figur 1: Skisse av dampsystemet.

Hoveddelen av oppgaven er å gjøre forsøkene på dampmaskinen og analysere resultatet. Resultatene skal sammenlignes med simuleringmodellen tsse.exe.

## Oppgavetekst

1. Vurdere totalsystemet basert på samspillet mellom den nye dampmaskinen og to flisfyrte dampkjeler med ulik størrelse. To problemstillinger skal utredes:
  - Hvor mye elkraft som kan produseres ved et gitt varmebehov.
  - Hvor stor er maksimal elkraftproduksjon uten hensyn til varmebehovet.
2. Eksperimentell undersøkelse av den nye dampmaskinen med sikte på å fastlegge effekt og dampforbruk ved vekslende kjeltrykk og mottrykk, samt ved vekslende turtall.
3. Eksperimentell undersøkelse av dynamisk sylindetrykk i høgtrykks- og lavtrykks-sylinder.
4. Simulering av dampmaskinens ytelse ved de driftstilstander som er brukt under punkt 2 og 3 med sikte på kalibrering simuleringsmodellen, spesielt med hensyn på sleidestyringen.
5. I den utstrekning tiden tillater kan det gjennomføres en simuleringsstudie med sikte på eventuell forbedring av sleidestyringen under den mest aktuelle driftstilstand (ref. punkt 1).

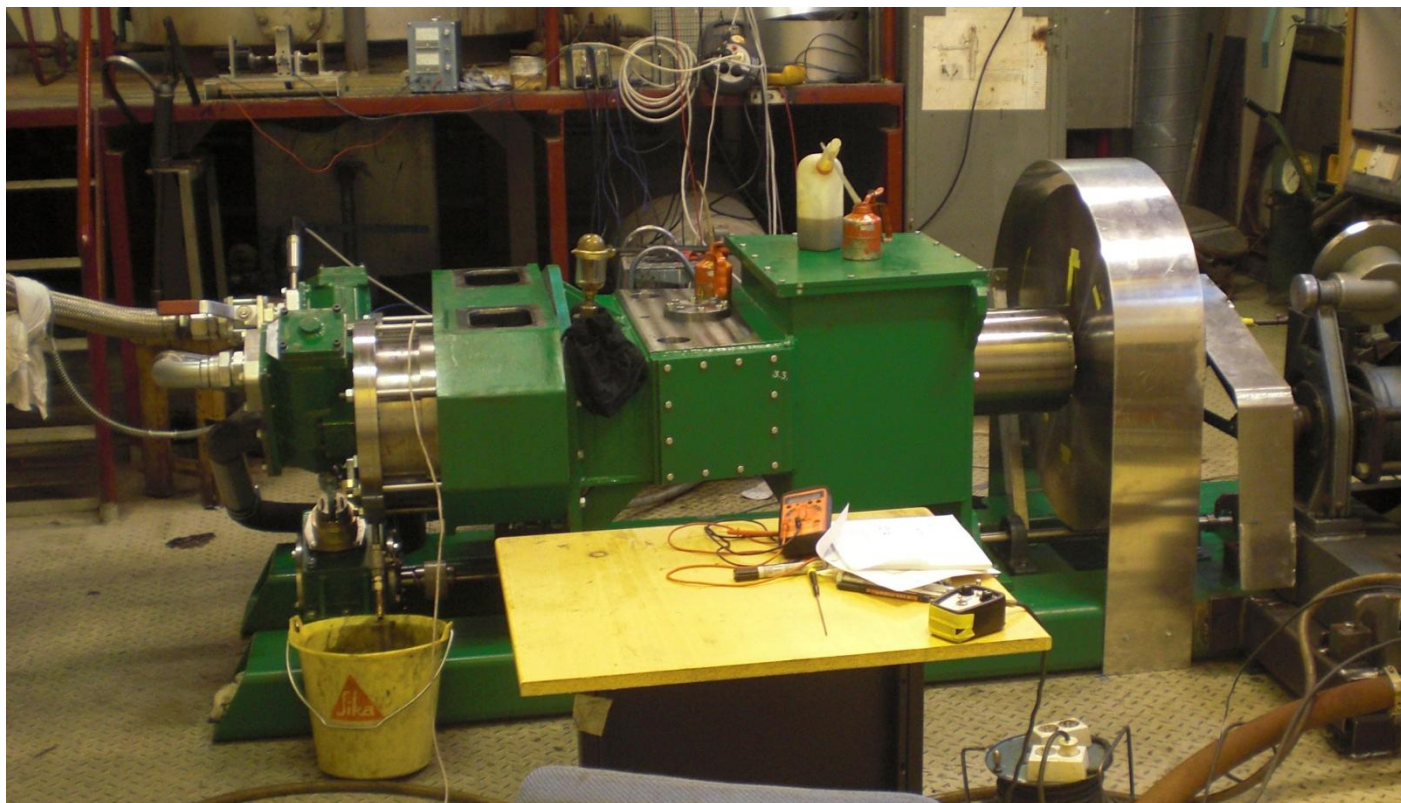
### 1.1 Forsinkelser med dampmaskinen

Forsinkelsene med dampmaskinen har gjort at resultatene har blitt litt mer unøyaktige enn de normalt ville ha blitt, blant annet på grunn av færre forsøk og mindre måledata.

Siden forsøkene ble gjort såpass seint har det blitt dårlig tid til etterarbeid. Først og fremst er det kalibreringen av simulatoren, samt simuleringer basert på den kalibrerte simulatoren som har måttet lide. Likevel har jeg gjort grovarbeid på begge punktene.

Normalt ville det også blitt gjort målinger for flere driftstilstander, men jeg har valgt å bare gjøre målinger for kjeltrykk på 12 og 15,8 [bar]. Jeg har ikke hatt tid til å analysere måleresultater ut over de jeg har brukt i denne rapporten.

## 2 Dampmaskinen



Figur 2: Dampmaskinen koblet til kjelen og måleutstyr.

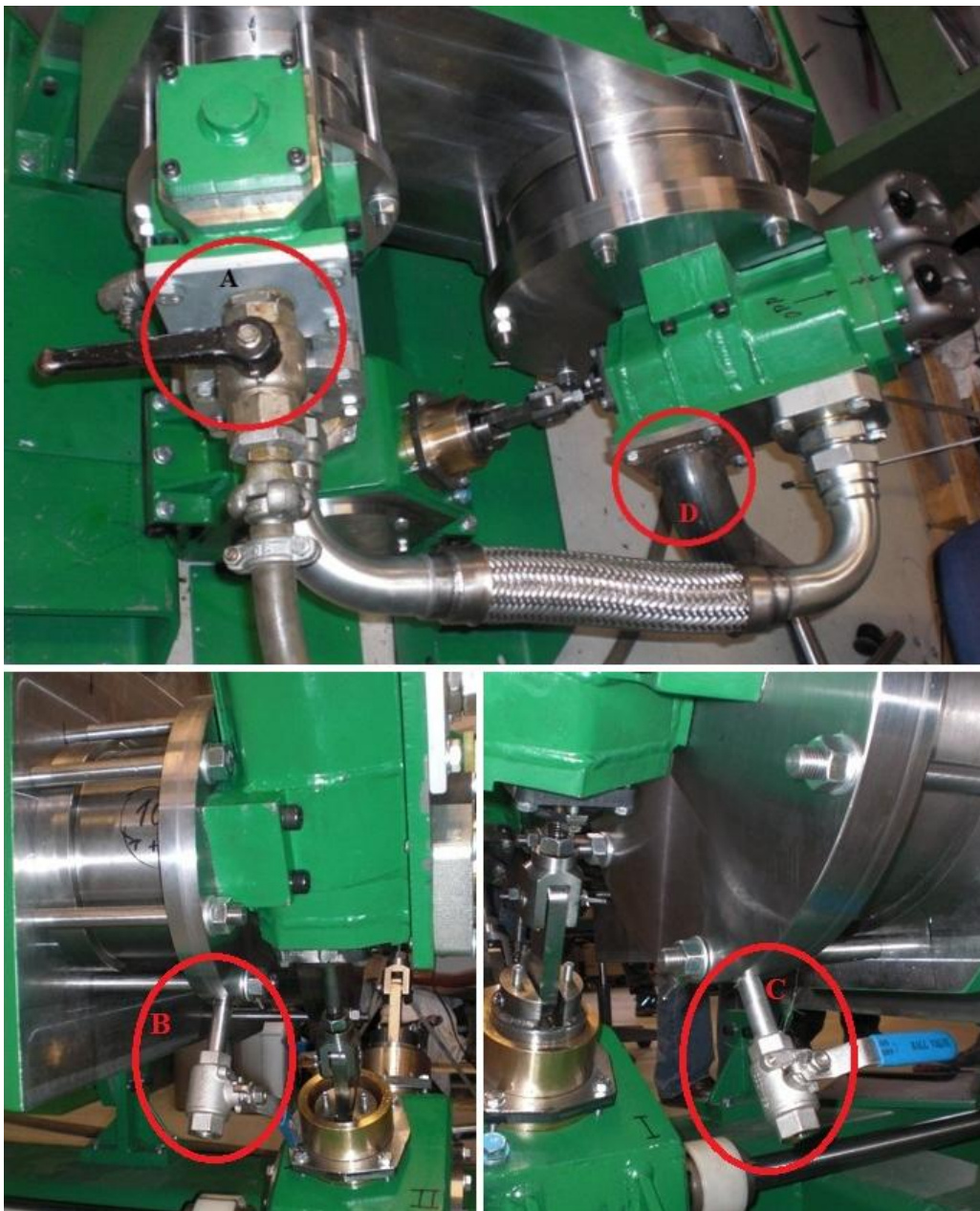
Denne oppgaven tar utgangspunkt i en dampmaskin på Marinteknisk senter på Tyholt. Dampmaskinen er eid av FuelConsult A/S som holder til i Trondheim og konstruktør er Ola Dalsbø. Maskineringen er gjort av A/S Delprodukt på Kvaal i Sør-Trøndelag, mens en tysk leverandør har lagd stempelringene. Selve monteringen er gjort på MTS.

Antatt effekt gjennom simuleringer er rundt 50 kW ved 600 [rpm]. Dampforbruket er da rundt 530 [kg/h]. Dette er godt over kapasiteten til de aktuelle kjelene for dampmaskinen. Den må derfor enten nedskaleres eller kjøres på et lavere turtall. Gjennom forsøk og simuleringer skal endelig effekt og dampforbruk kartlegges, samtidig med eventuelle forbedringer.

i komme frem til hvordan dette vil påvirke virkningsgraden og eventuelt om ventilinnstillinger på maskinen må forandres.

Maskindata		Høgtrykkssylinder	Lavtrykkssylinder	Enhet
Boring	$D_b$	0,15	0,3	[m]
Slaglengde	$L_s$	0,18	0,18	[m]
Slagvolum	$V_s$	3,18	12,72	[dm <sup>3</sup> ]
Topplokktykkelse	$t_t$	0,035	0,0305	[m]
Kompresjonsvolum	$V_c$	0,32	0,80	[dm <sup>3</sup> ]

Tabell 1: Målte maskindata



**Figur 3: Detaljer fra dampmaskinen. Bildet er tatt før måleinstrumentene ble montert.**

Figur 3 viser følgende detaljer fra dampmaskinen:

- A Kuleventil på innløpet
- B Ventil for å slippe ut kondensvann fra høgtrykkssylinderen.
- C Ventil for å slippe ut kondensvann fra lavtrykkssylinderen
- D Damputløp (til varmeveksler)

## 2.1 Innkjøringsproblemer

Når maskinen var ferdig montert ble den prøvekjørt på trykkluft. Det kom fort noen problemer som måtte utbedres(Pausen).

Først viste det seg at svinghjulet ikke satt rett på akslingen, men svingte 9/10 [mm]. Slik opplagringen av veiven er gjort ville skeivheten ført til problemer under normal drift. Heldigvis fikk man rettet opp innfestningen, og svinghjulet er nå forsvarlig festet på akslingen.

Seinere kom man også frem til at lavtrykkssylinderen hadde for høyt kompresjonsforhold. Topplengden var opprinnelig på 1,5 [mm], og motoren gikk voldsomt hardt med kraftige dunk ved øvre dødpunkt for lavtrykkssylinderen. Ved å bore ut 4,5 [mm] til i toppen, slik at den totale topplengden ble ca 6 [mm], ble problemet løst.

Det er også lagd en motvekt til veivmekanismen. Opprinnelig manglet det slik av veivmekanismen var i ubalanse. Siden veivmekanismen også er veldig tung, ville den skapt store og sannsynligvis ødeleggende vibrasjoner under normal gange.

Etterhvert kom maskinen over på damp, og måleutsyr ble montert. Etter kort tids kjøring oppstod det problemer på nytt. Varmeekspansjonen til materialene gjorde at sylindrene var for trange for stemplene, det samme problemet gjaldt for foringene til stempelstengene. Problemen ble løst ved å dreie ned stempelstengene og bore ut sylindrene.

Til å begynne med under kjøring med damp var det noen problemer med måleutstyret som ble løst fortløpende. Likevel oppsto det noen måletekniske problemer som er beskrevet seinere i rapporten.

### 3 Forsøk med dampmaskinen

Dataene fra forsøkene med dampmaskinen skal først og fremst brukes til å finne effekt og dampforbruk. Trykkmålingene skal brukes for å kalibrere simulatoren og gi en indikasjon på mekanisk virkningsgrad og maskinen med vannbrems.

Forsøkene gjøres for flere kjeltrykk under konstant turtall og stasjonære forhold.

#### 3.1 Forberedelser til forsøk og utstyret

I forkant av forsøket ble måleutstyr montert av Frode Gran på MTS. Måleutstyret er satt opp slik at trykkmålingene blir samkjørte med vinkelmålinger fra kodeskiven.

Montert utstyr er følgende:

- A Dynamisk trykkmåler i høytrykkssylinder
- B Dynamisk trykkmåler i lavtrykkssylinder
- C Statisk trykkmåler før maskinen
- D Kodeskive for vinkelmåling og turtall
- E Statisk trykkmåler etter maskinen
- F Vannbrems for måling av dreiemoment

##### 3.1.1 Kodeskive

Kodeskiven for vinkelmåling og turtallsmåling er plassert på veivakslingen til sleidestyringen under maskinen. Denne skal brukes sammen med trykkmålingene, slik at hver enkelt måling kan knyttes til en vinkel. Kodeskiven reistrerer vinkler på 0,5 grader.

Fra Store norske leksikon:

*Kodeskive, sirkulær skive som benyttes til vinkelposisjonsmåling av roterende aksler. Skiven har et mønster som avleses optisk ved hjelp av lyskilder og lysdetektorer. Mønsteret kan bestå av perforeringer i skiven, eller av vekselvis reflekterende og ikke reflekterende flater, som avleses henholdsvis ved transmisjon og refleksjon.*

##### 3.1.2 Dynamisk trykkmåler

De dynamiske trykkmålerene er plassert i underkant av sylindrene, og er av den piezoelektriske typen. De fungerer ved å ha et mineral som blir trykksatt. Når piezoelektriske mineraler blir utsatt for trykk genererer de en elektrisk spenning som kan måles. De fungerer hurtig og er små, slik at de er velegnet for dynamisk trykkmåling.

Målingene blir tatt over flere omdreininger og midlet slik at måleresultatet er et snitt over for eksempel to omdreininger og 1440 målinger.

##### 3.1.3 Statisk trykkmåler

Det statiske trykket ved innløpet måles i ventilhuset på høgtrykkssylindren. Kondenseringstrykket måles rett før varmeveksleren, altså langt unna maskinen. Det er et ukjent trykktap fra maskinen til giveren for kondenseringstrykket.

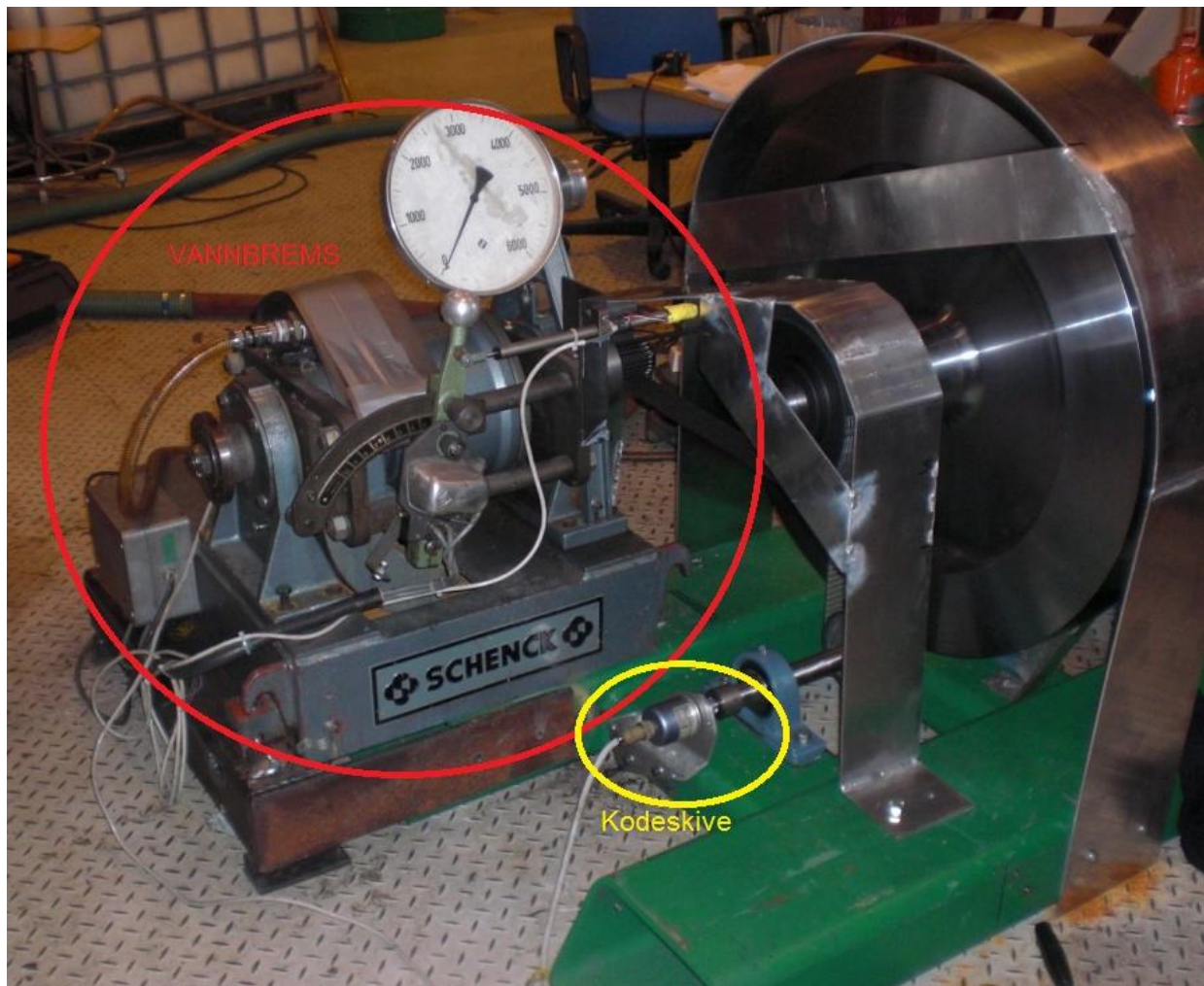


### 3.1.4 Vannbrems

Dreiemomentet til dampmaskinen måles med en vannbrems som også er koblet til datamaskinen som logger målingene. Vannbremsen og dampmaskinen er koblet med en remdrift med en utvekslig på 3,9 for at vannbremsen skal få rett turtall. Vannbremsen må ha rundt 1500 [rpm] for å fungere skikkelig. Går dampmaskinen med 400 [rpm] vil vannbremsen gå med 1560 [rpm]. Dreiemomentet brukes for å regne ut effekten.

### 3.1.5 Dampkjelen på MTS

Dampkjelen på MTS kan kjøres på opp til 16 [bar] absolutt trykk. Ved bruk stilles den inn på et maksimaltrykk. Kjelen fyrer da til maksimaltrykket oppnås. Når maksimaltrykket er oppnådd kobler fyren automatisk ut. Ved trykkfall til et gitt trykk vil kjelen begynne å kjøre opp trykket igjen. Dampforbruket til dampmaskinen senker kjeltrykket, og det øker ikke før dampkjelen kobler inn igjen. Forsøkene blir derfor ikke gjort med konstant kjeltrykk, men med trykkvariasjoner på rundt 2 [bar].



Figur 4: Dampmaskinen med kodeskive og vannbrems.

### 3.1.6 Datamaskin og registrering av målinger

Under målingene er det et dataprogram som kontinuerlig måle alle parameterene. Det dynamiske trykket for begge sylindrene vises kontinuerlig som en graf som ruller over skjermen. Resten av måleresultatene (de statiske) vises i en tabell. Målingene lagres i tekstdokumenter.

De dynamiske målingene lagres i en tekstfil med to kolonner; en for hver sylinder. Målingene blir gjort for hver halve grad, slik at hver sylinder har 720 målepunkter for en omdreining.

De statiske målingene (turtall, brems, trykk før og etter) kommer i en annen fil. Resultatene i hver tabell viser gjerne 5 til 20 målinger som er gjort på rad. Jeg har valgt å regne ut gjennomsnittet for hver tabell og bruke det i beregninger. De statiske målingene er gjort samtidig med de dynamiske og filnavnene er slik at det er tydelig hvilke dynamisk og statiske målinger som hører sammen.

## 3.2 Måleresultater

Måleresultatene er presentert som to kolonner i et tekstdokument; den første kolonnen er for lavtrykkssylindren og den andre for høgtrykkssylindren. Veivinkelen er ikke med og må legges til i etterkant. Veivinkelen fra kodeskiven er prøvd synkronisert med øvre dødpunkt, men det har vært noe avvik.

Resultatene legger jeg inn i excel, som jeg bruker til å finne øvre dødpunkt for høgtrykkssylindren og legger inn vinkler, samt lager grafiske fremstillinger. For å regne ut indikert effekt ut ifra pV-diagrammet bruker jeg Matlab.

For å få gode måleresultater er det viktig at motoren får kjørt seg litt varm på forhånd. Først må dampen slippes rolig inn mens kranene i sylindrene er åpne, bare for å spyle ut gammelt kondensvann fra sylindrene. Da spytter den først ut vann en stund, før kranene kan stenges gradvis etter hvert som damptrykket og turtallet økes. Hvis dette ikke gjøres blir det sylindrerbank og det tar tid før maskinen får en god gange. Det er heller ikke heldig for belastningene som oppstår på lagrene i maskinen.

Å kjøre maskinen varm er også viktig for ikke å få kondens som forstyrrer målingene. Dampen er rundt 200 [grader celsius] når den kommer inn på maskinen, og i møte med kalde sylindervegger vil noe av den kondensere og dette vil resultere i feildata. Kondensering på grunn av en kald maskin vil gi et trykkfall som er høyere enn hva som er tilfelle for en varm maskin under stasjonære forhold, som er det vi er interessert i å måle for.

### 3.2.1 Kommentarer til måleresultater

#### 3.2.1.1 *Veivinkelen*

De dynamiske målingene blir registrert opp mot en veivinkel som kodeskiven registrerer. Under de første forsøkene har det vært et problem at veivinkel fra kodeskiven ikke har vært stasjonær i forhold til den faktiske veivinkelen. Normalt er det praktisk å ha øvre dødpunkt for en sylinder på enten 0 eller 180 [grader]. I følge trykkkurvene som er registrert har øvre dødpunkt derimot vært på rundt 190 [grader] for høgtrykkssylinderen. Dette har jeg korrigert for i de oppgitte dataene, slik at dødpunktet kommer på 180 [grader]. For å beregne indikert effekt i Matlab må vinkelen korrigeres slik at øvre dødpunkt kommer på 360 [grader].

#### 3.2.1.2 *Dynamisk trykk*

De piezoelektriske trykkgiverene i sylindermålingene gir relativt trykk. Derfor må innløpstrykket, eventuelt utløpstrykket, brukes som referansetrykk for å vite det absolutte trykket fra målingene. Siden måleren for innløpstrykket ikke er til å stole på må det gjøres antagelser på innløpstrykket basert på kjeltrykket.

Trykkgiverene som blir brukt er beregnet for forbrenningsmotorer som operer på et betydelig høyere trykk. Giverene gir gode målinger for høgtrykkssylinderen, men for lavtrykkssylinderen har målingene en tendens til å være upresise. Mange av målingene fra lavtrykkssylinderen egner seg for eksempel ikke til å lage pV-diagram og regne ut indikert effekt.

#### 3.2.1.3 *Statisk trykk*

Den statiske trykkmåleren klarer ikke å reagere på trykkforandringer like fort som de dynamiske trykkmålerene, og har under forsøkene vist konstant for høyt trykk. Sjøl om sylindertrykket etter kompresjonen har vært lavere enn kjeltrykket, har innløpstrykket vist rundt 3 [bar] høyere trykk en kjeltrykket har vært under målingene. Det antas at det skyldes trykksvingninger i damprørene. På grunn av denne usikkerheten antar jeg i beregninger at innløpstrykket er det likt eller nesten likt kjeltrykket.

#### 3.2.1.4 *Effektmålinger*

Vannbremsen måler dreiemomentet. For et gitt turtall fra kodeskiven kan effekten regnes ut. Momentmålingene og turtallsmålingene er presise, slik at effektmålingene i seg sjøl er bra. Remdiftten fra maskinen til bremsen vil derimot føre til et ukjent tap som nok er av betydning.

### 3.2.2 De første målingene, 07.06.2010

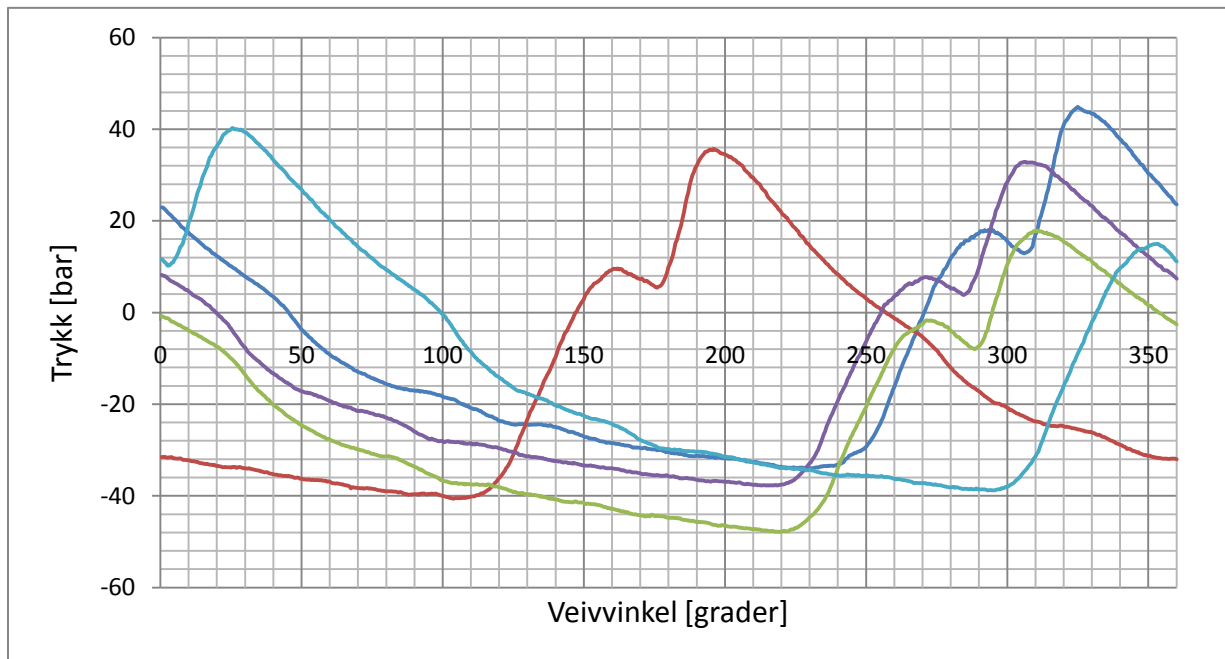
7. juni 2010 ble dampmaskinen startet opp igjen etter at enkelte feil hadde blitt rettet. Målingen gjort denne dagen er først og fremst testmålinger for å se om utstyret fungerer. Det viste seg å være noen problemer med målingene:

Veivinkelen ble ikke synkronisert med målingene, noe som fremgår fra Figur 5.

Det dynamiske trykket i lavtrykkssylindren ble ikke registrert, og mangler på Figur 5.

Det dynamiske trykket var multiplisert med 10

Vannbremsen hadde feil utveksling, og effektmålingene ble ikke korrekte. Den sto også feil vei slik at alle målte verdier ble negative.



**Figur 5: Trykkkurve fra høytrykkssylindren. Kjeltrykket er 11 [bar].**

Til tross for et maksimalt kjeltrykk på 12 [bar] absolutt trykk viste den statiske trykkmåleren i forkant av ventilhuset et høyere trykk. Trykket ligger jevnt på over 15 [bar]. På de andre målingene gjort under samme forsøket viste innløpstrykket fra 13,7 [bar] til 16,8 [bar]. Effekten lå på rundt -10 [kW].

Testkjøringen 6. juni avslørte noen problemer. Fortsatt var foringene litt trange når maskinen fikk tid til å bli varm. Til neste forsøk ble vannbremsen snudd, og utvekslingen økt for å gi vannbremsen rett turtall.

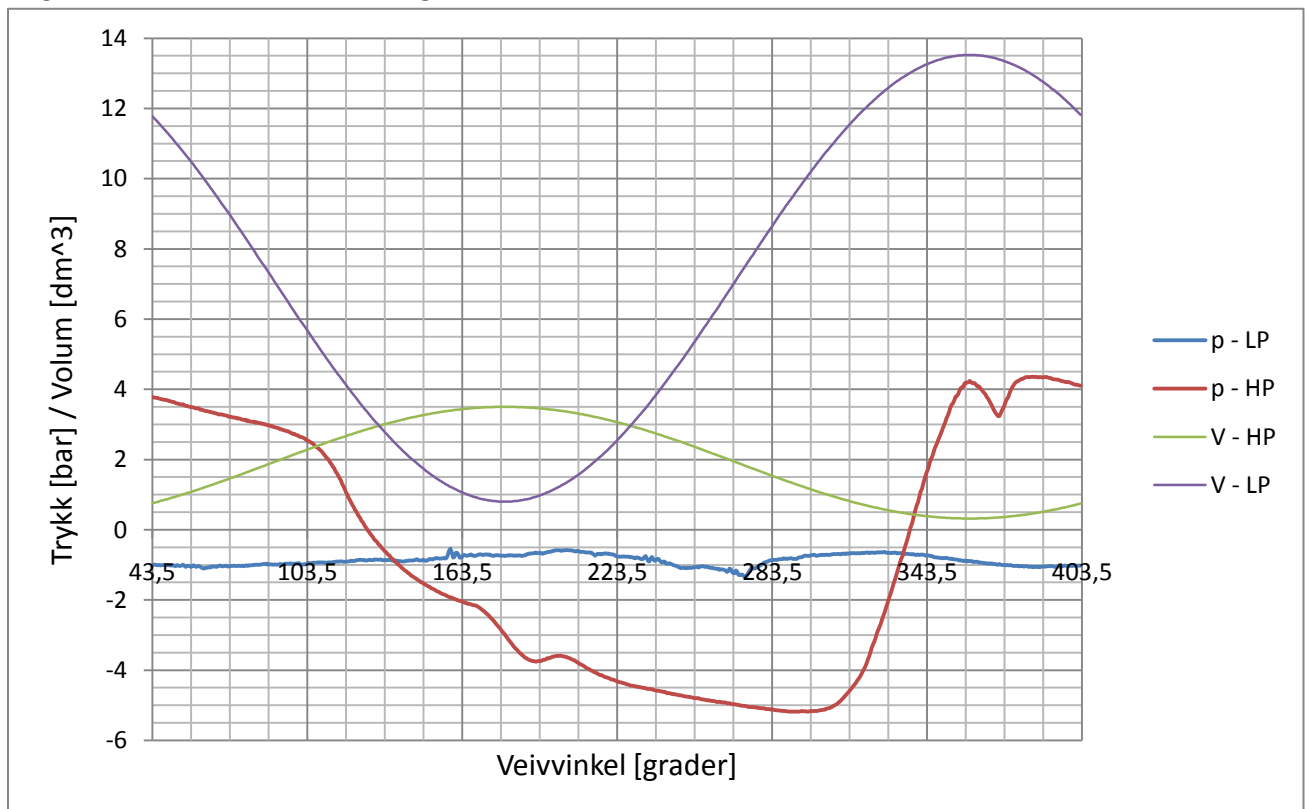
### 3.2.3 Målinger 09.06.2010

Etter de siste forbedringene siden forrige forsøk var det klart for målinger igjen. Bremsen fungerte som den skulle, og måleutstyret var på plass.

Turtall	Bremselast	Trykk inn	Kondenseringstrykk	Effekt
[rpm]	[Nm]	[bar]	[bar]	[kW]
397,869	122,477	14,365	0,011	19,90159

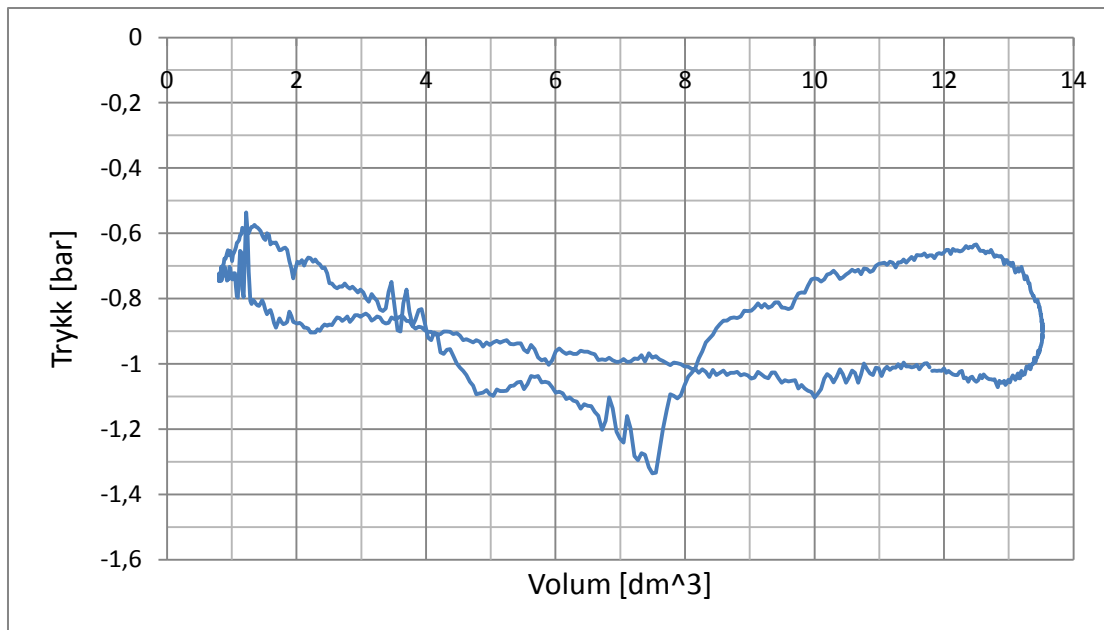
Tabell 2: Resultater fra måling 14, 09.06.2010

Figur 6 viser trykkkurven fra en av målingene. Den er forskjøvet frem 43,5 [grader], slik at det antatte dødpunktet kommer på 360 [grader]. Ut ifra det har jeg satt inn volumet for hver vinkel for å lage pV-diagram for den samme omdreiningen.



Figur 6: Trykkkurver fra måling 14, 9. juni 2010 med sylindervolum.

Som det fremgår av Figur 6 ble det registrert gode måleresultater for høgtrykkssylinderen, men for lavtrykkssylinderen er måleresultatet upresist.



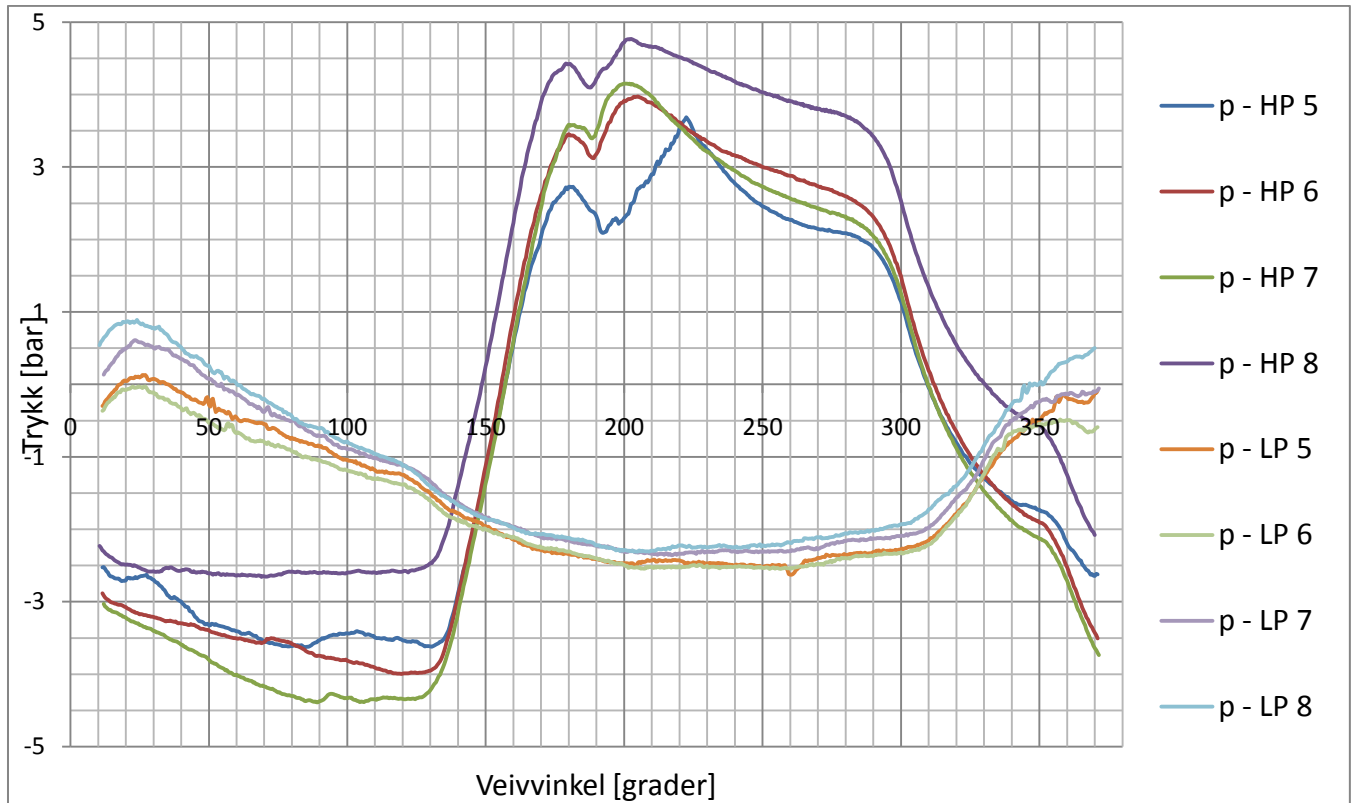
**Figur 7: pV-diagram fra lavtrykkssylinderen, måling 14.**

Figur 7 viser hvor upresist måleresultate fra lavtrykkssylinderen er. Gjennom flere målinger viser det seg at den underlige formen til pV-diagrammet er et resultat av upresise måleresultater, altså at maskinen ikke er skyld i formen til pV-diagrammet.

På grunn av de dårlige måleresultatene velger jeg å ikke bruker resultatene fra målingene gjort 9. juni videre i beregningene.

### 3.2.4 Målinger 11. juni 2010

Målingen 11. juni ga gode, klare og jevne resultater som er gode indikasjoner på prestasjonene til dampmaskinen under full belastning. Maksimalt kjeltrykket er fortsatt på 12 [bar] absolutt trykk. Fra trykkkurvene er det tydelig at damppåslippet er for seint i forhold til hva som er ideelt. Det er ikke ønskelig med et trykkfall mellom øvre dødpunkt og maksimaltrykk for innløpsdampen.



Figur 8: Måleresultater for dynamisk trykk fra 11. juni.

Det ble gjort 20 forskjellige målinger for både statiske og dynamiske verdier. Figur 8 viser de resultatene som er brukbare for videre beregninger. Målingene gjort før og etter de på figuren er gjort mens maskinen kjøres varm eller mens damptrykket synker igjen.

Grafene fra målingene viser at både ekspansjon og kompresjon følger normen bra, og det er ingen store og urforutsette hopp i grafene. Her er det tydelig at også måleresultatene fra lavtrykkssylinderen har vært gode, til tross for problemene som har oppstått i både tidligere og seinere forsøk har gitt dårlige måleresultater for denne sylinderen. Derfor er måleresultatene godt egnet for å regne ut mekanisk virkningsgrad for maskinen og reimoverføringen til vannbremsen. Den gjennomsnittlige mekaniske virkningsgraden for målingene er på 88 %. Det er et rimelig resultat. Det laveste anslaget i tabellen er 85 % og det høyeste er 92 %, noe som nok er i høyeste laget for denne maskinen.

### 3.2.5 Målinger 15. juni

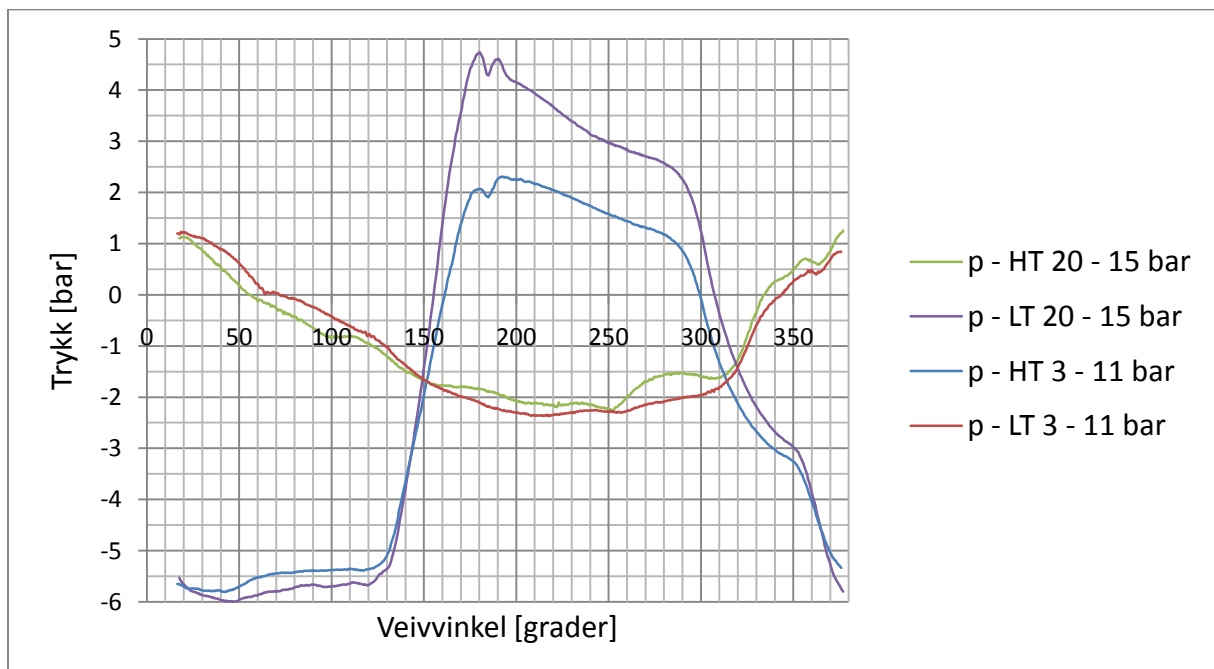
De endelige målingene ble gjort 15. juni 2010. Siden forrige kjøring var ventiltidene stilt, slik at damppåslippet begynte litt tidligere. Ellers var det ikke store forskjeller i intervallene for påslipp, ekspansjon, eksos og kompresjon.

#### Snitt for måling 2-3-4. Maksimalt kjeltrykk = 12 [bar] absolutt trykk.

Turtall	400,01	[rpm]
Bremselst	120,51	[Nm]
Akseleffekt	19,69	[kW]
Damptrykk inn	14,13	[bar]
Kondenseringstrykk	0,02	[bar]
<b>Beregnete verdier</b>		
P_HT	12,41	[kW]
P_LT	11,79	[kW]
Pind	24,20	[kW]
<b>etta mek</b>	0,81	[-]

Tabell 3: Gjennomsnittsverdier for de beste målingene fra 15. juni

Under følger noen diagrammer for målingene som er gjort 15. juni. Diagrammene sammenligner 12 og 15,8 [bar] kjeltrykk. For høgtrykkssylinderen er det regelmessige trykkvariasjoner med veivinkelen, men målingene fra lavtrykkssylinderen viser uforutsette tendenser, som er spesielt tydelige i pV-diagrammet. For lavtrykkssylinderen er indikert effekt lavere for 15,8 [bar] kjeltrykk enn for 12 [bar] kjeltrykk, noe som er tydelig i pV-diagrammene presentert seinere i rapporten. Grunnen til disse resultatene er ikke konstruksjonen av dampmaskinen, men at trykkgeverene og dermed måleresultatene er upresise (se 3.2.1.2 Dynamisk trykk).



Figur 9: Trykkurver for 15,8 og 11 [bar] maksimalt kjeltrykk



<b>Målte verdier. Maksimalt kjeltrykk = 15,8 [bar] absolutt trykk</b>				
Måling	17-18	19-20	Alle	
Turtall	407,55	403,92	405,74	[rpm]
Bremselst	152,10	161,93	157,01	[Nm]
Akseleffekt	407,55	26,71	27,13	[kW]
Damptrykk inn	16,77	17,38	17,08	[bar]
Kondenseringstrykk	0,07	0,08	0,08	[bar]
<b>Beregnete verdier</b>				
P_HT	13,96	14,84	14,40	[kW]
P_LT	10,35	10,34	10,34	[kW]
Pind	24,80	25,18	24,99	[kW]
etta mek	1,03	1,06	1,05	[-]

**Tabell 4: Målte og beregnede verdier for målinger 15. juni.**

Målingene 15. juni ble litt uventet avbrutt ved at reimen fra maskinen til vannbremsen begynte å slure på tannhjulet på bremsesiden. Reimdriften er altså litt underdimensjonert for dreiemomentet på ca 160 [Nm] ved 27 [kW]

## 4 Oppgave 2 – Fastlegging av effekt

*Eksperimentell undersøkelse av den nye dampmaskinen med sikte på å fastlegge effekt og dampforbruk ved vekslende kjeltrykk og mottrykk, samt ved vekslende turtall.*

Siden maskinen må kjøre på fast turtall for at vannbremsen skal fungere skikkelig, er kjeltrykket den eneste variabelen som er brukt. Som det går frem i kapittel 4.2 er det kjørt på to forskjellige maksimale kjeltrykk. Kjeltrykket faller med opp til 2 [bar] mens maskinen kjører. Deretter bygger trykket seg opp igjen til maksimaltrykket den er innstilt til. Det betyr at de fleste av målingene er gjort med et kjeltrykk rundt 1 [bar] under det gjeldende maksimaltrykket.

### 4.1 Effekt for 12 bar maksimalt kjeltrykk

For 12 bar maksimalt kjeltrykk ble det kjørt med to forskjellige ventilinnstillinger. Ventiltidene er nærmere beskrevet i kapittel **Error! Reference source not found.**

#### 4.1.1 Opprinnelige ventiltider

For kjøring på 12 bar absolutt kjeltrykk var maksimal oppnådd effekt 19,97 [kW] ved 399,38 [rpm] for en enkelt omdreining i måling nr 5, 11. juni. Gjennomsnittet for måling nr 5 11. juni er 19,78 [kW] over 6 omdreininger, mens minumseffekten for måling 5 er på 19,60 [kW].

	Turtall	Bremselast	Akseleffekt
	[rpm]	[Nm]	[kW]
<b>Minimumseffekt</b>	397,218	120,836	19,603
	397,384	121,054	19,646
	397,878	121,303	19,711
	398,621	122,034	19,867
	398,953	122,068	19,889
<b>Maks effekt</b>	399,378	122,424	19,968
<b>Gjennomsnitt</b>	<b>398,239</b>	<b>121,620</b>	<b>19,781</b>

Tabell 5: Resultatet for måling 5, 11. juni.

Måling 6 samme dag hadde høyest gjennomsnittlig effekt. Gjennomsnittseffekten over fem omdreininger målt på vannbremsen var på 19,88 [kW] ved 399,28 [rpm].

	Turtall	[Bremselast	P
	[rpm]	[Nm]	[kW]
	399,090	122,298	19,933
	399,032	121,860	19,859
<b>Minnumseffekt</b>	399,267	121,442	19,803
	399,455	121,907	19,888
<b>Maks effekt</b>	399,604	122,100	19,927
<b>Gjennomsnitt</b>	<b>399,290</b>	<b>121,921</b>	<b>19,882</b>

Tabell 6: Resultater for måling 6, 11. juni.

Måleresultatene viser at det stasjonære forhold under målingene, og at effekten er veldig jevn. Den største effektforskjellen er på 0,36 [kW].

Måling	Turtall	Bremselast	Paksel	P ind HT	P ind LT	Pind	etta mek
	[rpm]	[Nm]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
5	398,24	121,62	19,78	10,12	11,43	21,54	0,92
6	399,29	121,92	19,88	11,58	10,63	22,2	0,90
7	398,18	121,65	19,78	11,72	11,51	23,23	0,85
8	392,95	118,83	19,07	11,07	11,26	22,33	0,85
<b>Snitt</b>	397,17	121,01	19,63	11,12	11,21	22,33	0,88

Tabell 7: Gjennomsnittresultater fra 11. juni

Tabellen over viser gjennomsnittresultater fra de brukbare målingene gjort 11. juni. Gjennomsnittseffekten er på 19,63 [kW], og heller ikke her er det store avvik fra gjennomsnittet. Tabellen har også med mekanisk virkningsgrad, som er regnet ut i et seinere kapittel.

#### 4.1.1.1 Endelige ventiltider

For de endelige ventiltidene er effekten som forventet litt høyere enn for de tidligere innstillingen. pV-diagrammet og trykkkurvene viser de samme tendensene. At flere måleparametere viser det samme er en god indikasjon på faktisk forbedring, og at det ikke bare er et enkelttilfelle.

	Turtall	[Bremselast	Damp inn	Kond. Trykk	P
	[rpm]	[Nm]	[bar]	[bar]	[kW]
	404,757	121,412	14,425	0,028	20,070
	404,337	120,955	14,427	0,028	19,974
	404,366	120,274	14,453	0,029	19,863
<b>Min effekt</b>	405,614	119,876	14,465	0,030	19,858
	405,922	121,463	14,483	0,029	20,136
<b>Maks effekt</b>	405,717	122,191	14,481	0,027	20,247
	405,316	121,593	14,466	0,030	20,128
	405,283	121,411	14,451	0,029	20,096
<b>Gjennomsnitt</b>	<b>405,164</b>	<b>121,147</b>	<b>14,456</b>	<b>0,029</b>	<b>20,046</b>

Tabell 8: Effek for 12 [bar] kjeltrykk

Fortsatt er det mulig å stille ventiltidene inn litt bedre, men det er tvilsomt om det vil gi en effektøkning større enn den som allerede er sett. Jeg regner med effekten vil ende opp rundt 21 [kW] hvis ventiltidene blir bedre tilpasset.

For et kjeltrykkrykk på maksimalt 12 [bar], er det rimelig å anta en effekt på 20 [kW] slik gjennomsnittet også viser.

## 4.2 Effekt for 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk

Maksimal oppnådd effekt for 15,8 [bar] kjeltrykk er 27,2 [kW]. Effekten lå stabilt på over 26 [kW] i den siste perioden nå maskinen ble kjørt. Derfor er det rimelig å anta at akseeffekten over tid er 27,0 [kW].

<b>Målte verdier</b>			
Måling	17-18	19-20	Alle
Turtall	407,55	403,92	405,74
Bremselst	152,10	161,93	157,01
Akseeffekt	25,32	26,71	26,02
Damptrykk inn	16,77	17,38	17,08
Kondenseringstrykk	0,07	0,08	0,08
<b>Beregnete verdier</b>			
Måling	17-18	19-20	Alle
P_HT	13,96	14,84	14,40
P_LT	10,35	10,34	10,34
Pind	24,80	25,18	24,99
etta mek	1,03	1,06	1,05

**Tabell 9: Gjennomsnittsverdier for 15,8 [bar] kjeltrykk**

Tabellen over viser gjennomsnittsverdier for flere målinger gjort for dette kjeltrykket. Tabellen under viser den målingen som ga maksimal effekt.

<b>Måling 20</b>				
Turtall	[Bremselast	Damp inn	Kond. Trykk	P
[rpm]	[Nm]	[bar]	[bar]	[kW]
404,918	162,199	17,343	0,086	26,82307
405,646	161,909	17,349	0,087	26,82325
406,147	162,331	17,352	0,086	26,92638
406,535	162,994	17,365	0,087	27,06218
406,444	164,024	17,388	0,087	27,2271
406,122	163,517	17,428	0,087	27,12143
<b>405,9687</b>	<b>162,829</b>	<b>17,37083</b>	<b>0,086667</b>	<b>26,99724</b>

**Tabell 10: Maksimal effekt for 15,8 [bar]. Gjennomsnitt i bunnen.**

Om påslippet kan starte litt tidligere i fremtiden bør det resultere i stabil effekt på over 27 [kW]. Sannsynligvis vil effekten endå på ca 28 [kW].

### 4.3 Beregning av dampforbruk

Dampforbruket blir dessverre ikke målt under forsøkene, og må derfor beregnes utenom.

Dampmengden som går med til hver syklus er differansen mellom den ekspanderte og komprimerte dampmengden.

Damptilstand og volum ved lukking av eksosventilen, gir mengden damp som komprimeres opp,  $m_k$ .

Damptilstand og volum ved stenging av innløpet gir mengden damp som ekspanderer,  $m_e$ .

Dampen  $m_{syk}$  som går med til en syklus er:

$$m_{syk} = m_e - m_k$$

Jeg gjøre flere beregninger for å finne ut om det er store variasjoner i forbruk, enten grunnet forskjellige antagelser, eller på grunn av forskjellige driftstilstander.

### 4.3.1 11 bar absolutt kjeltrykk og opprinnelige ventilinnstillinger

	HP		LP	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn</b>	188	300	5	120
<b>Ut</b>	350	138	175	310

Tabell 11: Gjeldende ventiltider

#### 4.3.1.1 Beregning av $m_e$

Jeg bruker verdiene fra Måling 6, 11. juni for å beregne dampforbruket. Siden det statiske trykket ikke er til å stole på, antar jeg at trykktoppen som oppstår like etter at damppåslippet åpner er lik kjeltrykket. Siden kjeltrykket varierer, antar jeg at det ligger midt på treet, i dette tilfellet 11 [bar] absolutt trykk. Frem mot lukkingen av påslippet ved 300 [grader] synker trykket med 2,48 [bar] til 8,52 [bar] absolutt trykk. Sylindervolumet for 300 [grader] er 2,706 [dm<sup>3</sup>].

Spesifikt volum av dampen sammen med sylindervolumet gir massen av damp. Siden dampen ikke lenger er mettet på dette punktet er ikke trykket aleine nok til å vite spesifikt volum. For å finne damptilstanden ved lukking av eksosventilen antar jeg isentropisk ekspansjon over 2,48 [bar], fra 11 [bar] til 8,52 [bar] absolutt trykk. Den isentropiske virkningsgraden setter jeg til 0,9 [-]. Det resulterer i følgende dampegenskaper ved lukking:

Dampegenskaper ved lukking av innløp		
V IL	0,0027	[m <sup>3</sup> ]
h(IL)	2727,874	[kJ/kg]
x(IL)	0,978	[-]
v(IL)	0,221	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b><math>m_e</math></b>	0,012	[kg]

Figur 10: Dampegenskaper ved lukking av innløpet.

#### 4.3.1.2 Beregning av $m_k$

Det er vanskelig å finne presise verdier for damptilstanden ved øvre dødpunkt. Bare trykk og temperatur er noenlunde kjent. Derfor antar jeg at dampen blir komprimert til mettet damp for et gitt trykk. Det gir et anslag som ikke ligger langt unna sannheten, siden dampen uansett kommer til å ha ganske høy kvalitet etter kompresjonen. Det er også snakk om små dampmengder, slik at det ikke vil ha stor innvirkning på totalresultatet.

Dampegenskaper ved øvre dødpunkt		
Absolutt trykk	1 050 800,0	[Pa]
T	455,231	[K]
v	0,185	[m <sup>3</sup> /kg]
V tdc	0,00032	[m <sup>3</sup> ]
<b><math>m_k</math></b>	0,0017	[kg]

Tabell 12: Dampegenskaper ved øvre dødpunkt.

**Dampforbruk beregnet for 11 bar absolutt kjeltrykk**

<b>Akseleffekt</b>	19,88	[kW]
m ekspansjon	0,0122	[kg]
m kompresjon	0,0017	[kg]
m inn	0,0105	[kg]
m/sek	0,0699	[kg/s]
<b>Timeforbruk</b>	251,80	[kg/h]
<b>Spes. forb.</b>	12,91	[kg/kWh]

Tabell 13: Dampforbruk beregnet for måling 6, 11.06.2010

**4.3.1.3 Beregninger av gjennomsnittlig dampforbruk**

Beregningen av gjennomsnittlig dampforbruk skjer i prinsippet på samme måte som nevnt over, der forskjellen i forhold til de tidligere beregningene først og fremst er antagelsene for trykkene som brukes i beregningene.

På bakgrunn av de dynamiske målingene regner jeg først ut gjennomsnittstrykket over flere målinger for følgende punkter:

A Øvre dødpunkt      B Maksimalt trykk      C Lukking av påslipp

Det høyeste registrerte maksimaltrykket (B) fra de aktuelle målingene bruker jeg som referansetrykk, og setter det lik maksimalt kjeltrykk. Dermed har jeg en enkel måte for å estimere trykket inn på dampmaskinen. Det gjør jeg fordi at kjeltrykket varierer mellom henholdsvis 10-12 og 14-15,8 [bar] absolutt trykk.

**Gjennomsnittsforbruk for målingene gjort 11.6.2010**

<b>Akseleffekt</b>	19,63	[kW]
Absolutt innløpstrykk	11,38	[bar]
m ekspansjon	0,0126	[kg]
m kompresjon	0,0018	[kg]
m inn	0,0108	[kg]
m/sek	0,0716	[kg/s]
<b>m/h</b>	257,61	[kg/h]
<b>Spes. Forb.</b>	13,12	[kg/kWh]

Tabell 14: Gjennomsnittsforbruk for målingene gjort 11.06.2010

#### 4.3.1.4 Beregning av dampforbruk med nye ventiltider

For de følgende beregningene begynner damppåslippet 4 [grader] tidligere enn for de tidligere forbruksberegningene. I teorien skal dette føre til mer effekt og lavere spesifikt forbruk, men som det fremgår i dette kapittelet har det ikke blitt noen større forandringer. Marginene er små og derfor er det vanskelig å komme til noen umiddelbar konklusjon basert på tallene, men det er viktig å vite at antagelsene i beregningene er såpass grove at de kan overskygge en eventuell forbedring i dampforbruk.

	HP		LP	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn</b>	184	300	5	120
<b>Ut</b>	350	134	175	310

Tabell 15: Gjeldende ventiltider

##### 4.3.1.4.1 12 bar absolutt kjeltrykk med endelige ventilinnstillinger

Det er gjort beregninger enkeltvis for måling 3, 15. juni. Dette er e med de nye ventilinnstillingene, slik at påslippet kommer litt tidligere enn for de tidligere målingene. Dette bør resultere i et lavere forbruk, noe som stemmer, ifølge Tabell 16.

Dampforbruk beregnet for 11 bar absolutt trykk		
<b>Akseleffekt</b>	20,05	[kW]
Absolutt Innløpstrykk	11	[bar]
m ekspansjon	0,0123	[kg]
m kompresjon	0,0018	[kg]
m inn	0,0105	[kg]
m/sek	0,0709	[kg/s]
<b>m/h</b>	255,23	[kg/h]
<b>Spes. Forb.</b>	12,73	[kg/kWh]

Tabell 16: Dampforbruk for måling 3, 15.06.2010.

##### 4.3.1.4.2 12 bar absolutt kjeltrykk med endelige ventilinnstillinger

Her har jeg regnet ut gjennomsnittlig dampforbruk for måling 2, 3 og 4 gjort 15. juni 2010. Fremgangsmåten er den samme som beskrevet i kapittel 4.3.1.3. Beregningene resulterer i et relativt lavt forbruk på 12,4 [kg/kWh].

Dampforbruk beregnet for 12 bar absolutt trykk		
<b>Akseleffekt</b>	19,69	[kW]
Absolutt Innløpstrykk	10,66	[bar]
m ekspansjon	0,0119	[kg]
m kompresjon	0,0017	[kg]
m inn	0,0102	[kg]
m/sek	0,0679	[kg/s]
<b>m/h</b>	244,59	[kg/h]
<b>Spes. forb.</b>	12,42	[kg/kWh]

Tabell 17: Gjennomsnittlig dampforbruk for måling 2,3,4 og 5, gjort 15.06.2010



## 4.3.1.4.3 15,8 bar absolutt kjeltrykk med endelige ventilinnstillinger

Også for 15,8 bar maksimalt kjeltrykk har jeg gjort en enkelt kalkulasjon for måling 20, samt snittet over måling 17 til 20.

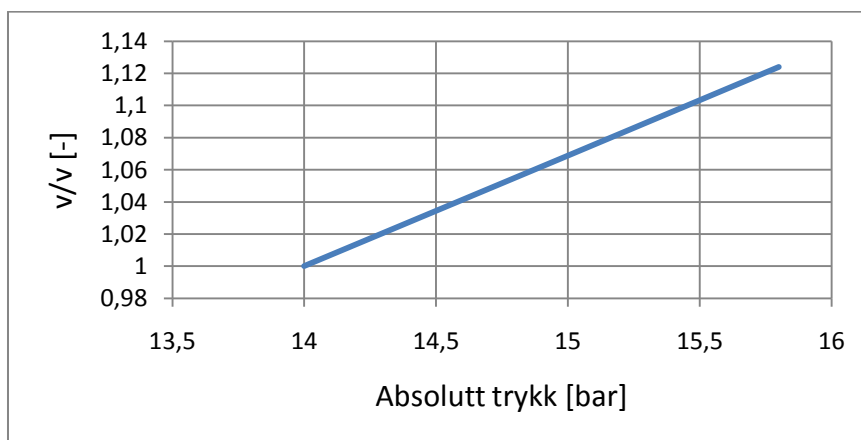
Dampforbruk beregnet for 15,8 bar absolutt trykk		
Akseleffekt	27,00	[kW]
Absolutt Innløpstrykk	15,0	[bar]
m ekspansjon	0,0164	[kg]
m kompresjon	0,0026	[kg]
m inn	0,0138	[kg]
m/sek	0,0931	[kg/s]
<b>m/h</b>	<b>335,10</b>	<b>[kg/h]</b>
<b>Spes. Forb.</b>	<b>12,41</b>	<b>[kg/kWh]</b>

Tabell 18: Dampforbruket for måling 20, 15.06.2010

Dampforbruk beregnet for 15,8 bar absolutt trykk		
Akseleffekt	26,02	[kW]
Absolutt Innløpstrykk	15,14	[bar]
m ekspansjon	0,0168	[kg]
m kompresjon	0,0025	[kg]
m inn	0,0143	[kg]
m/sek	0,0969	[kg/s]
<b>m/h</b>	<b>348,97</b>	<b>[kg/h]</b>
<b>Spes. Forb.</b>	<b>13,41</b>	<b>[kg/kWh]</b>

Tabell 19: Gjennomsnittlig forbruk for måling 17,18,19 og 20, gjort 15. juni

Gjennomsnittsforkret er betraktelig høyere for et gjennomsnitt av målingene med 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk enn for bergeninger gjort med 12 [bar] kjeltrykk. En grunn til det kan være det høye innløpstrykket, som øker dampmengden som går inn i cylinderen. Som der er klart av Figur 11 øker dampmengden for et gitt volum med 12 % fra 14 til 15,8 [bar] absolutt trykk.



Figur 11: Forholdsvis økning av dampens tetthet som funksjon av absolutt trykk.

#### 4.3.1.5 Kommentarer til forbruksberegningene

Siden beregningene er basert på damptilstanden for tre gitte punkter i motoromdreiningen (øvre dødpunkt, maks trykk og lukking av innløp) blir det ikke tatt hensyn til damplekkasjen fra motoren. Under kjøring strømmet det ut damp fra mellom stempelet og sylinderveggene. Dette er sjølsagt tapt energi, og det meste av det er nok heller ikke med i beregningene av dampforbruket. Det er fordi at dampen strømmer inn i maskinen over 116 [grader] på veivakslingen. Trykket er høyest nettopp da, slik at damplekkasjen er på det største. På pV-diagrammet for høgtrykkssylinderen er det et kraftig trykkfall rett etter at maksimaltrykket er oppnådd, noe som i stor grad kan skyldes damplekkasje. Det kan også skyldes at varmetapet er størst i det samme tidsrommet.

Sjøl om antagelsene for forbruksberegningene er litt ymse, så har de resultert i et forbruk som ikke er helt ulik det simulatoren kommer frem til. Spesifikt forbruk beregnet av simulatoren ligger i de fleste tilfeller litt lavere, typisk 10,5-11,5 [kg/kWh], mens det beregnede forbruket ligger på rundt 13 [kg/kWh]. At det er store mekaniske tap i maskinen og reimen fra maskinen til bremsen kan være noe av årsaken, og vil bli testet ut gjennom simuleringer seinere i denne oppgaven. Varmetapet medfører også en økning av forbruket, men det er ikke tatt hensyn til i simuleringsmodellen. Som nevnt må også damplekkasjen tas hensyn til. Høyere damptrykk og belastning vil også gi økte mekaniske tap.

## 4.4 Generator- og pumpeeffekt

### Generator

En generator har en typisk virkningsgrad på 95 [%]. For en maskineffekt på 20 [kW] gir det 19 [kW] elektrisk effekt og pumpeeffekten er 130 [W], slik at netto elektrisk effekt er 18,87 [kW].

For kjøring på 16 [bar] vil generatoreffekt bli ca 25 [kW] og timeforbruket av damp ca 350 [kg/h]. Pumpeeffekten er 250 [W] slik at netto elektrisk effekt blir 24,75 [kW]. Siden ingen av de aktuelle kjelene klarer å levere så mye damp, blir det ikke mulig å levere 25 [kW] strøm. Den største aktuelle kjelen kan levere 300 [kg/h]. Det er midt imellom forbruket målt for 12 og 15,8 [bar] kjeltrykk, altså bør det resultere i en elektrisk effekt på ca 22-23 [kW].

Ved tilkobling til vannbremsen er det en del tap i reimdriften. Ved å finne en bedre måte å koble til generatoren kan elektrisk effekt økes noe.

### Pumpe

Pumpeeffekten er regnet ut for isentropisk trykkøkning fra 1 [bar] til kjeltrykk med virkningsgrad på 0,8. Virkningsgraden til pumpen har jeg bestemt til 0,75.

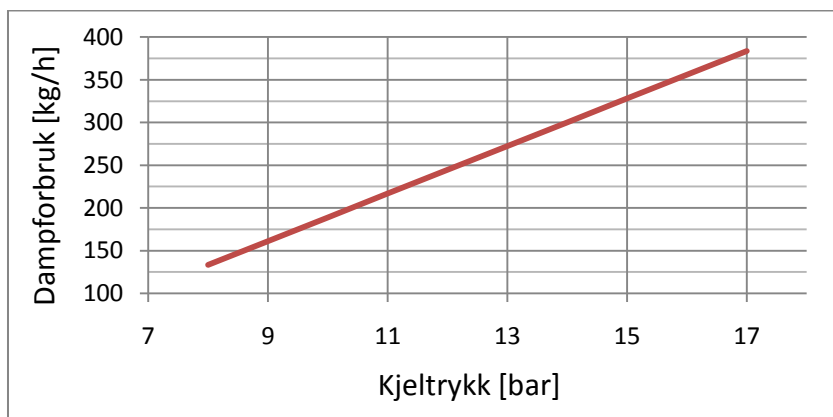
Kjeltrykk	12	15,8	[bar]
Massestrøm	244,6	350,3	[kg/h]
<b>Total pumpeeffekt</b>	<b>0,130</b>	<b>0,249</b>	<b>[kW]</b>
Pumpearbeid per kilo	1,913	2,573	[kJ/kg]

## 4.5 Konklusjon

Det spesifikke forbruket blir mest sannsynlig lite påvirket av kjeltrykket. Som tabellen viser er dampforbruket ved 15,8 bar kjeltrykk på 350 [kg/h]. Det er 50 [kg/h] mer enn den største aktuelle kjelen klarer å levere ved 16 [bar] absolutt trykk. Derfor lar det seg ikke gjøre å kjøre maskinen på 400 [rpm] og 16 [bar] kjeltrykk.

<b>Maksimalt kjeltrykk</b>	<b>12</b>	<b>15,8</b>	<b>[bar]</b>
<b>Turtall</b>	400,01	403,92	[rpm]
<b>Effekt</b>	19,69	26,71	[kW]
<b>Timeforbruk</b>	244,593	350,342	[kg/h]
<b>Spes. Forbruk</b>	12,424	13,115	[kg/kWh]

Tabell 20: Dampforbruk for forskjellig kjeltrykk og de endelige ventilinnstillingene



Figur 12: Enkel sammenheng mellom dampforbruk og kjeltrykk for 400 [rpm]

For å senke forbruket kan maskinen altså kjøre på et lavere kjeltrykk, eller turtallet kan senkes. Tradisjonelle dampmaskiner kjører på turtall rundt 100 [rpm], så det vil være naturlig å senke turtallet.

Dampen har mer energi for 15,8 [bar] enn for 11-12 [bar]. Det burde resultere i et lavere forbruk for høyere kjeltrykk. At det ikke skjer, tyder på at dampkvaliteten ut fra maskinen øker i takt med kjeltrykket. Det vil igjen gi større potensiale for å bruke dampen til oppvarming.

## 5 Oppgave 3 – Dynamisk trykk

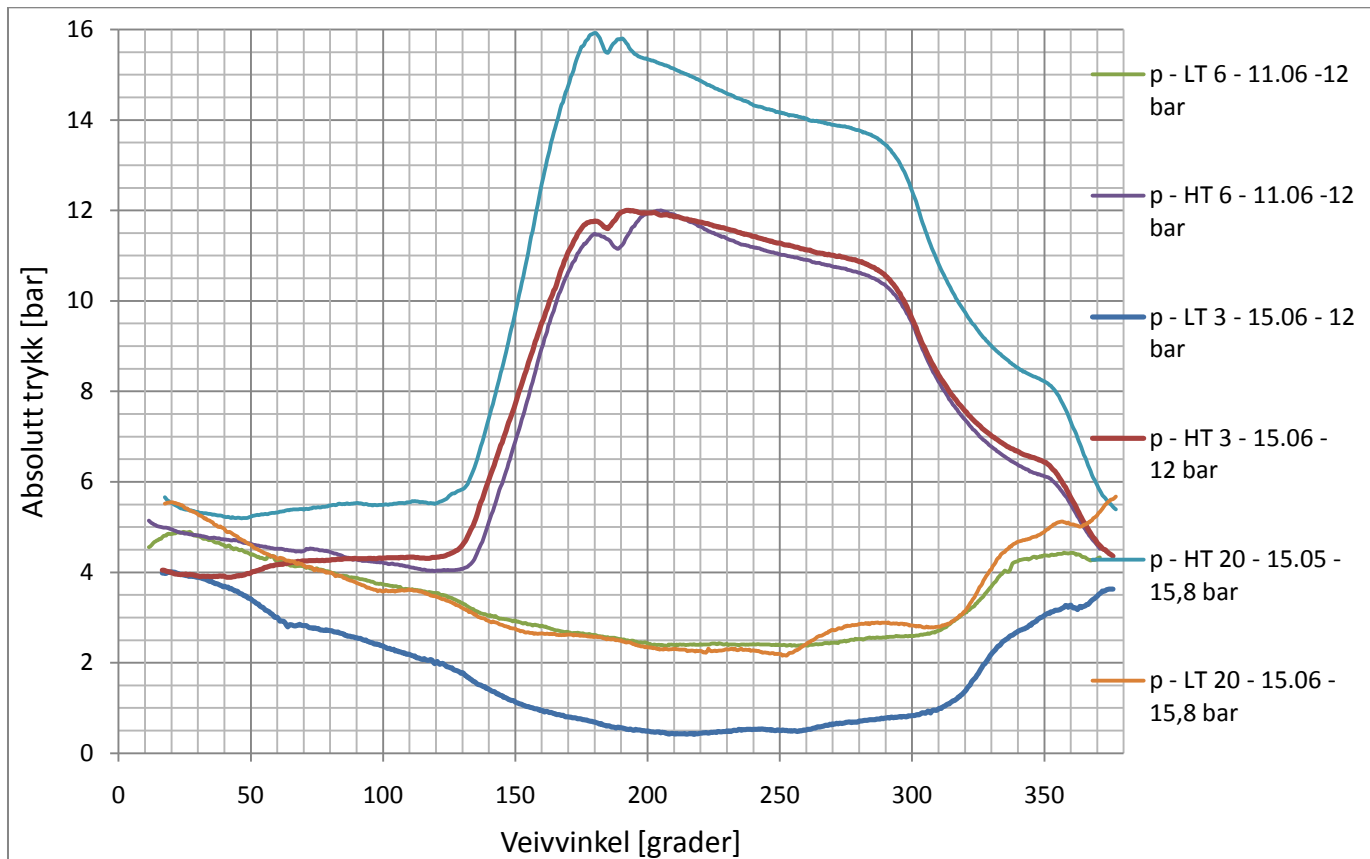
*Eksperimentell undersøkelse av dynamisk sylindetrykk i høgtrykks- og lavtrykksylinder.*

Gjennom eksperimenter skal det dynamiske trykket i dampmaskinen fastsettes under forskjellige driftsforhold. Dampmaskinen har trykkmålere som er nærmere beskrevet i 3.1 og 3.2.1.2.

Måleresultatene skal brukes for å kalibrere simulatoren og se hvordan eller hvorfor simulatoren ikke stemmer med de faktiske målingene.

Det er gjort gode målinger i tre forsøk. Når dampmaskinen har operert under stasjonære forhold med fullt damppåslipp har måleresultatene blitt rimelig like. Derfor bruker jeg her i hovedsak en måling fra de forskjellige forsøkene gjort 11. juni og 15. juni.

### 5.1 Trykkurver for veivinkel



**Figur 13: Trykkurver for trykk korrigeret til kjeltrykk**

For Figur 13 er trykket korrigeret til maksimalt kjeltrykk. Trykktoppene som oppstår i høgtrykksylinderen ved 190 [grader] og 205 [grader] er bestemt til 12 og 15,8 [bar]. Veivinkelen er justert noe opp for å få øvre dødpunkt til 180 [grader] for høgtrykksylinderen.

For lavtrykksylinderen oppnås maksimalt trykk mens dampen strømmer fra høgtrykket til lavtrykket. Dette trykket er justert opp slik at det er likt med høgtrykksylinderen for den gitte vinkelen, i dette tilfellet rundt 20 [grader].

Måleresultatene er justert opp i henhold til følgende tabell:

Måling		Registret dynamisk trykk	Innløpstrykk	Differanse
6	Maks HT	3,97	12,00	8,03
	Maks LT	-0,05	4,88	4,92
3	Maks HT	2,31	12,00	9,69
	Maks LT	1,23	4,02	2,79
20	Maks HT	4,61	15,80	11,19
	Maks LT	1,13	5,54	4,42

**Tabell 21: Tabell for korrigering av trykk. Verdier i [bar] absolutt trykk.**

Figur 13 viser verdier i absolutt trykk. Det laveste korrigerte trykket for lavtrykkssylinderen i måling 3 er på 0,5 [bar] absolutt trykk, altså godt under atmosfæretrykk. Det kan være to årsaker til det, sannsynligvis en kombinasjon:

Upresise målinger

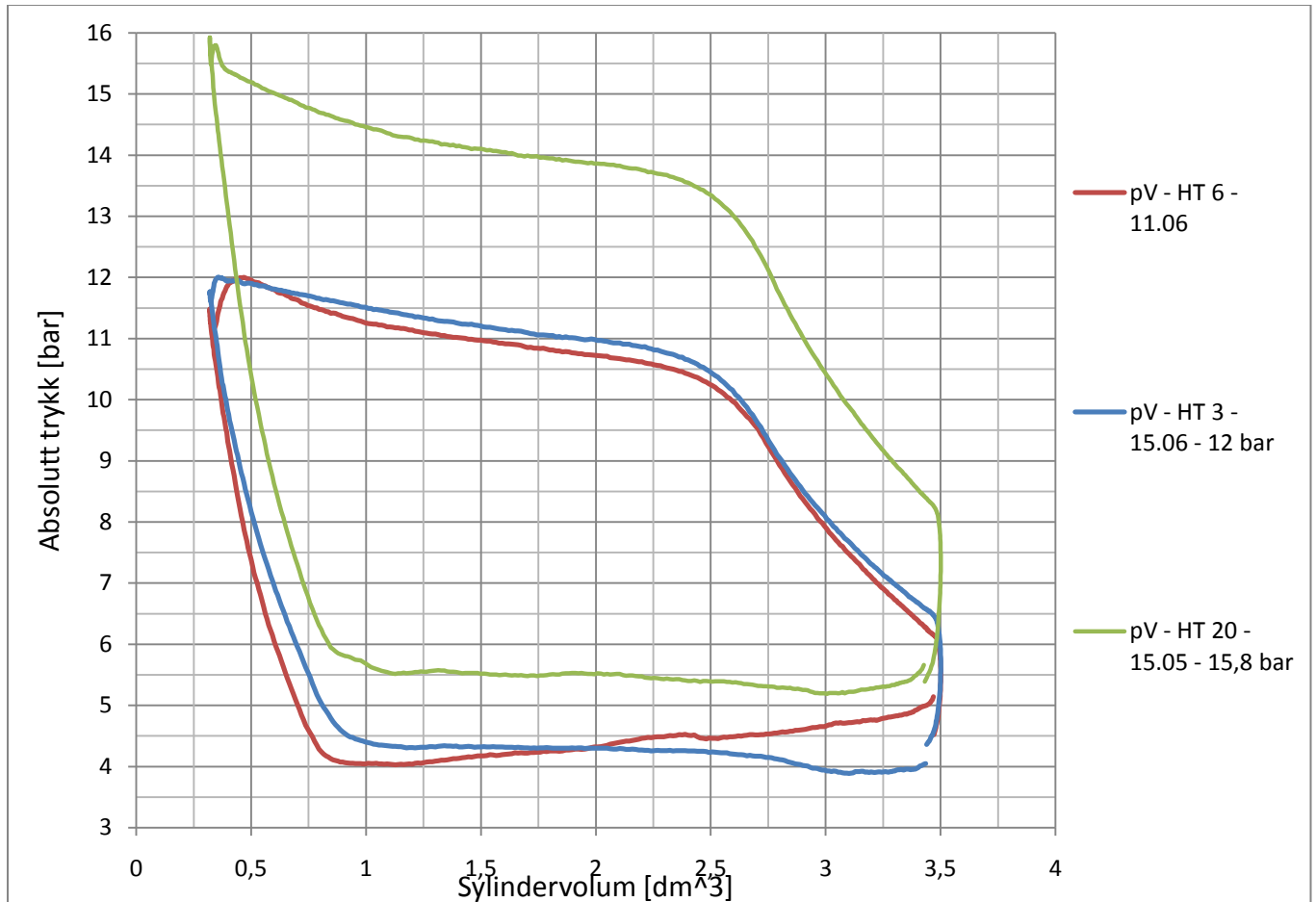
Vandring i signalet

I utgangspunktet kan grunnen til det lave trykket under utløpet også være at maksimaltrykket er antatt for lavt. Det skal ikke være tilfelle her ettersom maksimaltrykket er satt til maksimalt kjeltrykk, slik at et trykk ut over det ikke vil være mulig.

Jeg har satt grafene for begge sylindrene til å ha samme trykkverdi ved omtrent 20 [grader]. Det samme skal da ideelt sett skje for rundt 380 [grader], gitt at dampmaskinen opererer under statiske forhold, noe som er tilfelle her. Vandring i signalet er noe av årsaken. Det andre er upresise målinger.

## 5.2 pV-diagrammer for høgtrykkssylinderen

pV-diagrammer er en god måte for å se om maskinen har gode ventiltider og kompresjonsforhold. For å høgtrykkssylinderen har det kommet frem fine pV-diagrammer som tyder på et godt kompresjonsforhold og ellers forventede prosesser under ekspansjon og kompresjon.



Figur 14: pV-diagrammer for høgtrykkssylinderen (med korrigert trykk)

pV-diagrammet inneholder data for tre forskjellige målinger, der den første (måling 6, 11.06) er gjort med de gamle ventilinnstillingene. De to andre målingene er for de nye ventilinnstillingen.

Ved å sammenligne måling 3 og 6 blir det tydelig hvordan ventiltidene påvirker maskinen. Måling 6 når maksimaltrykket seinere enn måling 3, og det resulterer i tapt arbeid og lavere effekt.

Måleresultatet for 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk viser en liten spiss helt oppe til venstre. Den skyldes høy kompresjon. Dette er det måleresultatet som viser høyest kompresjonstrykk, sjøl om det bare er 0,125 [bar] høyere enn innløpstrykket. De andre målingene for 15,8 [bar] viser et kompresjonstrykk som er på linje med innløpstrykket. Det høye innløpstrykket følges av et plutselig trykkfall, som går igjen for alle målingene gjort for 15,8 [bar] kjeltrykk. Noen sikker forklaring på trykkfallet har jeg ikke, men det er klart at det er to faktorer som vil ha større påvirkning jo høyere trykk maskinen kjøres på:

### Damplekkasje

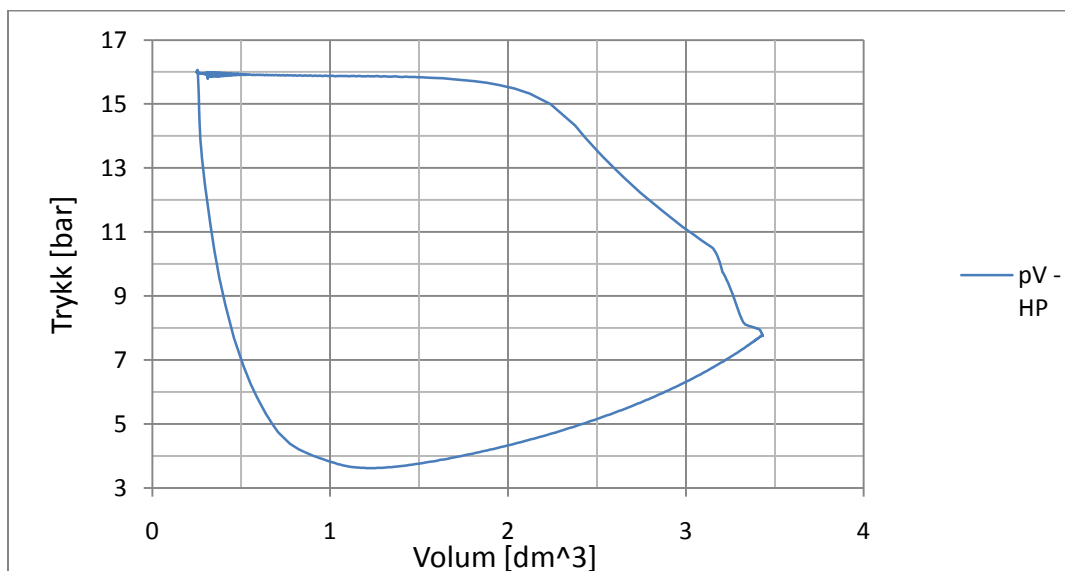
Dampmaskinen lekker, og massestrømmen som lekker ut er veldig avhengig av damptrykket. Damplekkasjen vil avta hurtig med trykkfallet.

### Varmetap:

Varmetap varierer først og fremst med temperaturdifferansen mellom mediene som avgir og mottar varme. Høyere damptemperatur gir høyere varmetap.

I tillegg kan kondensering på sylinderveggene gi trykktap, men maskinen var kjørt varm under målingene.

I dette tilfellet er det nok damplekkasjen som er hovedårsaken til det hurtige trykkfallet fra 15,8 [bar] til 14,5-15 [bar]. Det er fordi at temperaturen ikke øker mer enn 13 [K] fra 12 til 15,8 [bar] absolutt trykk, noe som ikke er nok til å forklare den markante forskjellen i pV-diagrammene for 12 og 15,8 [bar]. Figur 15 er et simulert pV-diagram der dette trykktapet ikke eksisterer, fordi at det ikke er tatt hensyn til lekkasje eller varmetap. Åpning og lukking av ventilene er også mer markante grunnet bedre strømningsforhold for dampen enn det er i realiteten.



Figur 15: Simulert pV-diagram for 16 [bar] absolutt trykk og 600 [rpm]

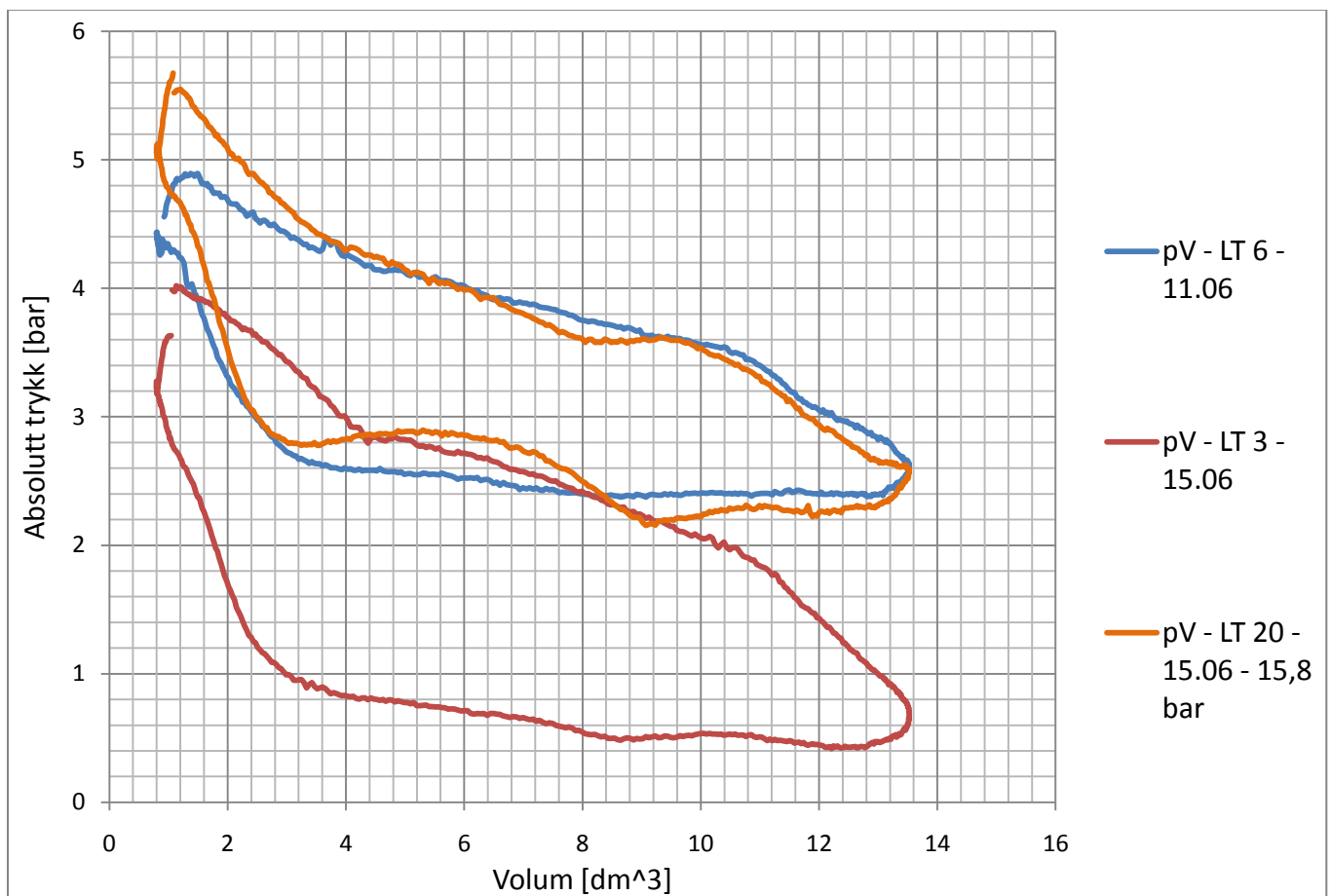
### 5.3 pV-diagrammer for lavtrykkssylinderen

Som nevnt er måleresultatene for lavtrykkssylinderen mye mer usikre enn for høgtrykkssylinderen.

#### 5.3.1 Måling 6

Måleresultatene for måling 6 gjort 11. juni viser seg å være ganske bra. pV-diagrammet er forutsigbart og uten de merkelige trykkforandringene som er tilfelle for de andre målingene. Det er en regelmessig fylling av sylinderen, fulgt av en ekspansjon som også er regelmessig, før sylinderen tømmes under et jevnt trykk, som ventet.

Derfor er målingene gjort 11. juni de som egner seg best for å beregne indikert arbeid og mekanisk virkningsgrad ut ifra det. Måling sekser gjort med andre ventilinnstillinger enn de to andre målingene.



#### 5.3.2 Måling 3

Måling 3 viser for det meste også regelmessige resultater, bortsett fra den kraftige trykktoppen litt etter øvre dødpunkt. Ut ifra trykkkurvene presentert tidligere skyldes det høye trykket ikke for høyt kompresjonsforhold, ettersom trykkøkninger skjer etter øvre dødpunkt. En mulig forklaring kan være trykkøkning i buffervolumet før dampen kan strømme fritt mellom sylindrene, eventuelt en trykkbølge som kommer fra høgtrykkssylinderen. At den kommer såpass seint kan skyldes tap i ventilene, og at det er litt volum å fylle i ventilhusene som forsinker dampstrømmen. Det stemmer med den flate enden til høyre på pV-diagrammet for høytrykkssylinderen.



### 5.3.3 Måling 20

Måling 20 er for de samme ventilinnstillingene som måling 3, men maksimalt kjeltrykk er økt fra 12 til 15,8 [bar] maksimalt trykk. Noen av de samme tendensene går igjen for disse målingen som for måling 3. Dessverre er ikke måleresultatene for lavtrykkssylindren mulig å bruke til noe. Blant annet resulterer det lille arealet av pV-diagrammet i at indikert effekt blir mindre enn akseeffekten, og det er ikke mulig.

## 5.4 Beregning av indikert arbeid

Under forsøkene blir sylindetrykket plottet, og resultatet blir oppgitt i to kolonner, en for lavtrykk- og en for høgtrykksylinderen. Veivinkelen er ikke med trykkdataene, og må legges til i etterkant. Det er viktig at veivinkelen og det korresponderende cylindervolumet er korrekt synkronisert med trykkmålingene for å få en god beregning av indikert arbeid.

Volumet for en gitt veivinkel er:

$$V(\varphi) = V_C + V_S \frac{(1 - \cos \varphi)}{2}$$

### Formel 1: Sylindervolum for en veivinkel.

Volumberegningene brukes sammen med trykkmålingene til å lage pV-diagram og regne ut indikert arbeid for hver omdreining. Jeg har skrevet en Matlab-kode som regner ut arealet i pV-diagrammet i to trinn. Det fungerer på følgende måte:

#### 1. tabell.m

Koden tabell.m lager en tabell A ut ifra trykkverdiene og en startvinkel. tabell.m setter inn en vinkel for samtlige trykkverdier, og regner ut cylindervolumet for den aktuelle vinkelen. A inneholder vinkel-, volum- og trykkverdier for begge sylindrene.

#### 2. pdif.m

##### *Positive verdier*

For vinkler på under 180 [grader] øker volumet i høgtrykksylinderen. Trykket for hver vinkel i dette intervallet blir ganget opp med volumøkningen frem til neste vinkel. Disse verdiene blir summert opp til et areal kalt a\_pos\_hp. Det samme skjer for vinkler over 180 [grader] for lavtrykksylinderen, og arealet kalles a\_pos\_lp.

##### *Negative verdier*

For vinkler på over 180 [grader] synker volumet i høgtrykksylinderen. Trykket for hver vinkel i dette intervallet blir ganget opp med volumdifferansen frem til neste vinkel. Disse verdiene blir summert opp til et areal kalt a\_neg\_hp. Det samme skjer for vinkler under 180 [grader] for lavtrykksylinderen, og arealet kalles a\_neg\_lp.

##### *Summering*

Det totale arealet blir da:

$$a_{tot\_hp} = a_{pos\_hp} - a_{neg\_hp}$$

$$a_{tot\_lp} = a_{pos\_lp} - a_{neg\_lp}$$

Arealet har benevninger [bar\*dm<sup>3</sup>], slik at det må multipliseres med en konstant (100 000/1000) for å få vanlige SI-enheter.

## Effekt

For å finne indikert effekt multipliseres resultatet med turtallet til dampmaskinen.

$$P_{ind} = N \cdot (W_{ind\_HT} + W_{ind\_LT})$$

### Formel 2: Indikert effekt

$W_{ind\_HT}$ : Arealet til pV-diagrammet for høgtrykkssylinderen

$W_{ind\_LT}$ : Arealet til pV-diagrammet for lavtrykkssylinderen

Resultatet presenteres som indikert effekt for begge sylindrene og total indikert effekt:

$$P_{hp} \quad P_{lp} \quad P_{ind}$$

Utrekningene presentert over er relativt enkle beregninger, men resultatet er nøyaktig nok for videre bruk i denne oppgaven.

#### 5.4.1 Beregning av mekanisk virkningsgrad

Den totale mekaniske virkningsgraden kan beregnes ved å sammenligne indikert effekt med akseeffekten. Tap både i dampmaskinen og vannbremsen og remdriften mellom dem vil bli med i virkningsgraden.

$$\eta_{mek} = \frac{P_a}{P_{ind}}$$

### Formel 3: Mekanisk virkningsgrad

Det har vist seg å være store variasjoner i den mekaniske virkningsgraden mellom de forskjellige målingene.

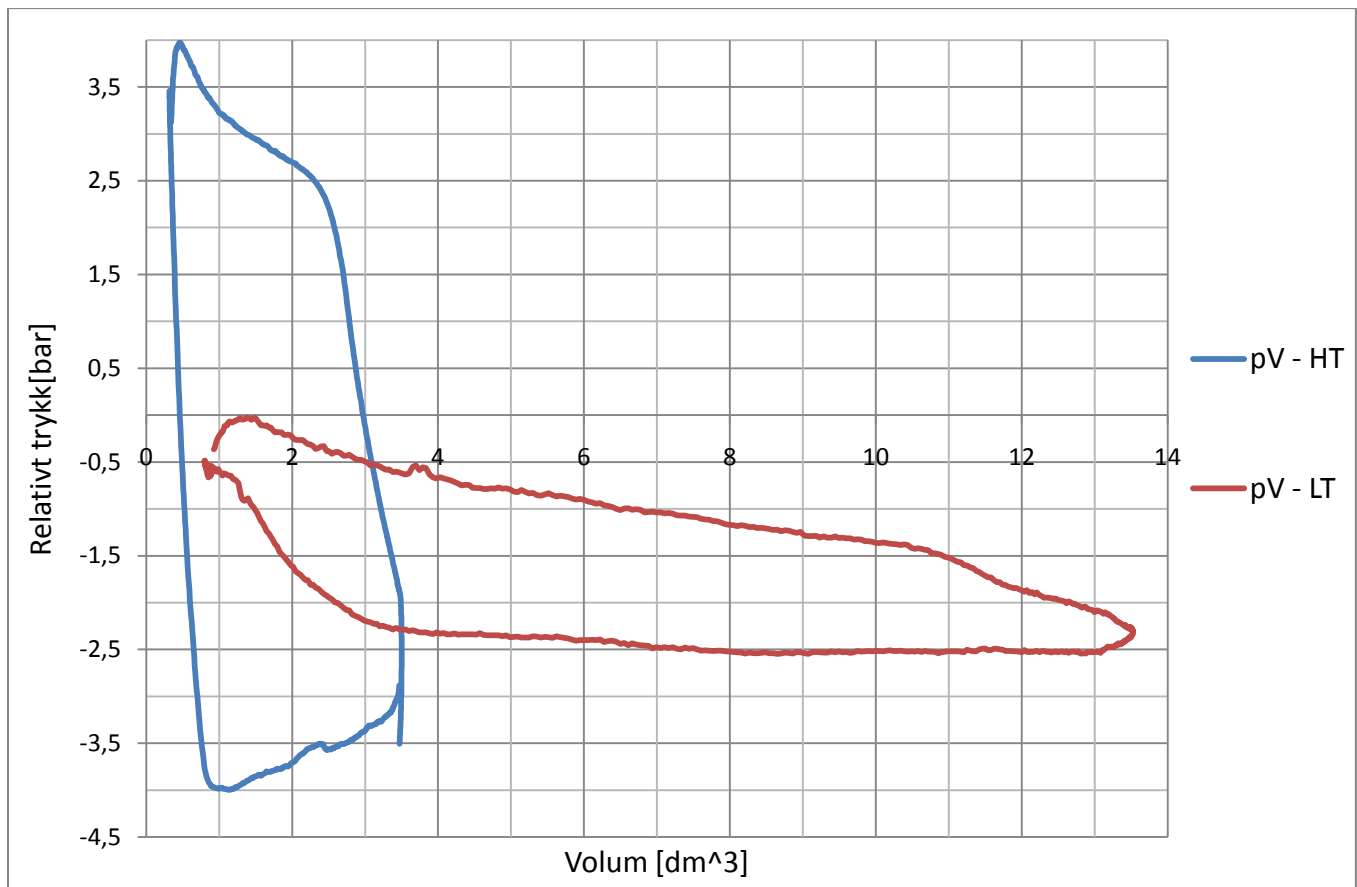
### 5.4.1.1 Resultater fra 11.06

Måling	Turtall	Bremselast	Pa	P_HT	P_LT	Pind	etta mek
	[-]	[rpm]	[Nm]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
5	398,24	121,62	19,78	10,12	11,43	21,54	0,92
6	399,29	121,92	19,88	11,58	10,63	22,2	0,9
7	398,18	121,65	19,78	11,72	11,51	23,23	0,85
8	392,95	118,83	19,07	11,07	11,26	22,33	0,85
<b>Gjennomsnitt</b>	<b>397,17</b>	<b>121,01</b>	<b>19,63</b>	<b>11,12</b>	<b>11,21</b>	<b>22,33</b>	<b>0,88</b>

Tabell 22: Resultater fra målinger 11. juni

Måleresultatene fra 11. juni er de som har mest regelrette resultater, og er nok de som er mest pålitelige med hensyn til pV-diagrammer og beregning av indikert effekt og mekanisk virkningsgrad. Tabell 22 viser resultatene for beregningene av mekanisk virkningsgrad. Det er en del variasjoner i resultatet, men gjennomsnittet er på 0,88. Det er et rimelig resultat, og er nok heller ikke langt unna sannheten.

Det er også relativt lik effekt på begge sylindrene, slik det er meningen. Fra pV-diagrammene nedenfor er det også tydelig at arealet er ganske likt for begge sylindrene. For å få så lik effekt på sylindrene som mulig må trykkforholdet over ekspansjonen til høgtrykkssylinderen være så likt mulig volumforholdet over ekspansjonen til lavtrykkssylinderen, slik det går an å se fra pV-diagrammet nedenfor.



Figur 16: pV-diagrammer for måling 6, 11. juni

### 5.4.1.2 Resultater fra 15.06

Måleresultatene fra 15.06 er av det mer varierte slaget. Måleresultatene for høgtrykkssylindren er gode, men sviktende for lavtrykkssylindren (se kapittel 0).

#### Høgtrykkssylindren

For høgtrykkssylindren er det et bra resultat for begge innløpstrykkene, med sannsynlige resultater for indikert effekt. Indikert effekt på litt over halvparten av akseffekten er som forventet og i samsvar med at hver sylinder skal levere omtrent like høy effekt.

#### Lavtrykkssylindren

Lavtrykkssylindrene har derimot mer uforutsigbare resultater, og det er åpenbart at måleresultatene gjort for 15,8 [bar] kjeltrykk ikke stemmer. Med indikert effekt på 10,34 [kW] i snitt blir den mekaniske virkningsgraden over 1.

For målingene gjort med 12 [bar] kjeltrykk er indikert effekt for lavtrykkssylindren sannsynlig sjøl om pV-diagrammet har en merkelig trykktopp litt etter øvre dødpunkt.

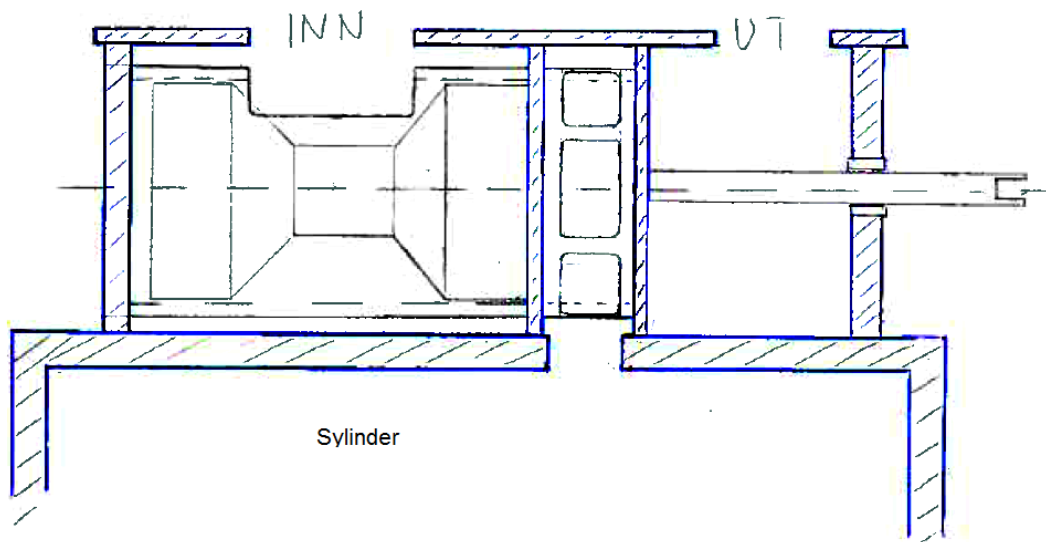
Måling	2-3-4	17-18-19-20	
Maks kjeltrykk	12	15,8	
Turtall	400,01	405,74	[rpm]
Bremselst	120,51	157,01	[Nm]
Akseffekt	19,69	26,02	[kW]
<b>Beregnete verdier</b>			
P HT	12,41	14,84	[kW]
P LT	11,79	10,34	[kW]
Pind	24,19	25,18	[kW]
Mekanisk virkningsgrad	0,81	1,06	[-]

### 5.4.1.3 Konklusjon

Som vist spriker den mekaniske virkningsgraden for de forskjellige målingene slik at det er vanskelig å komme med et eksakt svar. Med flere og mer preise målinger, spesielt for lavtrykkssiden, kunne et mer presist resultat blitt presentert. For målingene gjort 11.6 blir gjennomsnittet en mekanisk virkningsgrad på 0,88, mens den for de siste brukbare målingene ble på 0,81. Sannsynligvis ligger det egentlige svaret på ca 85 %. Siden dette er inkludert en reimdrift til bremsen, vil nok den mekaniske virkningsgraden for maskinen alene ligge på opp mot 90 %.

## 5.5 Sleideventilene

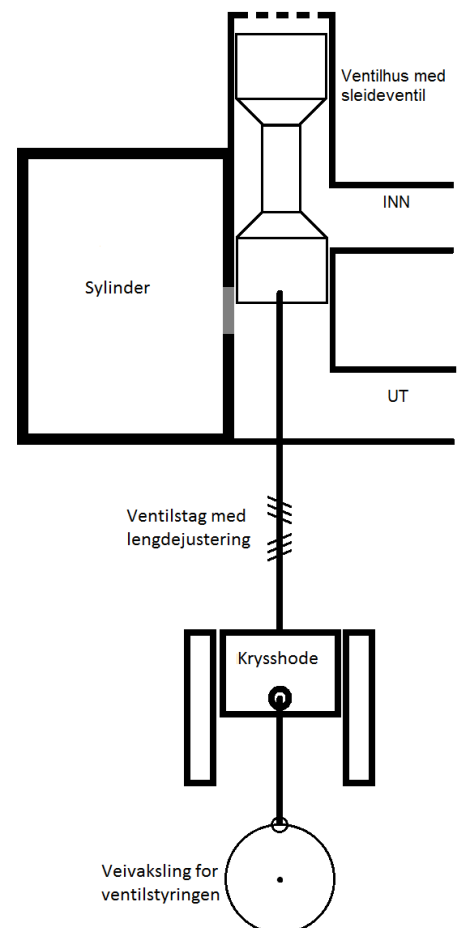
På dampmaskinen er det sleideventiler. De består av en rund sleide for hver av sylindrene, som beveger seg frem og tilbake inne i ventilhusene. De blir drevet av en vanlig veivmekanisme som ligger under dampmaskinen. Hullet i sylindertoppene er rektangulære, og dekkes av ventilhuset. Inne i ventilhusene er det en sirkelforing som sleiden glir i. I denne foringen er det seks hull som dampen strømmer gjennom. Når dampen strømmer inn eller ut av en sylinder, går den først inn i ventilhuset, så gjennom foringen, for til slutt å gå ut av ventilhuset igjen.



Figur 18: Skisse av ventilhuset med sleide under eksosslaget

At ventilene er drevet av en enkel veivmekanisme setter en del begrensinger på hvordan de kan opereres. Sylindren er lukket når sleiden lukker inne i foringen over sylindrerinnløpet. Siden ventilen går like fort begge veier, vil det bli like stort intervall (i grader på veivakslingen) for både ekspansjon og kompresjon. Likevel kan kompresjon- og ekspansjonsforholdene være ulike, ved at de kommer på forskjellige steder på motoromdreiningen. Siden volumet til sylindren følger en sinuskurve, vil volumendringene være små for begynnelsen og slutten av slaglengden.

Ventilveiven er koblet svinghulet med remdrift, og tannhjulene har begge 40 tenner. Ved å forskyve remmen i forhold til akslingen kan hele ventilslaget forskyves i forhold til veivinkelen til motoren. Med 40 tenner utgjør hver tann 9 [grader]. Dette er en for grov inndeling, ettersom det ikke har vært mulig å stille damppåslippet inn til ideelt tidspunkt under forsøkene. Det må enten fikses ved å ha flere tenner på hjulet, eller det kan freses på et nyt skjær på hullet, slik at det kan flyttes for eksempel 4,5 [grader] av den nåværende posisjonen. Da blir det mulig å forandre ventiltidene med en margin på litt under 4,5 [grader].



Figur 17: Skisse av ventilstyringen

Massestrømmen gjennom ventilene er avhengig av følgende:

- Trykkdifferanse
- Isentropisk koeffisient
- Ventilareal

Hvis vi kan måle trykkdifferansen over ventilene, vil det hjelpe oss til å fastslå rette verdier for de ukjente koeffisienten i følgende formler:

$$\dot{m} = c_d A_{eff} \sqrt{2 p_0 \rho_0 \psi}$$

#### Formel 4: Massestrøm (Valland)

$$\psi \left( \frac{p_1}{p_0} \right) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

#### Formel 5: Strømningskoeffisient (Valland)

Formlene viser at massestrømmen gjennom ventilene og maskinen er avhengig av følgende faktorer:

- isentropisk koeffisient for dampen.
- Trykkforholdet over ventilen eller annen gjennomgang.
- Effektivt ventilareal,  $A_{eff}$

Siden dampstrømmen går gjennom helt vanlige hull og ikke noen form for dyse, vil det effektive arealet bli en del mindre enn det faktisk arealet.

Når dampen skal inn i sylindren går den følgende vei:

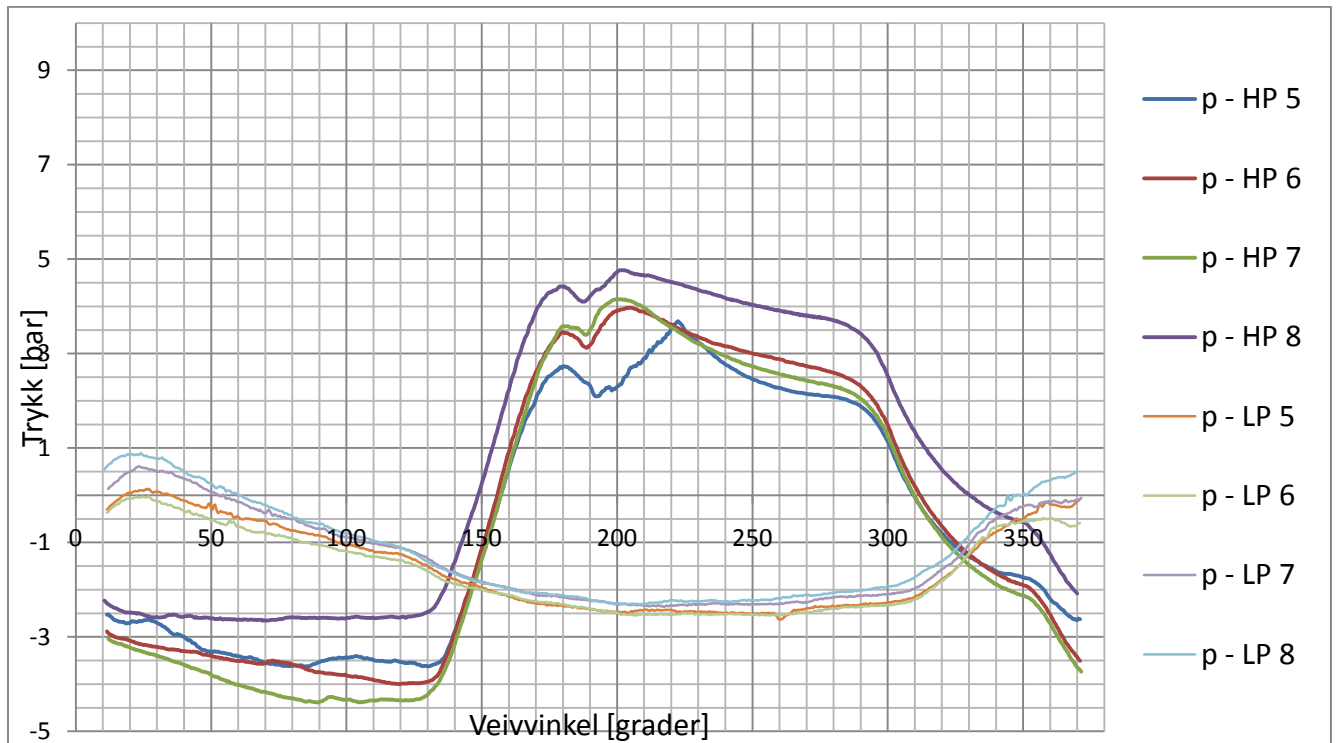
1. Inn i ventilhuset. Huller er som diameteren til røret, altså to tommer eller 50,8 [mm] i diameter.
2. Gjennom foringen med seks hull.
3. Fra ventilhuset til sylindren.

	HP	LP	
<b>Arør (1)</b>	0,00203	0,00203	[m <sup>2</sup> ]
<b>Hull i foring (2)</b>	6*0,00030	6*0,00045	[m <sup>2</sup> ]
<b>Hull i sylinder (3)</b>	0,0018	0,0030	[m <sup>2</sup> ]

Dermed kan vi se på det slik at dampen strømmer gjennom tre motstander i serie på vei inn eller ut av sylinderen. I tillegg er det sjølsagt innsnuringer av betydning rundt sleiden og mellom sleiden og foringene, men disse er vanskeligere å fastslå. I simulatoren strømmer dampen bare gjennom den en motstanden, i dette tilfellet de seks hullene i foringen. Gjennom simuleringer vil jeg prøve å finne en enkel tilnærming til et realistisk ventilareal i stedet for det som er presentert i tabellen over.

### 5.5.1 Ventiltidene fra de første målingene

Ventiltidene er ikke kjente, men må fastsettes ut ifra målingene av det dynamiske trykket.



**Figur 19: Trykkurver fra de beste målingene gjort 11. juni**

For å anslå ventiltidene har jeg satt flere målinger inn i samme figur (Figur 19). Alle kurvene er forskjøvet slik at øvre dødpunkt til høgtrykksylinderen kommer på 180 [grader]. Øvre dødpunkt er funnet ved å sette det høyeste trykket etter kompresjonen på 180 [grader]. For målingen i Figur 19 varierer startpunktet fra 10,5 til 12,0 [grader]. For andre av målingene er det større variasjoner, men dette er de beste og mest konsekvente måleresultatene, og er tatt under mest mulig stasjonære forhold.



### 5.5.1.1 Høgtrykkssylinderen

#### *Innsug*

Kurvene viser at innløpet åpner i forkant av 190 [grader], altså nesten 10 [grader] etter dødpunktet. Da bygget trykket seg opp, sannsynligvis til tett oppunder kjeltrykket, før det begynner å synke sakte ettersom stempelet går nedover. Ved 280 [gradet] begynner trykket gradevis å dreie nedover fordi at ventilene begynner å lukke.

#### *Ekspansjon*

Fra 300 [grader] følger trykkkurven normal isentropisk ekspansjon, noe som tilsier at innløpet er fullstendig lukket. Ved 340 [grader] begynner ekspansjonen å avta. Ekspansjonsintervallet skal være like langt som kompresjonsintervallet.

#### *Eksos*

Ved 350 [grader] er det et markant trykkfall for alle kurvene fordi eksosventilen åpner. Trykkfallet fortsetter til 305 [grader], når utløpsventilen begynner å lukke seg.

#### *Kompresjon*

Fra 135 [grader] er det normal isentropisk kompresjon opp mot dødpunktet på 180 [grader]. Etter dødpunktet er det igjen en liten ekspansjon før dampen slipper inn. Kompresjonsintervallet skal være like langt som ekspansjonsintervallet.

### 5.5.1.2 Lavtrykkssylinderen

For lavtrykkssylinderen gjelder det samme som for høgtrykkssylinderen, men alt er forskjøvet 180 [grader]. Siden det er gjennomgående lavere trykk, og mindre markante forandringer i trykket, blir usikkerheten i avlesingen av trykkkurvene større. Derfor har det vært nødvendig å regne ut noen av ventiltidene. Først og fremst åpningsintervallet for utløpet er vanskelig å anslå bare ved å se på trykkgrafene.

Det er til hjelp at det skal være like lange ventiltintervaller for kompresjon og ekspansjon. Sammen med summering av intervallene til 360 [grader] gir det en ekstra betingelse for å fastsette ventiltidene. Totalt er det fire forskjellige, gode måleresultater å forholde seg til, slik at den endelige usikkerheten i ventiltidene blir akseptabel.

### 5.5.1.3 Ventiltider for de første målingene

Under er ventiltidene for de første målingene. For lavtrykkssylinderen er det litt lenger åpningsintervall enn for høgtrykket. Det er rimelig, ettersom lavere trykkforskjell over ventilene fører til lavere strømningsrate gjennom ventilene.

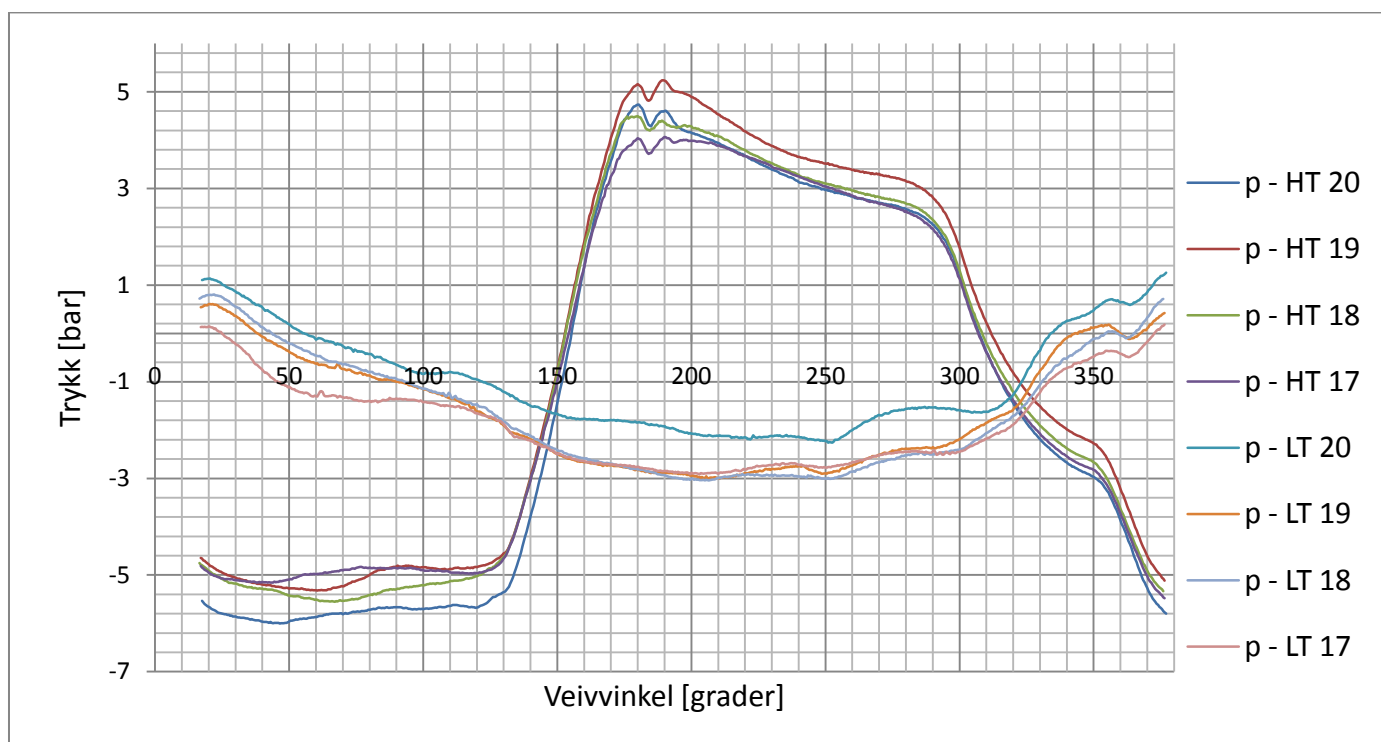
	Høgtrykk		Lavtrykk	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn</b>	188	300	5	120
<b>Ut</b>	350	138	175	310
<b>Vinkelintervaller</b>				
Intervall inn	112		115	
Intervall ut	148		135	
Intervall ekspansjon	50		55	
Intervall kompresjon	50		55	
Sum	360		360	

Tabell 23: Ventiltider lest fra trykkurver.

Som det er klart fra Figur 19 kommer påslippet for seint slik ventiltidene er satt nå. For å forbedre gangen til dampmaskinen må påslippet komme tidligere, helst rett før øvre dødpunkt. Det er for å unngå dumpen som er på ca 190 [grader] for de aktuelle måleresultatene. Som man ser på pV-diagrammet fører dette til at noe arbeid går tapt.

### 5.5.2 Ventiltidene etter ventiljustering

Før de siste målingene gjort 15.05.2010 ble ventilstagene kortet ned for å korrigere for den seint åpningen av påslippet i de tidligere forsøkene. Som det fremgår av Figur 20 ble det en forbedring i ventiltidene, men påslippet kom ikke like tidlig som ønskelig.



Figur 20: Trykkurver for 15,8 [bar] maksimalt kjeltrykk

For å anslå ventiltidene har jeg brukt samme fremgangsmåte som i kapittel 5.5.1. Dessverre er måleresultatene for lavtrykkssylindren mye dårligere fra dette forsøket, slik at det er større usikkerhet i ventiltidene for lavtrykkssylindren. Måleresultatene er uforutsigbare og ujevne, og derfor er det vanskelig å anslå hvor det faktisk er reele trykkendringer i sylindrene, samt anslå når et ventilintervall begynner og slutter.

Endelige ventiltider								
HT					LT			
Åpner		Lukker			Åpner		Lukker	
Vinkel	Volum	Vinkel	Volum	Vinkel	Volum	Vinkel	Volum	
[deg]	[dm <sup>3</sup> ]	[deg]	[dm <sup>3</sup> ]	[deg]	[dm <sup>3</sup> ]	[deg]	[dm <sup>3</sup> ]	
<b>Inn</b>	184,0	0,150	300,0	2,706	4,0	0,824	120,0	10,343
<b>Ut</b>	350,0	3,477	134,0	0,806	169,0	13,427	315,0	2,663
Vinkelintervaller		Volumforhold			Vinkelintervaller		Volumforhold	
<b>Intervall inn</b>	116,0					116,0		
<b>Intervall ut</b>	144,0					146,0		
<b>Intervall ekspansjon</b>	50,0		1,285			49,0		1,298
<b>Intervall kompresjo</b>	50,0		5,354			49,0		3,231
<b>Sum</b>	360,0					360,0		
<b>Total ekspansjon</b>			1,668					

Tabell 24: Ventiltider lest fra trykkurve

Tabellen over viser de endelige ventiltidene samme med sylindervolumet for de aktuelle vinkelen. Det totale ekspansjonsforholdet blir på 1,67 [-].

## 6 Oppgave 4 - Kalibrering av simulatoren

*Simulering av dampmaskinens ytelse ved de driftstilstander som er brukt under punkt 2 og 3 med sikte på kalibrering av simuleringsmodellen, spesielt med hensyn på sleidestyringen.*

Forsøksresultatene skal sammenlignes med simuleringsmodellen for å kalibrere modellen. Når det er gjort kan modellen brukes for å simulere hvordan dampmaskinens konstruksjon eventuelt kan forbedres. Først og fremst er det ventiltidene som er interessante, sammen med strømningsstapet i maskinen. Siden det er vanskelig å fastsette strømningsstapet på forhånd er det viktig å finne gode tall for det gjennom forsøkene. Ved å sammenligne simuleringresultater med forsøksresultatene kan det bestemmes hvilke inndataverdier som gir realistiske simulatorresultater.

### 6.1 Forutsetninger og antagelser for simuleringene

For å kunne gjøre simuleringer på den aktuelle maskinen har det vært nødvendig å ta noen mål på den. De fleste målene har vært mulig å se på arbeidstegningene til maskinen, men enkelte er fortsatt litt usikre.

#### 6.1.1 Kompresjonsvolumet

Kompresjonslengden på begge sylindrene var opprinnelig 1,5 [mm]. På lavtrykkssylinderen ble det nødvendig å bore ut ytterligere 4,5 [mm] grunnet for høy kompresjon under kjøring med trykkluft. Boringen har ført til litt usikkerhet i det nøyaktige kompresjonsvolumet til høgtrykkssylinderen, men jeg antar at kompresjonsvolumet er 6 [mm] langt og 150 [mm] i diameter, som en sylinder. Forandringer i kompresjonsvolumet får store utslag for maksimaltrykket i sylinderen, men feilmarginene i målingene er for små til å gi store utslag i seg sjøl.

I ventilhuset er det en foring med hull i som sleiden glir gjennom. Dampen strømmer gjennom disse hullene. Volumet på utsiden av denne foringen blir den dominerende delen av kompresjonsvolumet. Siden volumet i ventilhuset er vanskelig å måle nøyaktig har jeg gjort noen simuleringer for å finne et kompresjonsvolum som samsvarer med de resultatene som målingene har gitt. Vedlagt ligger også skisser som er brukt for å finne en tilnærming til kompresjonsvolumet.

#### 6.1.2 Slaglengden

Slaglengden er 180 [mm] (Dalsbø).

#### 6.1.3 Mekanisk virkningsgrad

Mekanisk virkningsgrad setter jeg i utgangspunktet til 0,85, slik det er kommet frem til gjennom forsøkene. Dette er fordi jeg sammenligner med bremseeffekten og ikke med akseffekten alene.

#### 6.1.4 Kjeltrykket

Siden kjeltrykket varierer en del vil det bli gjort simuleringer for flere innløpstrykk (absolutt trykk).

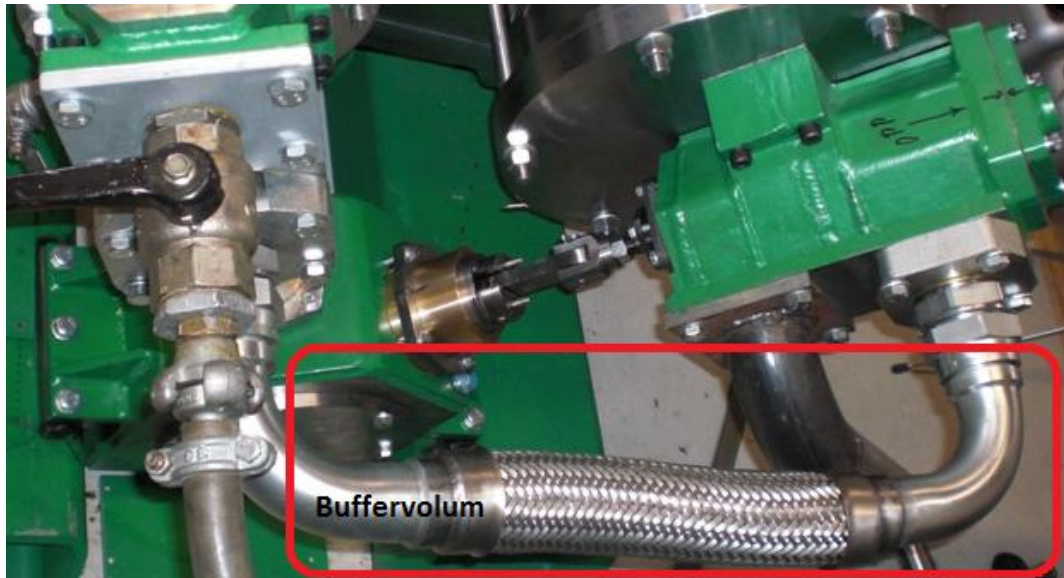
Høyt kjeltrykk:            15,8 [bar]        15,0 [bar]

Lavt kjeltrykk:            12,0 [bar]        11,0 [bar]

#### 6.1.5 Utløpstrykk

Utløpstrykket er ukjent, men jeg antar at det er 1,5 [bar] som et utgangspunkt. Gjennom simuleringer vil det vises om det må justeres.

### 6.1.6 Buffervolumet



Figur 21: Bilde av buffervolumet

Buffervolumet utgjøres av røret mellom sylindrene. Det eksakte volumet er ukjent og vanskelig å finne eksakt. Diameteren til røret er 2 tommer, og lengden har jeg målt til 0,7 [m].

Buffervolum		
Rørlengde	Lr	0,7 [m]
Rørdiameter	Dr	0,05 [m]
Rørvolum	Vr	1,37 [dm <sup>3</sup> ]
<b>Buffervolum</b>	<b>Vb</b>	<b>1,5 [dm<sup>3</sup>]</b>

Mye av volumet til ventilhusene inngår også i buffervolumet. Derfor har jeg rundet buffervolumet opp til 1,5 [dm<sup>3</sup>].

Fordi det er usikkerhet rundt buffervolumet, velger jeg å simulere effekten av forandringer i det.

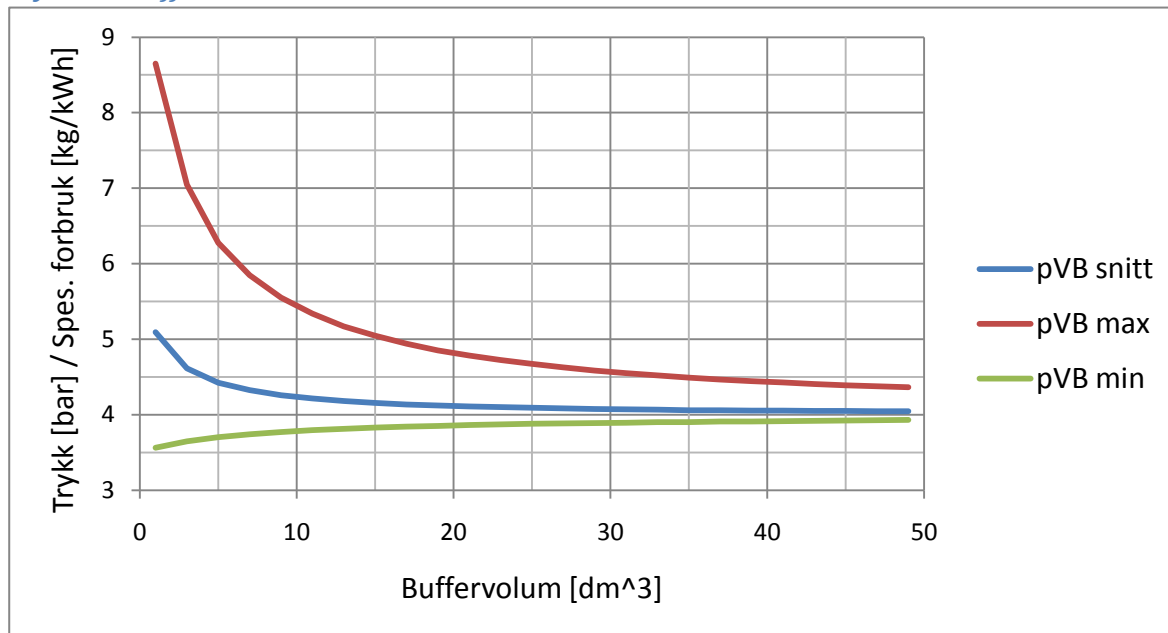
#### 6.1.6.1 Påvirkning av høgtrykkssylinderen

For en maskin med for høy kompresjon vil buffervolumet ha innvirkning på maksimaltrykket i sylinderen, men det er veldig begrenset hvor stor hjelp det er i å øke buffervolumet. Et buffervolum større en 3 [dm<sup>3</sup>] har ingen påvirkning på maksimaltrykket i høgtrykkssylinderen. Hvis kompresjonen er korrekt har størrelsen på buffervolumet minimal påvirkning på maksimaltrykket.

#### 6.1.6.2 Påvirkning av lavtrykkssylinderen

For en maskin med for høy kompresjon blir ikke lavtrykkssylinderen påvirket, derimot vil den få et markant fall i maksimaltrykket om kompresjonsvolumet i høgtrykkssylinderen er korrekt og buffervolumet økes. Fallet i maksimaltrykket skyldes økt strømningsstap i et større buffervolum samt jevnere trykk i buffervolumet, som vist i Figur 22.

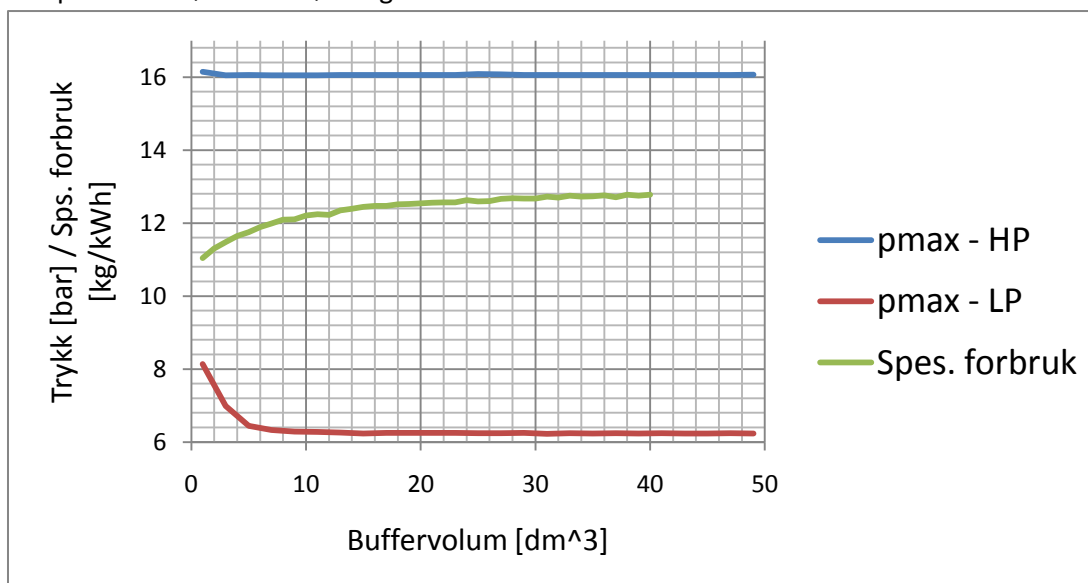
### 6.1.6.3 Trykket i buffervolumet



Figur 22: Trykket i buffervolumet. Kjeltrykk= 16 [bar] absolutt trykk.

Det vil alltid være trykkvariasjoner i buffervolumet på grunn av trykkbølgene som oppstår ved dampgjennomstrømningen. Det betyr at det ikke er stasjonære forhold ved innsuget til lavtrykkssylinderen, men at det er høyt trykk i buffervolumet ved åpning av utløpet i høgtrykkssylinderen. Mens volumet øker i lavtrykkssylinderen synker trykket i både sylinderen og buffervolumet.

Som Figur 22 viser skal det veldig store volum til før trykket blir tilnærmet konstant ( simuleringene). På dampmaskinen er buffervolumet ca 1,5 [dm<sup>3</sup>]. Det er mulig å øke volumet til buffervolumet, men det har lite for seg, spesielt siden virkningsgraden til begge sylinderne og det spesifikke dampforbruket øker med økning av buffervolumet.



Figur 23: Forandring i trykk og forbruk som følge av økt buffervolum.

Konklusjonen er at buffervolumet bør være så lite som mulig for å minske trykktap mellom sylindrene. For å muliggjøre et minimalt buffervolum er det viktig at både ventiltider og kompresjonsvolum i dampmaskinen er optimale, slik at sylindrene ikke motvirker hverandre.

### 6.1.7 Ventiltidene

Det er gjort simuleringer for begge de aktuelle ventillinstilligene, men jeg vil fokusere på de siste tidene.

	HT		LT	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn</b>	188,0	300,0	5,0	120,0
<b>Ut</b>	350,0	138,0	175,0	310,0

Tabell 25: Opprinnelige ventiltider

	HT		LT	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn</b>	184,0	300,0	4,000	120,0
<b>Ut</b>	350,0	134,0	169,0	315,0

Tabell 26: Endelige ventiltider

## 6.2 Simuleringer

Gjennom simuleringene har jeg først og fremst variert portarelaet for å tilnærme trykkurvene og dampmengden som simuleringene viser til de faktiske målingenen. De faktisk portarealene (nærmere beskrevet i kapittel **Error! Reference source not found.**) er som følger:

HT: 6\*25\*12 [mm<sup>2</sup>]

LT: 6\*30\*13 [mm<sup>2</sup>]

Jeg ønsker å oppnå en trykkurve og pV-diagram som stemmer noenlunde overens med målt trykk og form. Samtidig vil jeg at effekt og dampforbruk skal stemme bra med måleresultatene.

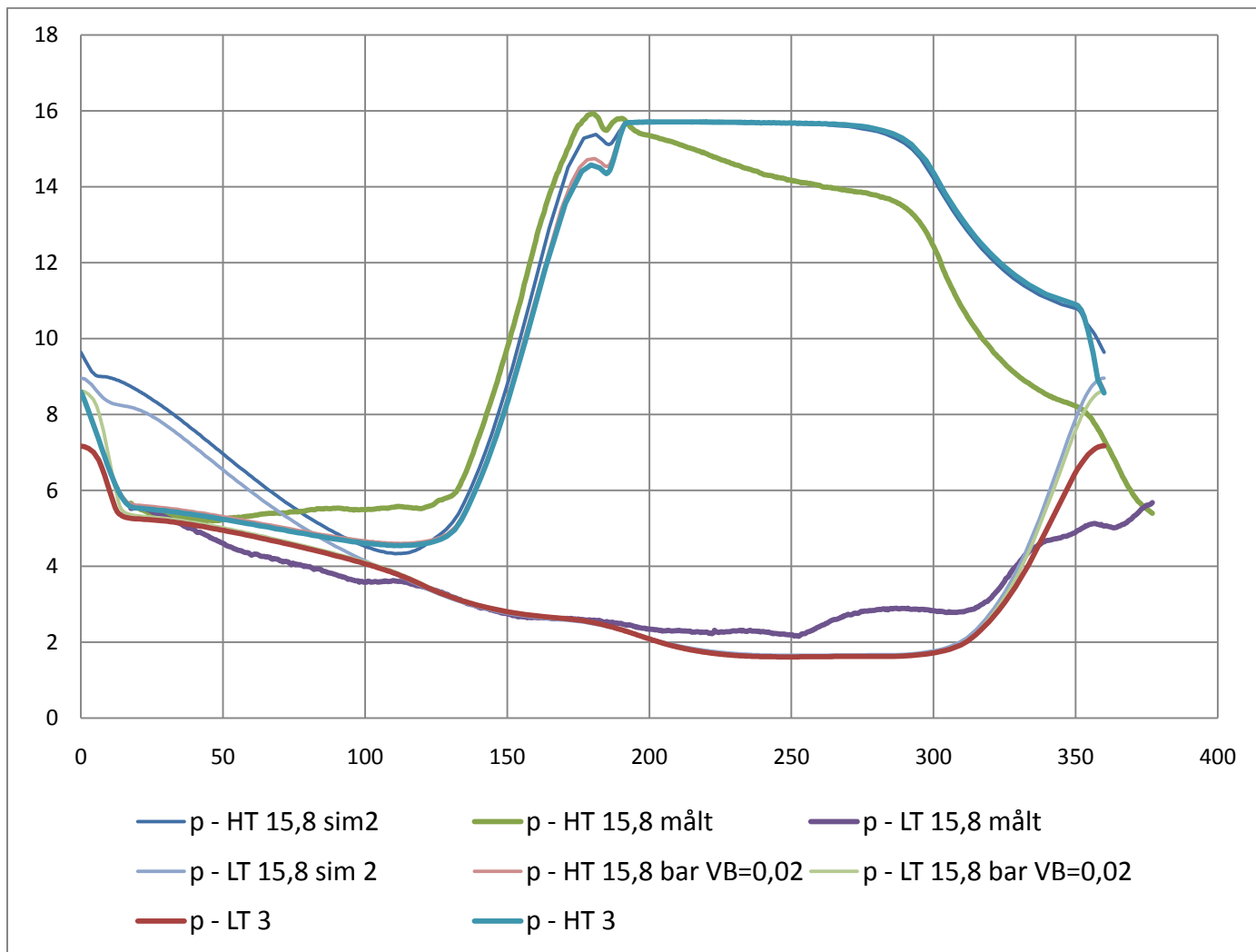
### 6.2.1 Kalibrering og simulering for 15,8 [bar]

Jeg begynner med simuleringer for høyt kjeltrykk. Følgende punkter bør stemme bra:

- Innløpstrykk på 15,8 [bar]
- Kompresjonstrykk på ca innløpstrykk.
- Trykk i HT-sylindren ved åpning av utløpet på ca 8 [bar]
- Effekt på 26-27 [kW].
- Dampforbruk på ca 13 [kg/kWh]

Først prøvde jeg meg frem ved å variere antall porter. Originalt er det seks porter. Jeg kom fort frem til at portarealet måtte senkes drastisk for å få tilsvarende resultater som i forsøksresultatene, særlig for høgtrykkssylindren. Å redusere antallet porter til 4 var ikke tilstrekkelig, men bare tre portet ser ut til å være for få porter.

Et lite portareal gjør at dampstrømmen synker. For begge sylindrene resulterer det i en for høy kompresjon, ettersom mindre damp renner ut under eksoslaget og mer blir værende igjen under kompresjonen. For høy kompresjon er ikke et problem i den aktuelle maskinen.



**Figur 24: Simuleringer for 15,8 bar kjeltrykk**

Figur 24: Simuleringer for 15,8 bar kjeltrykk viser tre simuleringer som er gjort for å sammenligne simuleringmodellen med måleresultatene. Kompresjon og begynnelsen av påslippet stemmer bra overens, men utover det har simuleringen noen mangler. Simuleringene med stort buffervolum stemmer best med virkeligheten.

### Høgtrykkssylinderen

Etter at påslippet starter, øker avstanden mellom det simulerte og faktiske trykket. Dette skyldes at modellen ikke tar hensyn til varmetap og lekkasje, to ting som helt tydelig påvirker sylindertykket.

### Lavtrykkssylinderen

Det simulerte trykket viser et mye høyere trykk for lavtrykkssylinderen enn måleresultatet. Noe av det skyldes at dampen strømmer saktere mellom sylindrene enn simuleringen legger til grunn. Ved å øke buffervolumet med en faktor på over 10 i forhold til det faktisk volumet har den samme tendensen kommet til simuleringen. Det går an å se i simuleringene p – HT 3 & p – LT 3 og p – LT 15,8 bar VB=0,2 & p – HT 15,8 bar VB=0,2. Begge simuleringene har et buffervolum på 0,02 m<sup>3</sup>.



p-HT 3 & p-LT 3 har i tillegg et kompresjonsvolum for lavtrykkssylinderen på  $1,0 \text{ dm}^3$ , som er mye større enn det jeg har målt. Det målte kompresjonsvolumet er ansalgvis på  $0,8 \text{ [dm}^3\text{]m}$ , og det er også på den rause siden. Det er mulig at mangelen på varmetap og lekkasje i modellen også her er synderen.

Ventilmål for simuleringene som passer best:

HT:  $6*18*12 \text{ [mm}^2\text{]}$   
LT:  $20*30*13 \text{ [mm}^2\text{]}$

### 6.2.1.1 Konklusjon

Konklusjonen må være at for å få en trykkurve som ligner på den reele, må kompresjonsvolumet til lavtrykkssylinderene økes med rundt 50 %, og buffervolumet må multipliseres med 10-15. Altså er det strømnings- og -forsinkelser som ikke stemmer over ens fra modellen til virkeligheten. For høgtrykkssylinderen er resultatet egentlig ganske bra.

Trykkkurvene for høgtrykkssylinderen viser at under påslippet av damp er trykkfallet nesten lineært. Ved å legge inn et lineært trykkfall i simulatoren kan resultatene forbedres på en enkel måte, om enn litt upresist.

Resultater fra simulatoren:

Turtall:	400,0 [rpm]
Akseleffekt:	32,116 [kW]
Dampkvalitet ut	0,9248 [kW]
Spesifikt dampforbruk:	12,993 [kg/kWh]

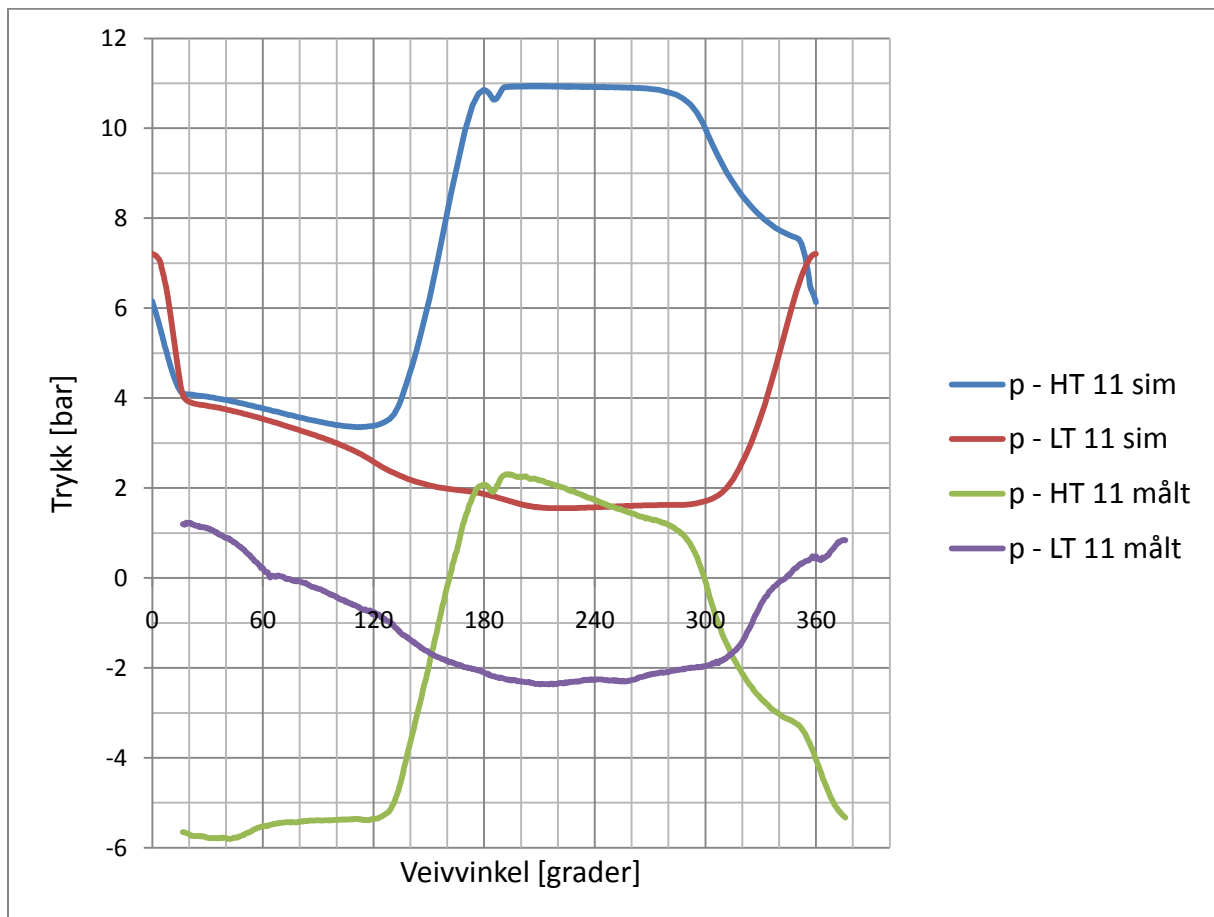
Simulatorresultatene over er for  $V_B=0,2 \text{ [m}^3\text{]}$ ,  $V_{cH}=0,32 \text{ [dm}^3\text{]}$  og  $V_{cL}=1,0 \text{ [dm}^3\text{]}$ . Det er det resultatet som er nærmest for et kjeltrykk på 15,8 [bar].

De siste simulatorresultatene er i filen ts158b.txt (vedlagt)

### 6.2.2 Kalibrering og simulering for 11 [bar]

Denne simuleringen for 11 [bar] er gjort med de samme innstillingene som den siste for 15,8 [bar] (nr 3). Altså er det fortsatt et veldig stort kompresjonsvolum i lavtrykkssylinderen. Likvel får vi også her en kraftig trykkøkning på lavtrykkssiden, enda mer markant enn for 15,8 [bar].

For høgtrykkssylinderen stemmer simuleringen veldig bra med det faktiske måleresultatet. Eneste som mangler er igjen damplekkasjen og varmetapet.



Figur 25: Sammenligning av simulert og målt trykk for 11 [bar] kjeltrykk.

### 6.2.2.1 Konklusjon

Resultater fra simulatoren:

Turtall:	400,0 [rpm]
Akseleffekt:	19,369 [kW]
Dampkvalitet ut	0,9314 [-]
Spesifikt dampforbruk:	15,102 [kg/kWh]

Simulatorresultatene viser at effekten stemmer nesten på desimalet med målingene. Forbruket stemmer ikke med det beregnede forbruket, men det betyr ikke at det er feil. Som i simuleringene for 15,8 [bar] er det å finne de rette verdiene for strømnings tap og – forsinkelse som er utfordringen, i tillegg til varmetapet og lekkasjen.

Simulatorresultatene er i filen ts11b (vedlagt).

### 6.2.3 Konklusjon

For at simuleringen skal stemme, må buffervolumet og kompresjonsvolumet for lavtrykkssylinderen økes drastisk i modellen.

En tredje faktor er utformingen til ventilhusene. Dampen har mye bedre strømningsforhold ut fra sylindrene enn inn i de. Hvis det går an å utforme portstørrelsen individuelt for inn- og utløp kan det hjelpe til å forbedre simulatoren.

Også for denne cylinderen er trykkfallet under påslippet ganske lineært, noe som kan gi en enkel tilnærming til hvordan simulatoren kan takle problemet med varmetap og lekkasje.

## 7 Oppgave 1 - Sammenhengen mellom elektrisk effekt og varme

Vurder totalsystemet basert på samspillet mellom den nye dampmaskinen og to flisfyrte dampkjeler med ulik størrelse. To problemstillinger skal utredes:

- Hvor mye elkraft som kan produseres ved et gitt varmebehov.
- Hvor stor er maksimal elkraftproduksjon uten hensyn til varmebehovet.

Dampmaskinen skal kobles til en flisfyrte kjel ved seinere bruk. Det er to alternative kjeler fra samme produsent:

160 [kg/h] mettet damp ved 16 [bar] absolutt trykk.

300 [kg/h] mettet damp ved 16 [bar] absolutt trykk.

På MTS er maskinen satt opp til å kjøre på 400 [rpm].

Som vist i tidligere kapitler varierer dampforbruket rundt 13 [kg/kWh] uansett kjeltrykk. For maksimalt 12 [bar] absolutt kjeltrykk tilsvarer det 250 [kg/h] og ca 19 [kW] elektrisk effekt. For maksimalt kjeltrykk på 15,8 [bar] absolutt trykk er dampforbruket rundt 350 [kg/h], og elektrisk effekt ca 25 [kW].

### Dampegenskaper ut fra kjel

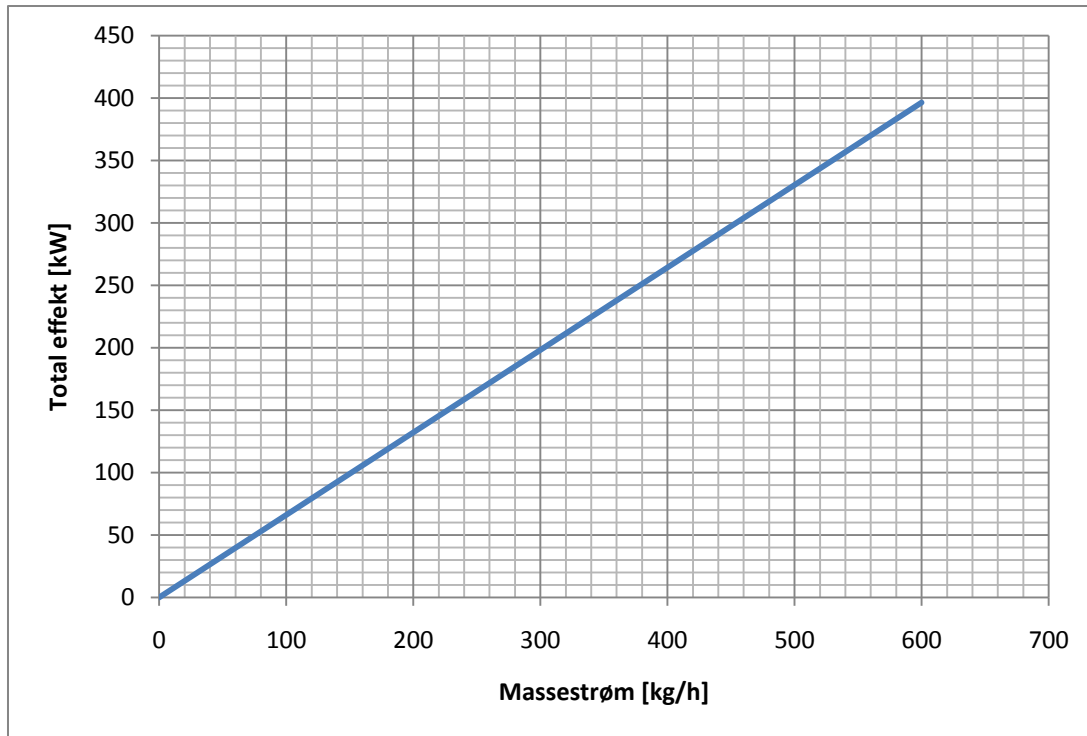
p	1600	1100	[kPa]
T (C)	201,410	184,100	[C]
T (K)	474,560	457,15	[K]
x	1	1	[-]
h	2793,380	2812,8	[kJ/kg]
v	0,124	0,177	[m <sup>3</sup> /kg]
ro	8,081	5,635	[kg/m <sup>3</sup> ]
s	6,420	6,553	[kJ/kgK]

### Maskinfakta fra forsøk

Kjeltrykk	12	15,8	[bar]
Turtall	400	400	[rpm]
Akseleffekt	20	27	[kW]
Spesifikt dampforbruk	12,5	13	[kg/kWh]
Dampforbruk	250	350	[kg/h]
Elektrisk effekt	19	25,6	[kW]

### Dampegenskaper inn på kjel

p	100	[kPa]
T (C)	99,6324	[C]
T (K)	372,7824	[K]
x	0	[-]
h	417,547	[kJ/kg]
v	1,04E-03	[m <sup>3</sup> /kg]
ro	9,59E+02	[kg/m <sup>3</sup> ]
s	1,30279	[kJ/kgK]



Figur 26: Totalt effektspotensiale for damp ved 17 [bar] absolutt kjeltrykk og ekspansjon til 1 [bar].

For å få en god virkningsgrad på dampmaskinen er det derfor viktig å få dampen ekspandert nok. Det er likevel viktig å unngå for stor ekspansjon, ettersom det kan føre til at kondensvann blir liggende igjen inni sylindren. (Hvis det skulle skje, kan det slippes ut med kranene vist i Figur 3.) Det kan skade maskinen og vil føre til dårlig gange. Siden effekten i Figur 26 er basert på entalpiforskjellen mellom to tilstander, vil den reelle effekten til dampmaskinen ligge rundt 10 % under det figuren viser.

	250 [kg/h]	350 [kg/h]	
Maksimalt kjeltrykk	12	15,8	[bar]
massestrøm	250	350	[kg/h]
massestrøm	0,0694	0,0972	[kg/s]
volumstrøm	0,0725	0,1015	[m <sup>3</sup> /s]
w(5-6)	2053,23	2053,23	[kJ/kg]
<b>P akseleeffekt</b>	20	26	[kW]
<b>W(5-6) Effekt levert som varme</b>	142,59	199,62	[kW]

Tabell 27: Levert effekt som varme og strøm, basert på forsøksresultater

Tabell 27 viser hvor mye varme og strøm kraftverket leverer for de ulike tilstandene det er gjort forsøk for. Begge beregningene er gjort for dampkvalitet ut fra maskinen på 90 %.

## 7.1 Elkraft produsert ved et gitt varmebehov.

Normalt vil det lønne seg å kjøre kraftverket slik at varmebehovet er dimensjonerende for hvor mye strøm som produseres. Det er to ekstremtilfeller for energiproduksjonen:

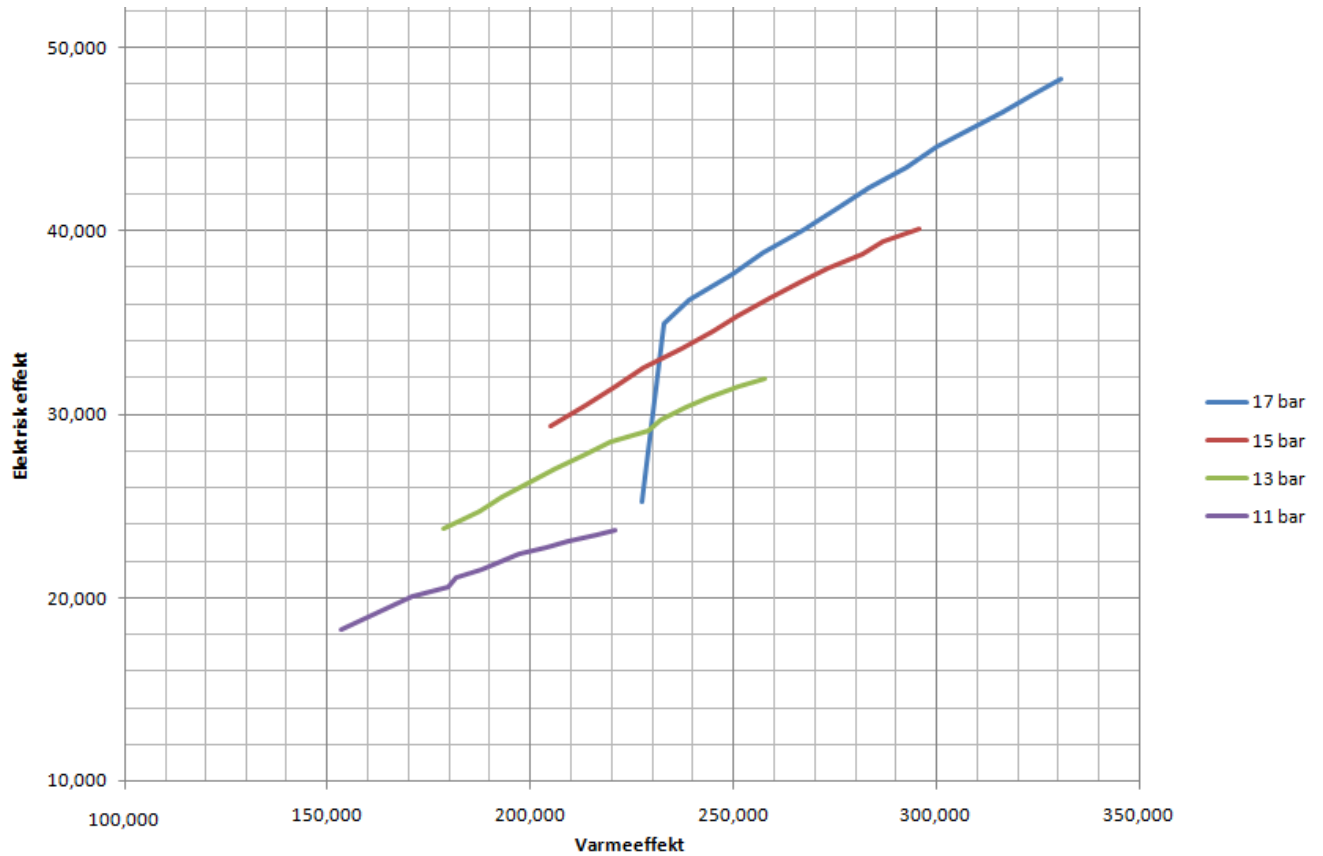
- Minimalisere dampforbruket for et gitt varmebehov ved å ta ut lite eller ingen elektrisk effekt.
- Ta ut maksimal elektrisk effekt for et gitt varmebehov, og øke dampforbruket.

Hvis det er mulig å sende dampen forbi maskinen kan all dampenergien brukes til oppvarming. Hvis ønskelig går det også an å ikke trykksette dampen mer enn trykktapet gjennom dampkretsen. I dette tilfellet må det brukes strøm fra strømmettet for å drive pumpen til dampkretsen.

Denne dampmaskinen har relativt faste ventiltider, og dermed også fastsatt ekspansjons- og kompresjonsforhold. Ideelt sett burde ekspansjonsforholdet vært justerbart i større grad, slik at det er mulig å opprettholde en høy dampkvalitet ut til varmeveksleren for å minske dampforbruket.

Ønsker man å ta ut maksimal elektrisk effekt må også ekspansjonen gjennom maskinen maksimeres. Da har dampen mindre energi igjen til oppvarming, slik at dampforbruket øker. Friere ventilstyring enn hva som er tilfelle på denne maskinen kunne sørget for en større ekspansjon av dampen, slik at det kunne blitt produsert mer strøm.

Simuleringene jeg har gjort i tsse.exe viser at dampkvaliteten ut fra maskinen alltid ligger veldig nært 90 %. Det vil si at det er en tilnærmet lineær sammenheng mellom effekt tatt ut som strøm og varme. Da blir prosessen i sylindren avgjørende for mye strøm som blir produsert. Med dampkvalitet ut på 90 % vil det bli produsert nesten 8 ganger mer strøm enn varme.



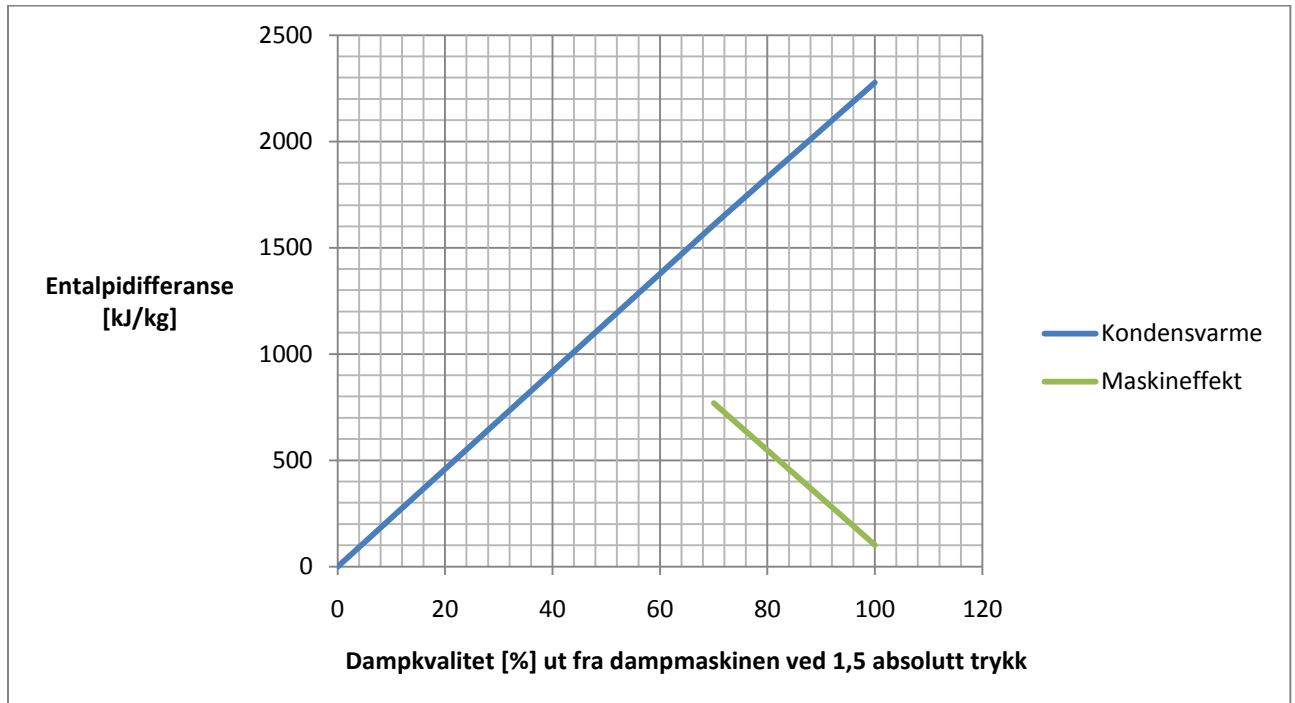
**Figur 27: Simulert sammenheng mellom varme- og elkraft for varierende turtall, ca 400 – 660 [rpm]**

Siden det ikke går å simulere under ca 400 rpm, gjelder Figur 27 bare for turtall over dette. Det medfører blant annet at dampforbruket blir for høyt for kjelen i de fleste tilfeller for turtall over 400 [kg/h]. Bare ved 11 [bar] levert kjeltrykk blir dampforbruket på under 300 [kg/h], som er maksimalleveransen for den største kjelen.

Siden det er kjelkapasiteten som er bestemmende, vil varme- og strøm alltid være i konflikt.

## 7.2 Hvor stor er maksimal elkraftproduksjon uten hensyn til varmebehovet

Maksimal elkraftproduksjon innebærer maksimal dampstrøm og utnyttelse av dampen. Dermed må kvaliteten ut fra dampmaskinen må være så lav som mulig uten å få vannansamling i sylindrene.



**Figur 28: Ideelt potensiale for spesifikk kondensvarme og maskinarbeid som funksjon av dampkvaliteten ut fra maskinen.**

Figur 28 viser den ideelle sammenhengen mellom varme- og strømpotensial. Sjøl om det tilsynelatende går an å ta ut arbeid uten å tape dampkvalitet, så er ikke det mulig ettersom arbeidet bare er trykktap, og må erstattes av pumpen i dampkretsen.

Som Figur 28 viser, så er det mye å hente på å ekspandere dampen så mye som mulig gjennom dampmaskinen, noe som også er tydeliggjort i Tabell 28. Større ekspansjon gjennom dampmaskinen har mye å si, både for effektpotensialet og for virkningsgraden til maskinen.

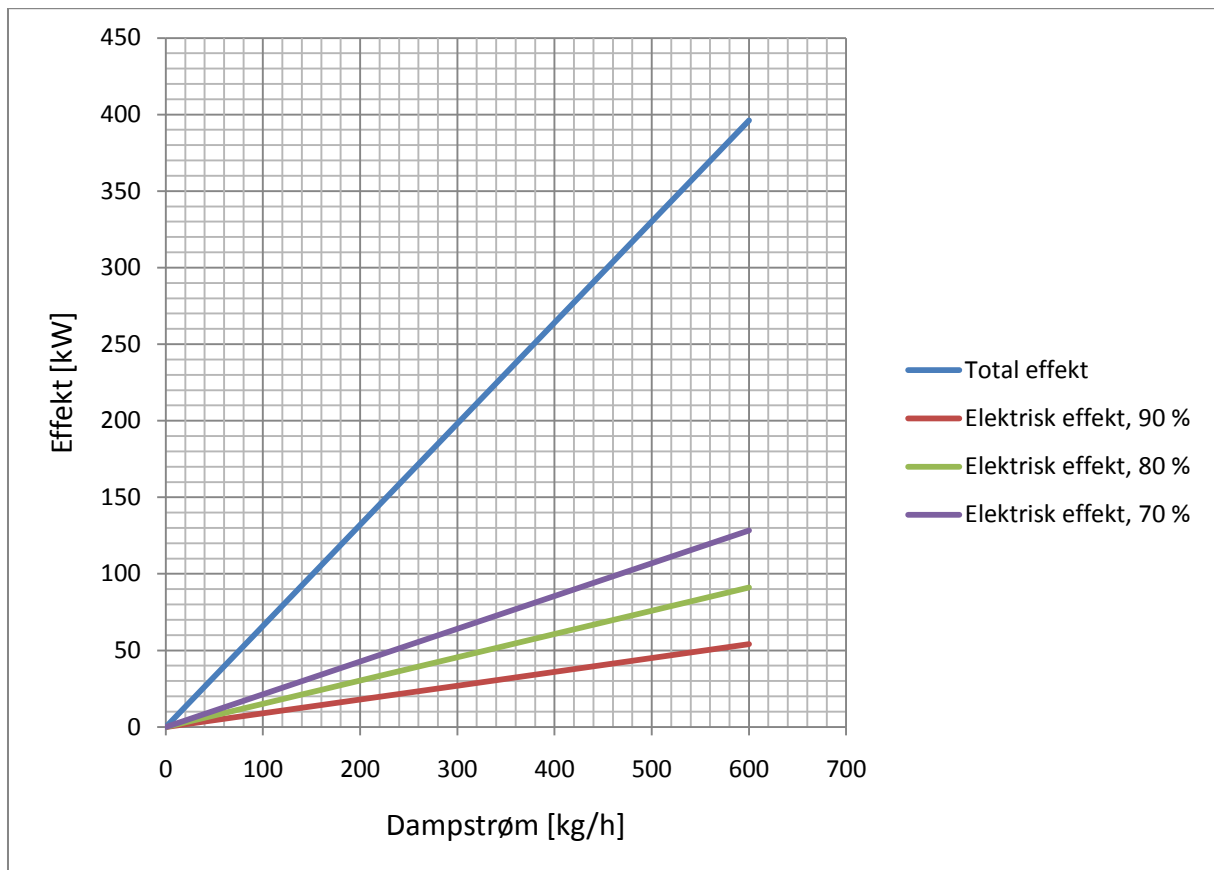
Kvalitet fra maskin	Trykk	Entalpi	Spesifikt varmepotensiale	Spesifikt el-potensiale	Forhold
[%]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[-]
<b>90</b>	1,5	2 470,78	2 053,23	324,22	6,33
<b>80</b>	1,5	2 248,16	1 830,61	546,84	3,35
<b>70</b>	1,5	2 025,54	1 607,99	769,46	2,09

**Tabell 28: Entalpi ved ekspansjon**



### 7.3 Konklusjon

Gjennom simuleringene som er gjort, har det vist seg vanskelig å senke dampkvaliteten ut fra maskinen til under 89-90 % med de gjeldende forutsetningene for ventilstyringen. Det medfører at det er dampstrømmen som har mest å si, både for varme- og strømproduksjon. Samtidig vil forholdet mellom elektrisk effekt og varmeeffekt være tilnærmet konstant.



**Figur 29: Elektrisk effekt ved ulik dampkvalitet ut fra dampmaskinen. Differansen mellom total effekt og elektrisk effekt er varmeintensiteten.**

Figuren over viser sammenhengen mellom potensiell dampeffekt og levert elektrisk effekt. Den gir en god indikasjon på hva man kan forvente. Den viser også at det er massestrømmen som i hovedsak bestemmer hvor mye varme som skal produseres, all den tid dampkvaliteten ut fra maskinen er tilnærmet konstant.

12 [bar] kjettrykk:

19 [kW] elektrisk effekt  
142 [kW] levert varme

15,8 [bar] kjettrykk:

25,6 [kW] elektrisk effekt  
200 [kW] levert varme

## 8 Oppgave 5 – simuleringer for forbedring av maskinen

*I den utstrekning tiden tillater kan det gjennomføres en simuleringsstudie med sikte på eventuell forbedring av sleidestyringen under den mest aktuelle driftstilstand (ref. Punkt 1).*

Dette kapittlet er skrevet før forsøkene var ferdig, og avviker derfor fra endelige ventiltider og kalibrering av simulatoren. Mange av tendensene som skjer i simulatoren er likevel overførbare til virkeligheten.

Den aktuelle dampmaskinen er veldig stor og sluker mye damp, noe som kan være et problem siden de aktuelle kjelene produserer mye mindre damp en nødvendig. Ved et lavere turtall (enn 600 [rpm]) vil maskinen bruke mindre damp. Slik det er nå må turtallet til maskinen på 200 – 400 [rpm], avhengig av hvilken kjel som skal brukes og damptrykk. Simulatoren som er i bruk klarer ikke å simulere såpass lave turtall, slik at i denne delen av oppgaven kommer jeg til å fokusere på hva som kan gjøres for å senke dampforbruket ved de turtall som simulatoren klarer å kjøre på.

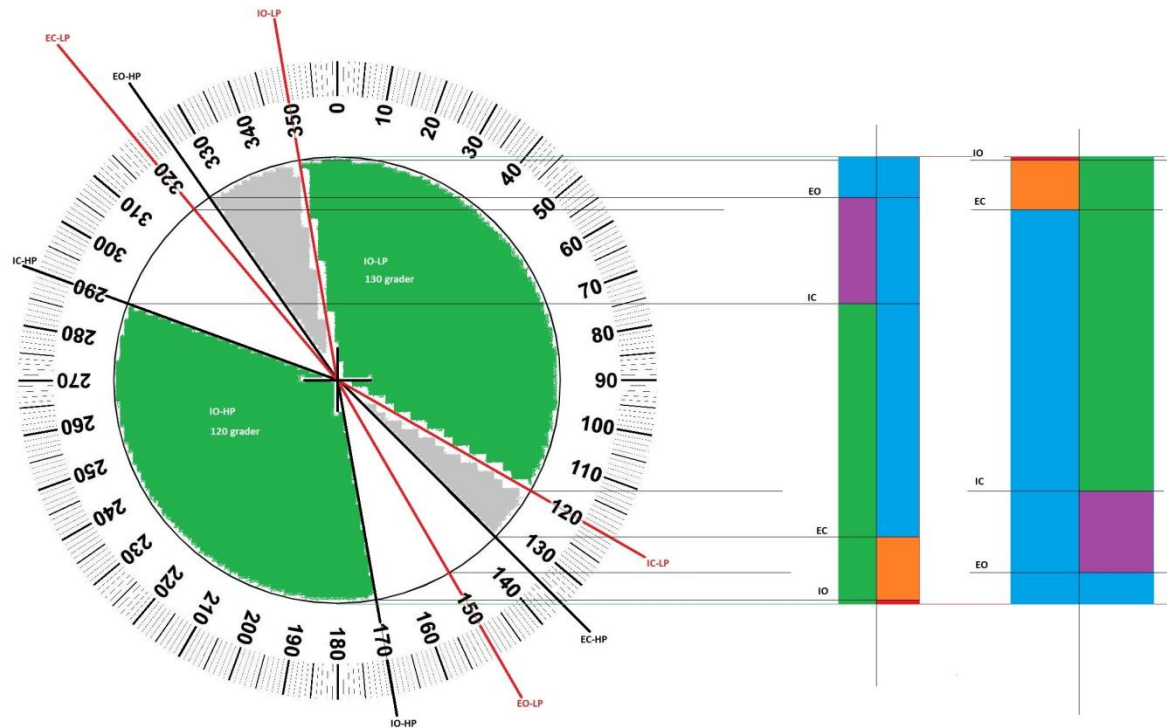
For å bedre dampmaskinen sine ytelser er det mulig å forandre på følgende punkter:

- Kompresjonsvolum
- Ventiltider
- Buffervolum

Det mest viktigste er å få et bra samspill mellom ventiltidene, kompresjonsvolumet og buffervolumet til maskinen. Buffervolumet er fastsatt av avstanden mellom sylindrene, og jeg kommer til å holde det konstant. Likevel er det viktig å se på hvordan ventiltidene og kompresjonsvolumet kan optimaliseres sammen med det gjeldende buffervolumet. Som tidligere sammenligning av måleresultater og simulering har vist, må buffervolumet i simuleringer økes kraftig for at resultatene skal stemme mest mulig.

I denne maskinen er innløpsintervallene mye kortere enn utløpsintervallene, noe som fører til at all utløpsdampen fra høgtrykkssylinderen ikke kan strømme direkte inn i lavtrykkssylinderen. I utgangspunktet er innløpsintervallet på rundt 120 [grader], mens utløpsintervallet er på rundt 170 [grader]. Derfor må buffervolumet ta opp en del av eksosdampen fra høgtrykkssylinderen, enten det er før eller etter at innløpet er åpent på lavtrykkssylinderen.

Ved forandring av kompresjonsvolumet må topplokket bores ut.



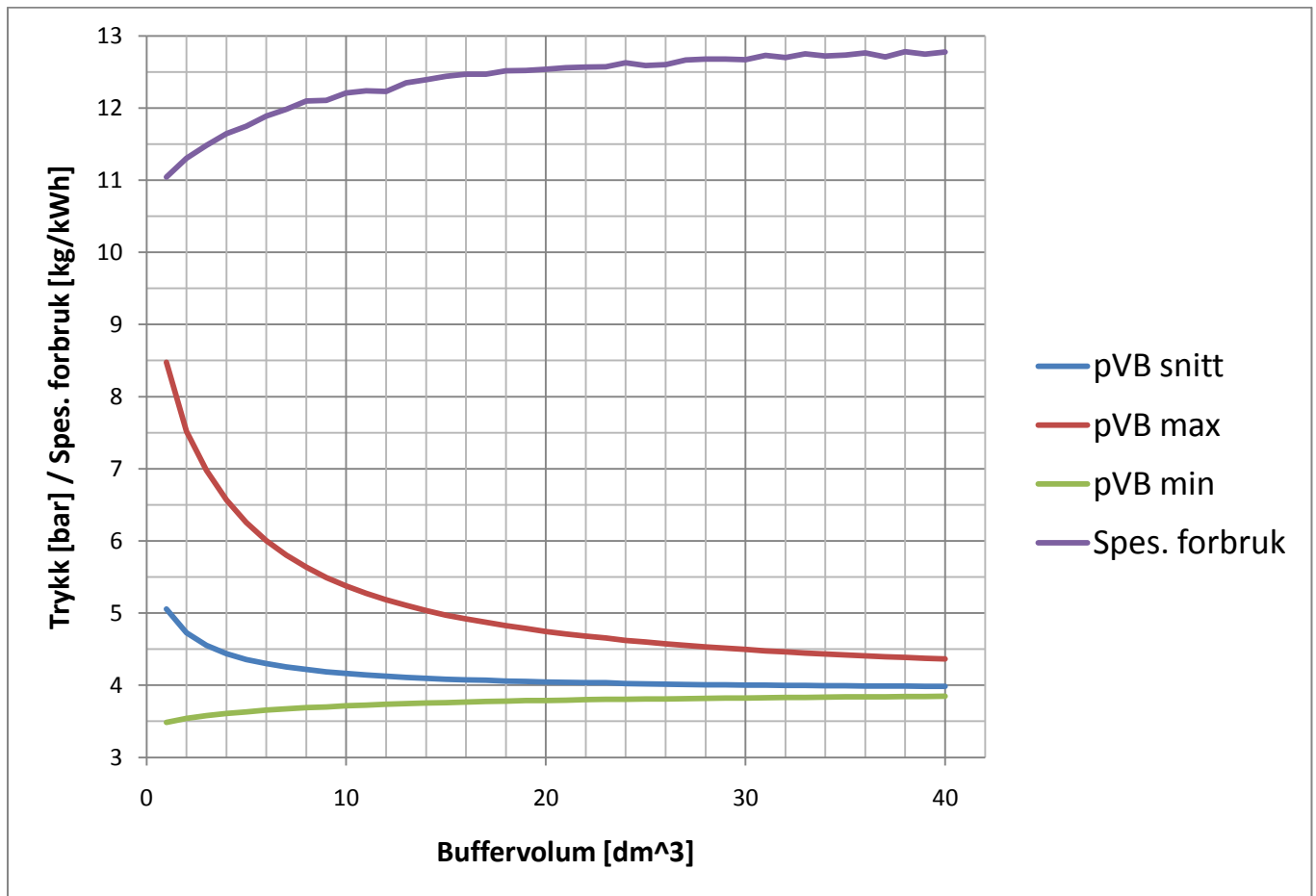
**Figur 30: Ventiltider og sylindervolum. LT til høyre, HT til venstre.**

Figur 32 viser ventiltider for et simulert tilfelle. Det stemmer ikke nøyaktig med de faktiske ventiltidene, men gir likevel et inntrykk hvordan kompresjons- og ekspansjonsforholdet er i maskinen. I forhold til maskinen begynner påslippet tidlig på begge sylindrene, og nærmere en ideell spesifisering.

De røde feltene på figuren viser når innløpet til lavtrykkssylindren er lukket samtidig som eksosen til høgtrykkssylindren er åpen. Samtidig går stempelet i høgtrykkssylindren oppover og kompresjonen har begynt. Dette fører til en trykkøkning som bør unngås. Ideelt sett bør buffervolumet være minimalt samtidig som ventiltidene er tilpasset dette for å hindre den tidligere nevnte trykkøkningen. Forsøkene viser det at motstanden i det nåværende buffervolumet i seg sjøl er nok til å forhindre trykkøkning under eksoslaget.

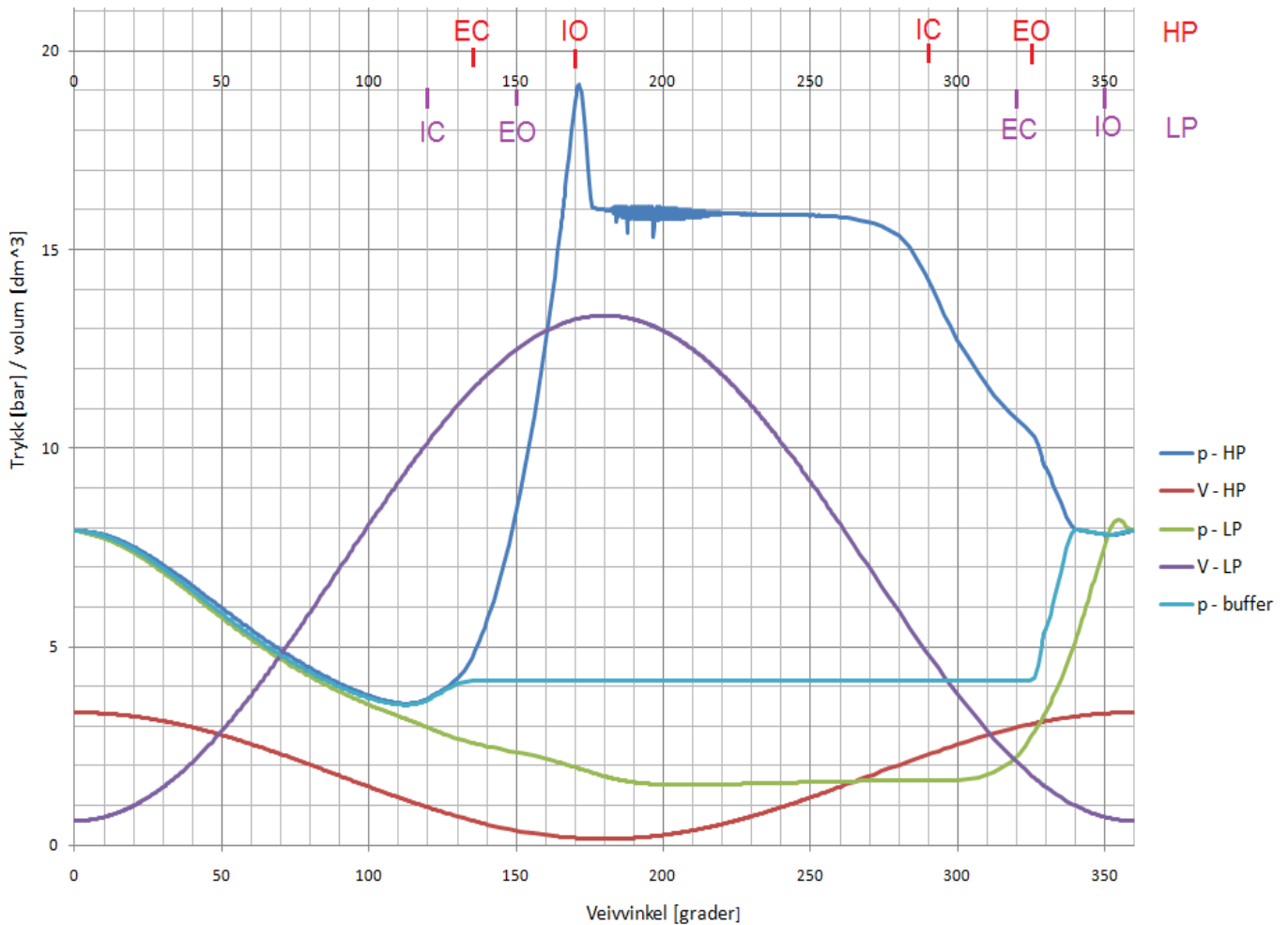
Siden buffervolumet består av røret mellom sylindrene er det lite som kan gjøres for å minske det. Alternativt må sylindrene plasseres nærmere hverandre. Derimot kan ventiltidene optimaliseres. På denne maskinen er de såpass tjukt gods at det også lar seg gjøre å bore ut i toppen for å eventuelt øke kompresjonsvolumet, så jeg kommer også til å se på det alternativet i disse simuleringene.

## 8.1 Buffervolumet



Figur 31: Buffervolumet sin effekt på spesifikt forbruk og trykk i buffervolumet. Buffervolumet på maskinen er nå på ca 1,5 liter. VCCH=0,15 [dm<sup>3</sup>], VCCL=0,64 [dm<sup>3</sup>].

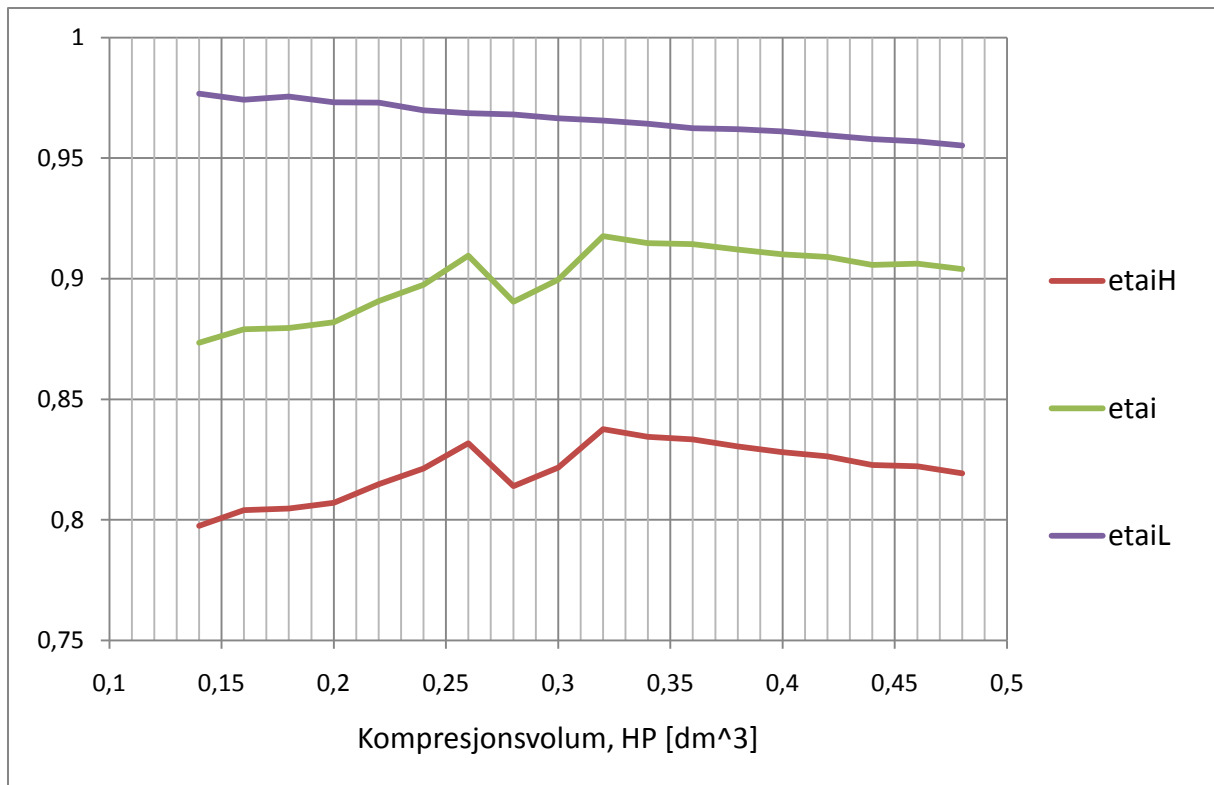
Figur 31 viser hvor viktig det er å holde buffervolumet lite for å sikre et lavt dampforbruk. Den viser også at det trengs et ganske stort buffervolum for å opprettholde et jevnt trykk, noe som interfererer med å holde forbruket nede. Det er heller ikke et mål i seg sjøl å ha et jevnt trykk i buffervolumet.



Figur 32: Ventilider

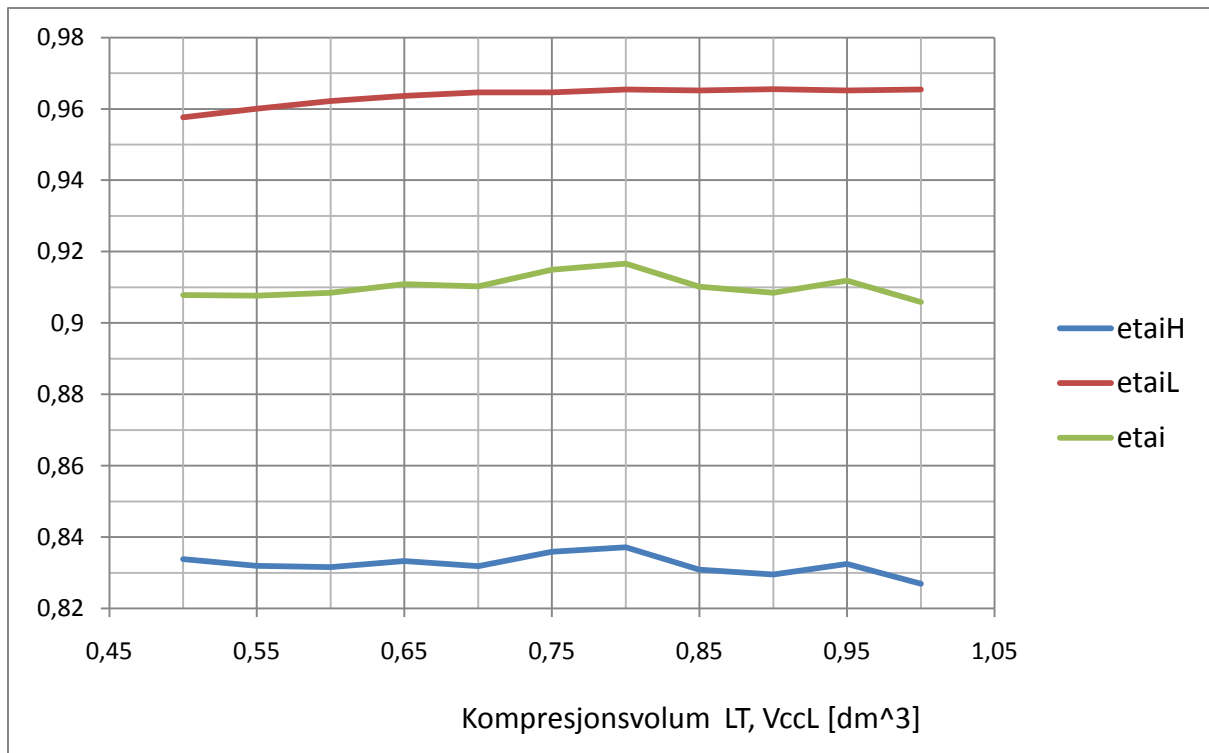
## 8.2 Kompresjonsvolum

Det nøyaktig kompresjonsvolumet er usikkert, og siden det også går an å forandre på det, har jeg gjort en del simuleringer for finne et fornuftig kompresjonsvolum. Det tar tid å komme til en endelig konklusjon, fordi at de ideale ventiltidene gjerne forandres samtidig med kompresjonsforholdet. En iterasjonsprosess må brukes for å komme til et endelig svar. Det passer best å begynne med kompresjonsvolumet, fordi at ventiltidene har liten innvirkning på hvor høyt maksimaltrykket blir i sylindrene. Det samme gjelder turtallets påvirkning av maksimaltrykket.



**Figur 33:** Indikert isentropisk virkningsgrad for HT og LT i forhold til kompresjonsvolumet på HP-sylinderen. VCCL=0,85 [dm<sup>3</sup>].

Figur 33 viser at virkningsgraden varierer med kompresjonsvolumet på høgtrykkssylinderen, og er best ved  $V_c=0,32$  [dm<sup>3</sup>]. Dette tar jeg med videre, og varierer i neste omgang kompresjonsvolumet til lavtrykkssylinderen som vist i Figur 34.



**Figur 34: Virkningsgrad i forhold til kompresjonsvolummet på LP-sylinderen. VCCH=0,32 [dm<sup>3</sup>].**

Figur 34 viser at virkningsgraden til lavtrykksylinderen jevner ut ved kompresjonsvolum på over 0,70 [dm<sup>3</sup>]. Samtidig blir virkningsgraden til høgtrykksylinderen påvirket, slik at den total virkningsgraden, etai, topper ved VcCL=0,80 [dm<sup>3</sup>].

### 8.2.1 Endelig kompresjonsvolum

	HT	LT	
<b>Boring</b>	0,15	0,3	[m]
<b>Slag</b>	0,18	0,18	[m]
<b>Vc</b>	0,32	0,8	[dm <sup>3</sup> ]

**Tabell 29: Endelig kompresjonsvolum**

Nå som jeg har fastsatt kompresjonsvolumene, vil jeg gå videre å simulere hvordan ventiltidene påvirker virkningsgraden.

### 8.3 Forskjellige kompresjonsforhold og kompresjonsvolum

Kompresjonsforholdet er avgjørende for en god virkningsgrad. Normalt vil dampen komprimeres opp til samme nivå som innløpstrykket, eventuelt rett under for å være på den sikre siden. Hvis trykket til den komprimerte dampen er forskjellig fra innløpstrykket er det uheldig for dampforbruket til maskinen. Er kompresjonen for høy vil det også føre til hard gange som kan skade maskinen eller komponenter i den, for eksempel kulelagre. For en dampmaskin er det litt vanskeligere å forutsi hvor stort kompresjonsforhold det bør være, fordi at dampen tørker etterhvert som den komprimeres, og ved for høy kompresjon vil den også bli overhettet. Dette fører til en trykkøkning som langt overgår volumforholdet før og etter kompresjonen.

Jeg har valgt følgende kompresjonsvolumer for beregningene mine:

Høgtrykk:	0,32 [dm <sup>3</sup> ]
Lavtrykk	0,80 [dm <sup>3</sup> ]

I de følgende delkapitlene tar jeg for meg hvordan kompresjonen påvirker trykkforholdene og forbruket til maskinen. Alle tilfellene har samme innløpstrykk og ventiltider:

Turtall	600 [rpm]
p inn	16 [bar]
p ut	1,5 [bar]

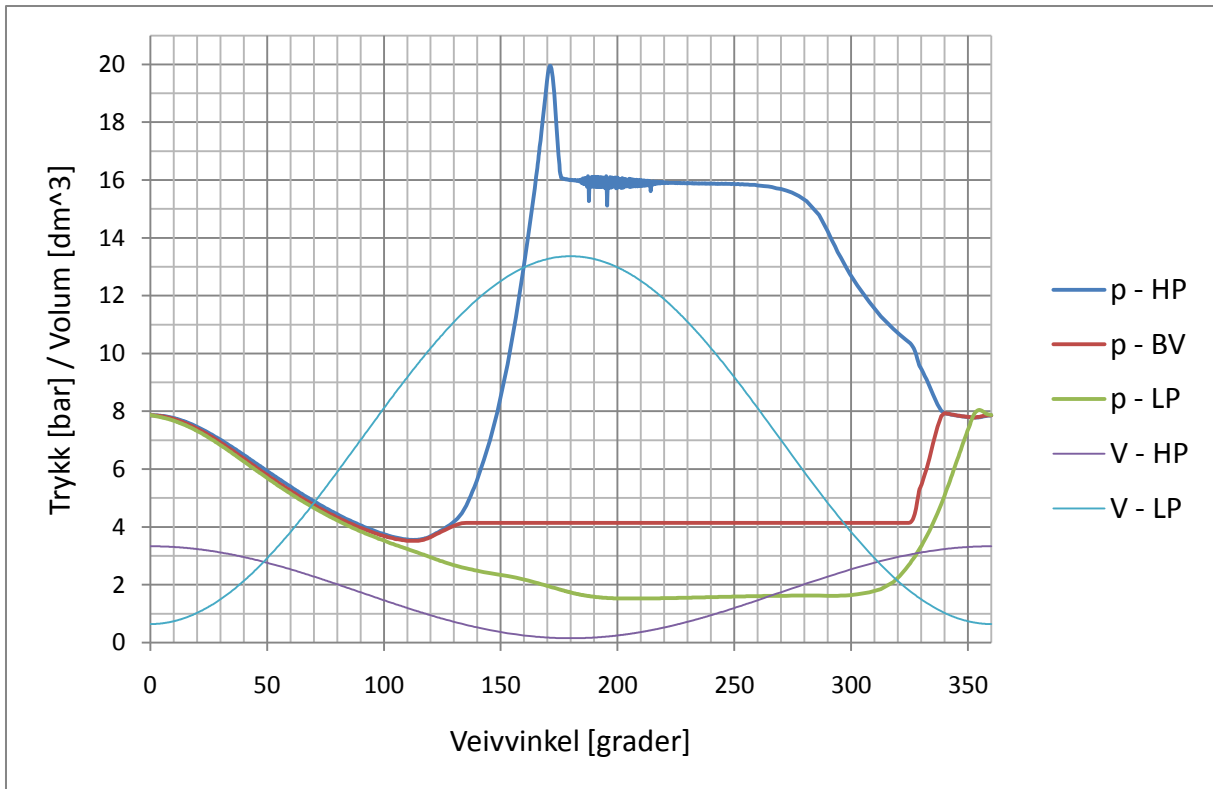
Ventiltider				
	Høgtrykk		Lavtrykk	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
<b>Inn:</b>	170	290	170	300
<b>Ut:</b>	325	135	330	140

#### 8.3.1 Resultat av for høy kompresjon

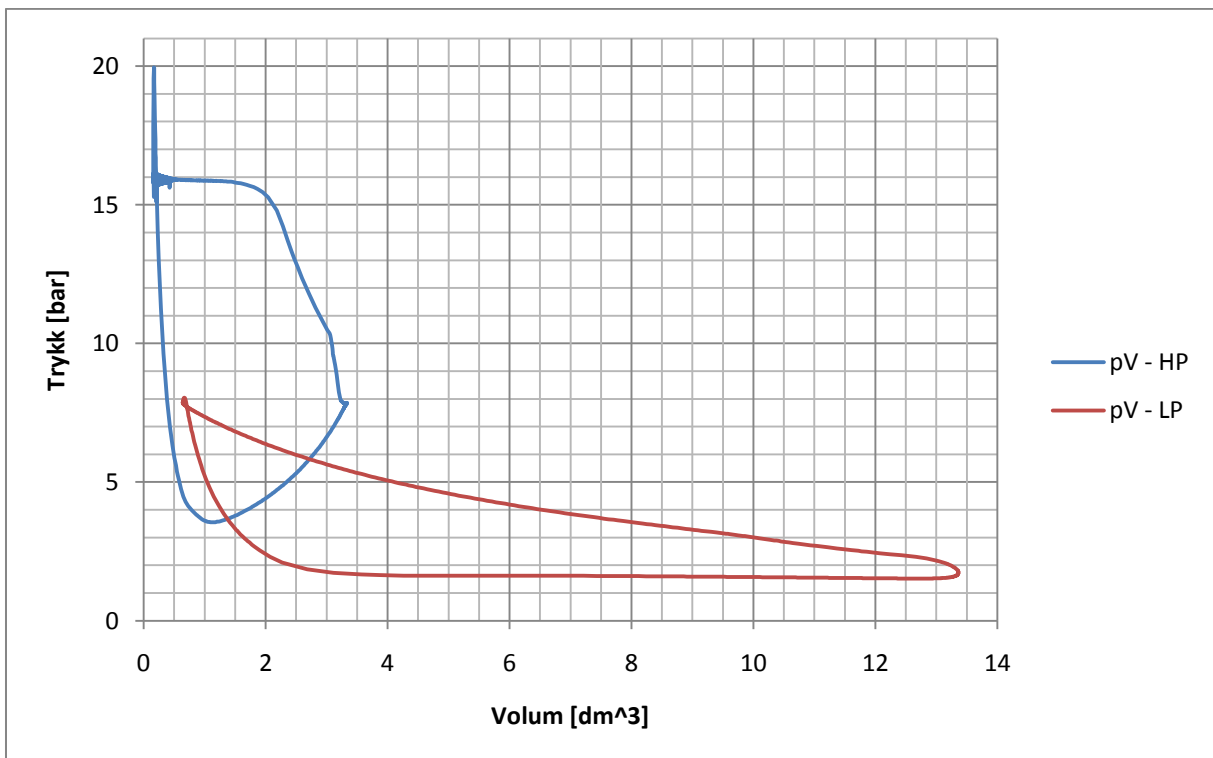
Et for lite kompresjonsvolum vil føre til en voldsom trykkøkning før innløpet for damp åpner og jevner ut trykket. Dette er ikke heldig, hverken for dampforbruket eller maskinen. Resultatet av et for lite kompresjonsvolum er vist i Figur 35. På høgtrykksylinderen er det en stor trykkøkning frem mot 170 [grader], hvor innløpet åpner. Maksimaltrykket i sylinderen er på opp mot 20 [bar], mens det ideelt sett skulle vært det samme som innløpstrykket, 16 [bar]. pV-diagrammet viser at det samme problemet gjelder for lavtrykksylinderen, men i mindre skala. Ved å få et såpass høyt maksimaltrykk blir det utført unødvendig kompresjonsarbeid, slik at virkningsgraden vil synke.

Maskindata:	
<b>Turtall</b>	600 [rpm]
<b>Akseleeffekt</b>	50,524 [kW]
<b>Isentropisk virkningsgrad</b>	0,788 [-]
<b>Spesifikt forbruk</b>	11,19 [kg/kWh]





Figur 35: Simulerte trykkurver med for høyt kompresjonsforhold.



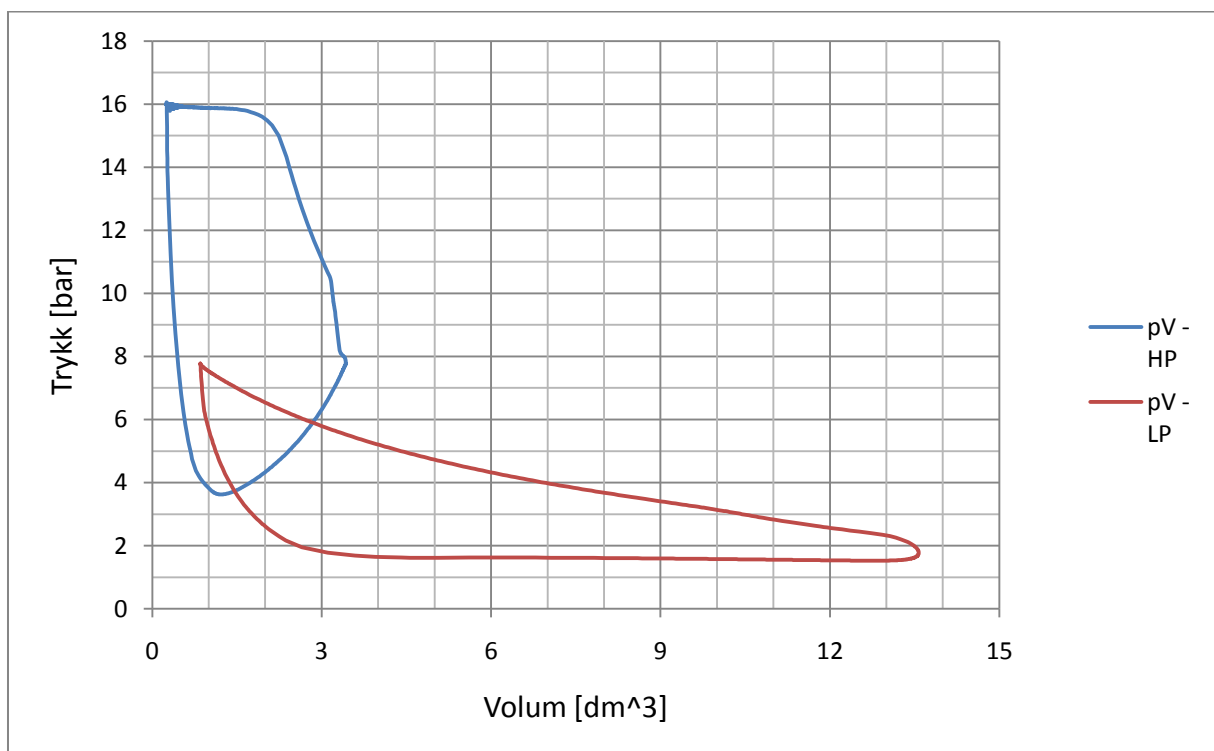
Figur 36: Simulerte pV-diagram med for høyt kompresjonsforhold.

### 8.3.2 Resultat av ideel kompresjon

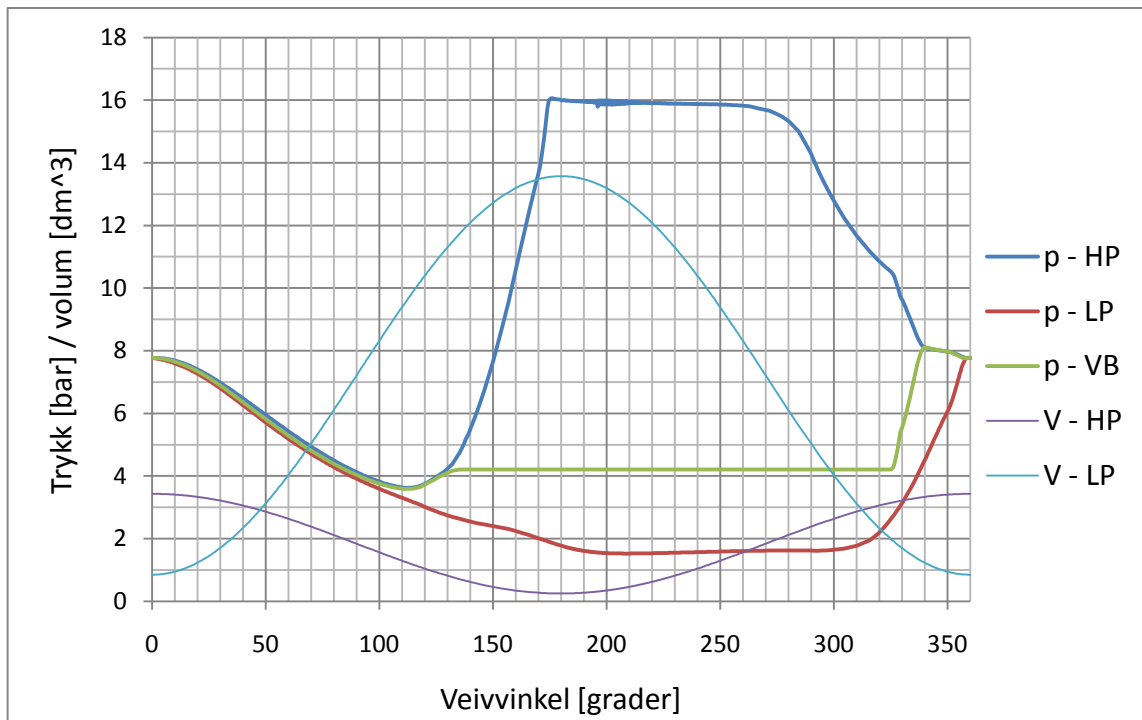
Komprimeringen starter normalt når eksosventilen lukker. Ideelt sett skal restdampen i sylindren komprimeres opp til innløpstrykket, altså 16 [bar] absolutt trykk i høgtrykksylindren. For lavtrykksylindren er grensen mer flytende, ettersom innløpstrykket er et resultat av ekspansjonen og damptrykket ut fra høgtrykksylindren. Figur 37 og Figur 38 viser at kompresjonen i lavtrykksylindren er godt tilpasset damptrykket ut fra høgtrykksylindren.

#### Maskindata

<b>Turtall:</b>	600	[rpm]
<b>Akseleffekt:</b>	53,113	[kW]
<b>Isentropisk virkningsgrad</b>	0,827	[-]
<b>Spesifikt forbruk</b>	10,652	[kg/kWh]



Figur 37: Simulert pV-diagram med ideelle kompresjonsforhold.



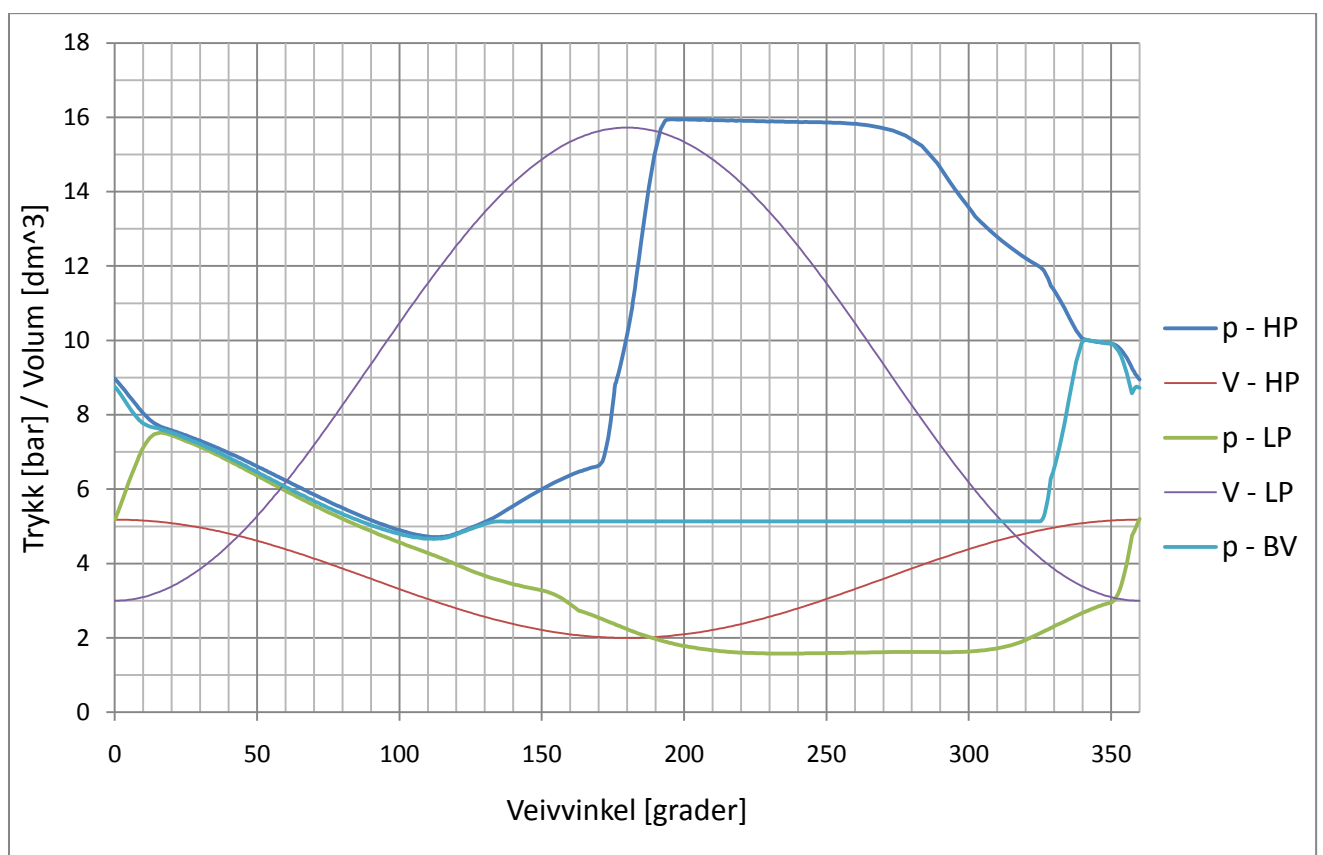
Figur 38: Simulerte trykkkurver med ideele kompresjonsforhold.

### 8.3.3 Resultatet av for liten kompresjon

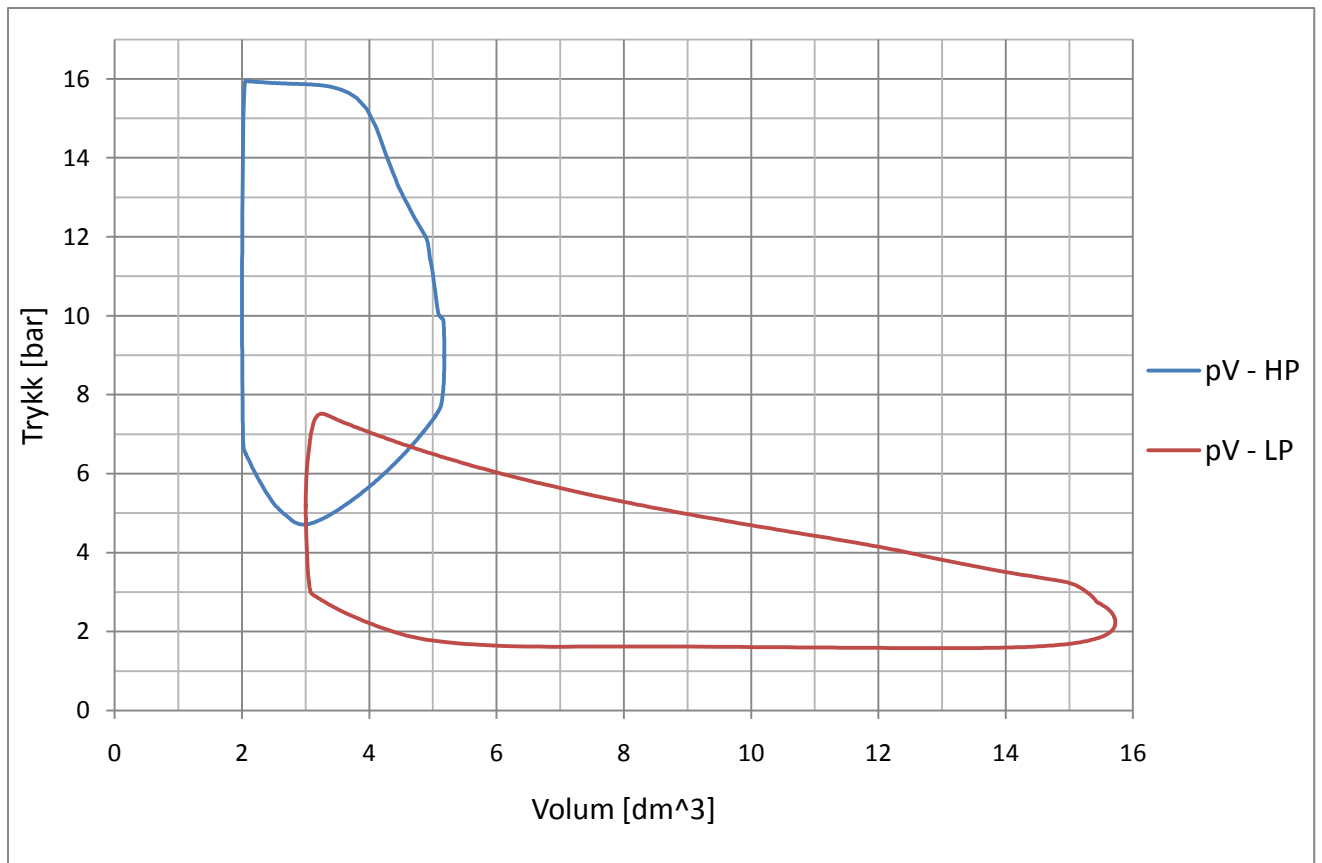
Er kompresjonen for liten vil dampforbruket øke. Ekstra damp fra kjelen må brukes for å bygge opp igjen trykket i sylindere før ekspansjonsarbeidet kan begynne. Figur 39 viser at ved ventilåpning er sylindetrykket på bare 10 [bar], og sylindetrykket rekker ikke å bli 16 [bar] før ved 195 [grader]. I pV-diagrammet er det tydelig at lav kompresjon straffer seg ved at arelat under grafen minsker, noe som betyr mindre utført arbeid.

#### Maskindata

<b>Turtall</b>	600	[rpm]
<b>Akseleffekt</b>	62,621	[kW]
<b>Isentropisk virkningsgrad</b>	0,67	[-]
<b>Spesifikt forbruk</b>	13,155	[kg/kWh]



Figur 39: Trykkurve med for lav kompresjon.



Figur 40: pV-diagram med for lav kompresjon

#### 8.3.4 Kompresjonsvolumet på dampmaskinen

Målingene som ble gjort 7. juni kunne tyde på for lav kompresjon og for sein ventilåpning i innløpet. De seinere målingene, gjort 9. juni, tyder derimot på at kompresjonsforholdet er ganske bra tilpasset, og at kompresjonstrykket ender rett under innløpstrykket.

## 9 Dampkjelen

Sjøl om brennverdien varierer for de forskjellige trevirkene velger jeg å bruke verdien oppgitt for flis, 3100 [MJ/m<sup>3</sup>]. Tettheten til flis ligger på rundet 300 [kg/m<sup>3</sup>] (Belbo and Gjølsjø 2008).

Brennverdien er også veldig avhengig av vanninnhold, så det er en stor fordel om trevirket kan tørke på forhånd (Skogkurs).

Jeg antar 90 % virkningsgrad på kjelen og dampleveranse på 245 [kg/h] blir fyringsbehovet på 161[kW], noe som krever 5 [m<sup>3</sup>/d] flis.

For en kjel på 350 [kg/h] blir flisforbruket litt over 7,1 [m<sup>3</sup>/d] for et fyringsbehov på 229 [kW].

Kjeltrykk	12 [bar]	15,8 [bar]	
<b>Turtall</b>	400	400	[rpm]
<b>Akseleffekt</b>	19,7	26,7	[kW]
<b>Dampstrøm</b>	245	350	[kg/h]
Kjeleffekt	161	229	[kW]
<b>Arbeid per masse for kjel</b>	2 365,4	2 373,5	[kJ/kg]
<b>Forbruk av brensel</b>			
<b>I timen</b>	0,207368359	0,296038116	[m <sup>3</sup> /h]
<b>I døgnet</b>	4,976840609	7,104914795	[m <sup>3</sup> /d]
<b>I året</b>	1816,546822	2593,2939	[m <sup>3</sup> /år]
<b>Flisforbruk i masse</b>			
<b>I timen</b>	6,221050761	8,881143493	[tonn/h]
<b>I døgnet</b>	149,3052183	213,1474438	[tonn/d]
<b>I året</b>	54496,40467	77798,817	[tonn/år]

## 10 Konklusjon og forbedringer

### *Kraftverket*

Dampmaskinen skal levere 20 [kW], noe den klarer med god margin. Forsøkene og beregningene viser at det 20 [kW] kan leveres med en kjel som leverer damp på 11-12 [bar] absolutt trykk, og med et forbruk på 250 [kg/h]. Da blir det levert i overkant av 140 [kW] som varme.

Med 15,8 [bar] kjeltrykk leverte maskinen opp til 27 [kW]. Det gir elektrisk effekt på ca 25,5 [kW]. Varmeeffekten blir i underkant av 200 [kW].

Dampforbruk og varmeeffekt er basert på litt upresise forbruksmålinger, og en antagelse om 90 % dampkvalitet ut fra maskinen, og må derfor ses på som indikasjoner, ikke fasitsvar.

Følgende forbedringer bør gjennomføres for å bedre egenskapene til dampmaskinen:

- Få orden på klaringen i foringene, både for stemplene og stempelstengene for å minske det mekaniske tapet.
- Få stilt starten til dampinnløpet 5-10 [grader] frem i forhold til nåværende åpningstid.
- Minimere lekkasjene for å minske dampforbruket.

### *Simulatoren*

For simulatoren er det mye som kan gjøres bare ved å fininnstille de parameterene som allerede finnes. Likevel er det noen punkter som kan forbedres i simulatoren:

- Finne en (enkel) måte å ta hensyn til varmetap.
- Ha individuelle størrelser på porter for inn- og utløp.
- Muligens legge inn en motstand av et slag i buffervolumet.

## Referanser og kilder

Belbo, H. and S. Gjølshjøl (2008). "Trevirke - Brennverdi og energitetthet."

Dalsbøl, O.

Paulsen, O.

Skogkurs "Energibærere – brenselved, flis og halm."

Valland, H. "Modelling and simulation of a two-stage steam expander."



## Vedlegg

Fullstendige forsøksresultater og simuleringsresultater er ikke med i papirvedleggene på grunn av størrelsen, men er med digitalt.

### A Matlabkode pdif.m

```

m = 1;
pd = zeros(360,2);
%b=A();
n=1;
a_pos_hp=0;
a_neg_hp=0;
a_pos_lp=0;
a_neg_lp=0;
rpm2=rpm;
pa=100000;

for n=1:720
    % Høytrykk
    if A(n,1)<180 % < er original. forandrer til >.
        pd(m,1)=A(n,3);
        pd(m,2)=pd(m,1)*(A(n+1,4)-A(n,4)); % Org: (A(n+1,4)-A(n,4));
        a_pos_hp=a_pos_hp+pd(m,2);
    else
        pd(m,3)=A(n,3);
        pd(m,4)=pd(m,3)*(A(n,4)-A(n+1,4));
        a_neg_hp=a_neg_hp+pd(m,4);
    end

    %Lavtrykk
    if A(n,1)>180 % > er original. forandrer til <.

        pd(m,5)=A(n,5);
        pd(m,6)=pd(m,5)*(A(n+1,6)-A(n,6));
        a_pos_lp=a_pos_lp+pd(m,6);
    else
        pd(m,7)=A(n,5);
        pd(m,8)=pd(m,7)*(A(n,6)-A(n+1,6));
        a_neg_lp=a_neg_lp+pd(m,8);
    end

    m=m+1;

end

a_tot_hp=a_pos_hp-a_neg_hp;
a_si_hp=a_tot_hp*pa/1000;
P_hp=a_si_hp*rpm2/1000

a_tot_lp=a_pos_lp-a_neg_lp;
a_si_lp=a_tot_lp*pa/1000;
P_lp=a_si_lp*rpm2/1000

Pind=P_lp+P_hp

```

## B Matlabkode tabell.m

```
% INPUT
n = 197.5;           % Startvinkel - må sjekkes for hver tabell Setter
inn 12,5 grader fra 192,5.
p=Dynamisk15_20();   % Må endres for hver tabell
rpm=405.9687/60;     % Turtall må sjekkes

m = 1;
Vc1=0.32;           %Originalt 0.32
Vs1=3.1809;
Vc2=0.80;           %originalt 0.64
Vs2=4*Vs1;
A = zeros(721,6);

for m=1:720;
  if n==360
    n=0;
  end
  A(m,1)=n;
  A(m,2)= A(m,1)*pi/180;
  A(m,3)=p(m,2)+10;   % Legger til 10 bar på trykket
  A(m,4)= Vc1+(1-cos(A(m,2)))*0.5*Vs1; % Volum HP
  A(m,5)=p(m,1)+10;   % Legger til 10 bar på trykket
  A(m,6)= Vc2+(1+cos(A(m,2)))*0.5*Vs2; % Volum LP

  %m=m+1;
  n = n+0.5;
  A(721,1)=A(1,1);
  A(721,2)=A(1,2);
  A(721,3)=A(1,3);
  A(721,4)=A(1,4);
  A(721,5)=A(1,5);
  A(721,6)=A(1,6);

end
```

## C Simuelringsresultater

Fil: TS158\_bedre.prt

HP Cylinder:

BORE = ,15000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0003200  
[m3]

LP Cylinder:

BORE = ,30000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0008000  
[m3]

Buffer volume:

VB = ,0015000 [m3]

Type of port area data:

TPD = -1

HP-Slide valve mechanism:

HP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 144,0

HP port geometry:

Nop = 6 wp= 16,00 hp= 12,00 rho= 3,00

LP-Slide valve mechanism:

LP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 146,0

LP port geometry:

Nop = 6 wp= 18,00 hp= 15,00 rho= 3,00

pin = 15,80 [bar] Tin = ,0 [C] zin =1,0000

pex = 1,50 [bar]

etamec= ,850 [-]

RPM = 400,0 [rpm]

DCA = 1,000 [deg] DCAL = ,200 [deg] DCAM =10,000 [deg]

epsp1 = 10,0 [Pa] epsT1 = ,005 [K]

epsp2 = 10,0 [Pa] epsT2 = ,005 [K]

epspB = 10,0 [Pa] epsTB = ,005 [K]

errp1 = 100,0 [Pa] errT1 = ,100 [K]

```

errp2 = 100,0 [Pa]      errT2 = ,200 [K]
errpB = 100,0 [Pa]      errTB = ,100 [K]
errWi1= 1,00 [J]       errWi2 = 1,00 [J]
errTex= 1,000

```

```
MCYCL = 25
```

```

KTABR = 0      KTABE = 111      KRESC = 0      KRESE = 1
KEND = 0

```

```
CYCLE NO, 25 COMPLETED
```

```

PORT TIMING:      HP-Cylinder      LP-Cylinder
                  Open      Close      Open      Close
Inlet:            184,00    300,00    184,00    300,00
Exhaust:          350,00    134,00    349,00    135,00

```

```
SLIDE VALVE Geometry
```

```

HP-Cylinder:  dfidH = 62,00    siLH = 12,243    seLH = 36,93
LP-Cylinder:  dfidL = 62,00    siLL = 12,243    seLL = 36,40

```

```
TWO-STAGE STEAM ENGINE PERFORMANCE:
```

```

STEAM STATES:      INLET      BUFFER      OUTLET
Pressure [bar]     15,80      5,45      1,50
Temperature [C]    200,8      ,0      111,4
Spec enthalpy [kJ/kg] 2792,4      ,0      2499,4
Steam quality [-]  1,0000      ,0000      ,9129

```

```
MASS AND ENERGY BALANCE:
```

```

                  HP-Cyl      LP-Cyl
Inlet:            Mass[g]    Energy[J]    Mass[g]    Energy[J]
Work:             17,1060    47767,15    17,1212    45803,12
Outlet:           17,1550    45892,62    17,1129    42771,92
Balance:          -,0489    -819,05      ,0082    -385,13

```

```
CYLINDER PERFORMANCE:
```

```

                  HP-cyl      LP-cyl      Engine
Ind work [J]      2693,58    3416,34    6109,91
IndMeanEff pres[bar] 8,468      2,685
Ind power [kW]    17,957     22,776     40,733
Ind efficiency [-] ,797        ,920        ,879
Peak pressure [bar] 15,70      7,47

```

```
ENGINE PERFORMANCE:
```

```

Speed:            400,0 [rpm]
Brake power:      34,623 [kW]
Brake isentropic eff ,747 [-]
Spec steam consumption 11,858 [kg/kWh]

```

**Fil: TS1582\_bra.prt**

HP Cylinder:

BORE = ,15000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0003200 [m3]

LP Cylinder:

BORE = ,30000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0008000 [m3]

Buffer volume:

VB = ,0015000 [m3]

Type of port area data:

TPD = -1

HP-Slide valve mechanism:

HP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 144,0

HP port geometry:

Nop = 6 wp= 18,00 hp= 12,00 rho= 3,00

LP-Slide valve mechanism:

LP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 146,0

LP port geometry:

Nop = 6 wp= 20,00 hp= 15,00 rho= 3,00

pin = 15,80 [bar] Tin = ,0 [C] zin =1,0000

pex = 2,00 [bar]

etamec= ,850 [-]

RPM = 400,0 [rpm]

DCA = 1,000 [deg] DCAL = ,200 [deg] DCAM =10,000 [deg]

epspl = 10,0 [Pa] epsT1 = ,005 [K]

epspl2 = 10,0 [Pa] epsT2 = ,005 [K]

epsplB = 10,0 [Pa] epsTB = ,005 [K]

errpl = 100,0 [Pa] errT1 = ,100 [K]

errpl2 = 100,0 [Pa] errT2 = ,200 [K]

errplB = 100,0 [Pa] errTB = ,100 [K]

errWi1= 1,00 [J] errWi2 = 1,00 [J]

errTex= 1,000

MCYCL = 25

KTABR = 0 KTABE = 111 KRESC = 0 KRESE = 1

KEND = 0

CYCLE NO, 25 COMPLETED

PORT TIMING:	HP-Cylinder		LP-Cylinder	
	Open	Close	Open	Close
Inlet:	184,00	300,00	184,00	300,00
Exhaust:	350,00	134,00	349,00	135,00

## SLIDE VALVE Geometry

HP-Cylinder:	dfidH =	62,00	siLH =	12,243	seLH =	36,93
LP-Cylinder:	dfidL =	62,00	siLL =	12,243	seLL =	36,40

## TWO-STAGE STEAM ENGINE PERFORMANCE:

STEAM STATES:	INLET	BUFFER	OUTLET
Pressure [bar]	15,80	5,66	2,00
Temperature [C]	200,8	,0	120,2
Spec enthalpy [kJ/kg]	2792,4	,0	2523,1
Steam quality [-]	1,0000	,0000	,9167

## MASS AND ENERGY BALANCE:

	HP-Cyl		LP-Cyl	
	Mass[g]	Energy[J]	Mass[g]	Energy[J]
Inlet:	17,1849	47987,28	17,2417	46180,98
Work:		2643,78		3076,54
Outlet:	17,2832	46292,47	17,2282	43468,89
Balance:	-,0983	-948,98	,0134	-364,45

## CYLINDER PERFORMANCE:

	HP-cyl	LP-cyl	Engine
Ind work [J]	2643,78	3076,54	5720,32
IndMeanEff pres[bar]	8,312	2,418	
Ind power [kW]	17,625	20,510	38,135
Ind efficiency [-]	,804	1,004	,918
Peak pressure [bar]	15,74	10,19	

## ENGINE PERFORMANCE:

Speed:	400,0 [rpm]
Brake power:	32,415 [kW]
Brake isentropic eff	,780 [-]
Spec steam consumption	12,724 [kg/kWh]

**Fil: TS158\_buffer.prt**

HP Cylinder:

BORE = ,15000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0003200 [m3]

LP Cylinder:

BORE = ,30000 [m] STROKE = ,18000 [m] VC = ,0008000 [m3]

Buffer volume:

VB = ,0200000 [m3]

Type of port area data:

TPD = -1

HP-Slide valve mechanism:

HP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 144,0

HP port geometry:

Nop = 6 wp= 18,00 hp= 12,00 rho= 3,00

LP-Slide valve mechanism:

LP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000 l = 175,000 e = ,000 g = 100,000 eps = ,000

CAIPO = 184,0 DCAIP = 116,0 DCAEP = 146,0

LP port geometry:

Nop = 6 wp= 20,00 hp= 15,00 rho= 3,00

pin = 15,80 [bar] Tin = ,0 [C] zin =1,0000

pex = 1,50 [bar]

etamec= ,850 [-]

RPM = 400,0 [rpm]

DCA = 1,000 [deg] DCAL = ,200 [deg] DCAM =10,000 [deg]

epspl = 10,0 [Pa] epsT1 = ,005 [K]

epspl2 = 10,0 [Pa] epsT2 = ,005 [K]

epsplB = 10,0 [Pa] epsTB = ,005 [K]

errpl = 100,0 [Pa] errT1 = ,100 [K]

errpl2 = 100,0 [Pa] errT2 = ,200 [K]

errplB = 100,0 [Pa] errTB = ,100 [K]

errWi1= 1,00 [J] errWi2 = 1,00 [J]

errTex= 1,000

MCYCL = 25

KTABR = 0 KTABE = 111 KRESC = 0 KRESE = 1

KEND = 0  
CYCLE NO, 25 COMPLETED

PORT TIMING:	HP-Cylinder		LP-Cylinder	
	Open	Close	Open	Close
Inlet:	184,00	300,00	184,00	300,00
Exhaust:	350,00	134,00	349,00	135,00

## SLIDE VALVE Geometry

HP-Cylinder:	dfidH =	62,00	siLH =	12,243	seLH =	36,93
LP-Cylinder:	dfidL =	62,00	siLL =	12,243	seLL =	36,40

## TWO-STAGE STEAM ENGINE PERFORMANCE:

STEAM STATES:	INLET	BUFFER	OUTLET
Pressure [bar]	15,80	4,78	1,50
Temperature [C]	200,8	,0	111,4
Spec enthalpy [kJ/kg]	2792,4	,0	2525,9
Steam quality [-]	1,0000	,0000	,9248

## MASS AND ENERGY BALANCE:

	HP-Cyl		LP-Cyl	
	Mass[g]	Energy[J]	Mass[g]	Energy[J]
Inlet:	17,3869	48551,50	17,3954	46382,05
Work:		2930,34		2725,92
Outlet:	17,3673	46307,55	17,3399	43798,71
Balance:	,0196	-686,39	,0555	-142,58

## CYLINDER PERFORMANCE:

	HP-cyl	LP-cyl	Engine
Ind work [J]	2930,34	2725,92	5656,26
IndMeanEff pres[bar]	9,212	2,142	
Ind power [kW]	19,536	18,173	37,708
Ind efficiency [-]	,764	,806	,800
Peak pressure [bar]	15,71	7,46	

## ENGINE PERFORMANCE:

Speed:	400,0 [rpm]
Brake power:	32,052 [kW]
Brake isentropic eff	,680 [-]
Spec steam consumption	13,019 [kg/kWh]



**Fil: ts158b.prt**

HP Cylinder:

BORE = ,15000 [m]      STROKE = ,18000 [m]      VC = ,0003200 [m3]

LP Cylinder:

BORE = ,30000 [m]      STROKE = ,18000 [m]      VC = ,0010000 [m3]

Buffer volume:

VB = ,0200000 [m3]

Type of port area data:

TPD = -1

HP-Slide valve mechanism:

HP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000    l = 175,000    e = ,000    g = 100,000    eps = ,000

CAIPO = 184,0      DCAIP = 116,0      DCAEP = 144,0

HP port geometry:

Nop = 6    wp= 18,00    hp= 12,00    rho= 3,00

LP-Slide valve mechanism:

LP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000    l = 175,000    e = ,000    g = 100,000    eps = ,000

CAIPO = 184,0      DCAIP = 116,0      DCAEP = 146,0

LP port geometry:

Nop = 6    wp= 20,00    hp= 15,00    rho= 3,00

pin = 15,80 [bar]      Tin = ,0 [C]      zin =1,0000

pex = 1,50 [bar]

etamec= ,850 [-]

RPM = 400,0 [rpm]

DCA = 1,000 [deg]      DCAL = ,200 [deg]      DCAM =10,000 [deg]

epsp1 = 10,0 [Pa]      epsT1 = ,005 [K]

epsp2 = 10,0 [Pa]      epsT2 = ,005 [K]

epspB = 10,0 [Pa]      epsTB = ,005 [K]

errp1 = 100,0 [Pa]      errT1 = ,100 [K]

errp2 = 100,0 [Pa]      errT2 = ,200 [K]

errpB = 100,0 [Pa]      errTB = ,100 [K]

errWi1= 1,00 [J]      errWi2 = 1,00 [J]

errTex= 1,000

MCYCL = 25

KTABR = 0      KTABE = 111      KRESC = 0      KRESE = 1

KEND = 0

CYCLE NO, 25 COMPLETED

PORT TIMING:	HP-Cylinder		LP-Cylinder	
	Open	Close	Open	Close
Inlet:	184,00	300,00	184,00	300,00
Exhaust:	350,00	134,00	349,00	135,00

## SLIDE VALVE Geometry

HP-Cylinder:	dfidH =	62,00	siLH =	12,243	seLH =	36,93
LP-Cylinder:	dfidL =	62,00	siLL =	12,243	seLL =	36,40

## TWO-STAGE STEAM ENGINE PERFORMANCE:

STEAM STATES:	INLET	BUFFER	OUTLET
Pressure [bar]	15,80	4,72	1,50
Temperature [C]	200,8	,0	111,4
Spec enthalpy [kJ/kg]	2792,4	,0	2525,9
Steam quality [-]	1,0000	,0000	,9248

## MASS AND ENERGY BALANCE:

	HP-Cyl		LP-Cyl	
	Mass[g]	Energy[J]	Mass[g]	Energy[J]
Inlet:	17,3870	48551,89	17,4136	46413,96
Work:		2952,38		2715,20
Outlet:	17,2289	45895,77	17,4180	43996,72
Balance:	,1582	-296,26	-,0044	-297,95

## CYLINDER PERFORMANCE:

	HP-cyl	LP-cyl	Engine
Ind work [J]	2952,38	2715,20	5667,58
IndMeanEff pres[bar]	9,282	2,134	
Ind power [kW]	19,683	18,101	37,784
Ind efficiency [-]	,763	,810	,802
Peak pressure [bar]	15,71	7,17	

## ENGINE PERFORMANCE:

Speed:	400,0 [rpm]
Brake power:	32,116 [kW]
Brake isentropic eff	,682 [-]
Spec steam consumption	12,993 [kg/kWh]

**Fil: ts11b.prt**

HP Cylinder:

BORE = ,15000 [m]      STROKE = ,18000 [m]      VC = ,0003200 [m3]

LP Cylinder:

BORE = ,30000 [m]      STROKE = ,18000 [m]      VC = ,0010000 [m3]

Buffer volume:

VB = ,0200000 [m3]

Type of port area data:

TPD = -1

HP-Slide valve mechanism:

HP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000    l = 175,000    e = ,000    g = 100,000    eps = ,000

CAIPO = 184,0      DCAIP = 116,0      DCAEP = 144,0

HP port geometry:

Nop = 6    wp= 18,00    hp= 12,00    rho= 3,00

LP-Slide valve mechanism:

LP Slide valve mechanism geometry:

r = 30,000    l = 175,000    e = ,000    g = 100,000    eps = ,000

CAIPO = 184,0      DCAIP = 116,0      DCAEP = 146,0

LP port geometry:

Nop = 6    wp= 20,00    hp= 15,00    rho= 3,00

pin = 11,00 [bar]      Tin = ,0 [C]      zin =1,0000

pex = 1,50 [bar]

etamec= ,850 [-]

RPM = 400,0 [rpm]

DCA = 1,000 [deg]      DCAL = ,200 [deg]      DCAM =10,000 [deg]

epspl = 10,0 [Pa]      epsT1 = ,005 [K]

epsps2 = 10,0 [Pa]      epsT2 = ,005 [K]

epspsB = 10,0 [Pa]      epsTB = ,005 [K]

errp1 = 100,0 [Pa]      errT1 = ,100 [K]

errp2 = 100,0 [Pa]      errT2 = ,200 [K]

errpB = 100,0 [Pa]      errTB = ,100 [K]

errWi1= 1,00 [J]      errWi2 = 1,00 [J]

errTex= 1,000

MCYCL = 25

KTABR = 0      KTABE = 111      KRESC = 0      KRESE = 1

KEND = 0

CYCLE NO, 25 COMPLETED

PORT TIMING:	HP-Cylinder		LP-Cylinder	
	Open	Close	Open	Close
Inlet:	184,00	300,00	184,00	300,00
Exhaust:	350,00	134,00	349,00	135,00

## SLIDE VALVE Geometry

HP-Cylinder:	dfidH =	62,00	siLH =	12,243	seLH =	36,93
LP-Cylinder:	dfidL =	62,00	siLL =	12,243	seLL =	36,40

## TWO-STAGE STEAM ENGINE PERFORMANCE:

STEAM STATES:	INLET	BUFFER	OUTLET
Pressure [bar]	11,00	3,48	1,50
Temperature [C]	184,1	,0	111,4
Spec enthalpy [kJ/kg]	2780,6	,0	2540,6
Steam quality [-]	1,0000	,0000	,9314

## MASS AND ENERGY BALANCE:

	HP-Cyl		LP-Cyl	
	Mass[g]	Energy[J]	Mass[g]	Energy[J]
Inlet:	12,1878	33889,82	12,1895	32304,29
Work:		1980,10		1437,97
Outlet:	12,2192	32382,69	12,1724	30924,60
Balance:	-,0314	-472,97	,0171	-58,28

## CYLINDER PERFORMANCE:

	HP-cyl	LP-cyl	Engine
Ind work [J]	1980,10	1437,97	3418,07
IndMeanEff pres[bar]	6,225	1,130	
Ind power [kW]	13,201	9,586	22,787
Ind efficiency [-]	,776	,835	,812
Peak pressure [bar]	10,94	7,21	

## ENGINE PERFORMANCE:

Speed:	400,0 [rpm]
Brake power:	19,369 [kW]
Brake isentropic eff	,690 [-]
Spec steam consumption	15,102 [kg/kWh]



5																				
6	12	15,8	[bar]																	
7	0,068	0,097	[kg/s]	p	1200															
8	0,000	0,000	[m <sup>3</sup> /s]	T (C)	187,996															
9	0,011	0,012	[m <sup>3</sup> /s]	T (K)	473,955															
0	2 365,388	2 373,553	[kJ/kg]	x	1,000															
1	160,710	229,430	[kW]	h	2 784,370															
2				v	0,163															
3				ro	6,125															
4	12	15,8																		
5	2 367,301	2 376,126	[kJ/kg]																	
6	160,8404747	229,6782807	[kW]																	
7	139,5018732	199,8147949	[kW]																	
8	19,686	26,713	[kW]																	
9	0,988919506	0,985200403	[-]																	
0	0,890027555	0,886680363	[-]																	
1																				
2																				
3	0,9	0,9	[-]																	
4	300	300	[kg/m <sup>3</sup> ]	(løs) rund ved	30															
5	178,5671978	254,9217114	[kW]		50															
6	5,76023E-05	8,22328E-05	[m <sup>3</sup> /s]	(fast) ved	30															
7					50															
8	0,207368359	0,296038116	[m <sup>3</sup> /h]	(løs) flis	30															
9	4,976840609	7,104914795	[m <sup>3</sup> /d]	ved	0															
0	1816,546822	2593,2939	[m <sup>3</sup> /år]		50															
1				torv	50															
2	6,221050761	8,881143493	[tonn/h]	halm	15															
3	149,3052183	213,1474438	[tonn/d]	husholdningsavfall																
4	54496,40467	77798,817	[tonn/år]																	
5																				

## E Ventildata

Bestemmer ekspansjonsforhold med ventiltider som inndata									
Ventildata (Sett inn ventiltider som i simulator)		HP				LP			
Ventiltider (antall simulatorverdier)		deg	rad	Volume	Forhold	deg	rad	Volume	Forhold
Inn åpner	CAPO	184	180	3,211405824	0,150464816	185	154,44	3,228859116	0,8242
delta inn	DCAIP	116	100	2,024581932		115	85,76	2,00712864	
Inn lukker	CAIP	300	280	5,235987756	2,705646921	300	240,20	5,235987756	10,343
delta ekspansjon	DCAEKsp	50	45	0,872664626		50	79,31	0,872664626	
Ekspansjonsforhold					1,285				1,2982
Ut åpner	CAEPO	350	350	6,108652382	3,476700337	350	319,51	6,108652382	13,427
delta ut	DCAEP	144	144	2,513274123		145	145	2,530727415	
Ut lukker	CAEPC	134	134	2,338741198	0,805624879	135	240,20	2,35619449	2,6633
delta kompresjon	DCAComf	50	50	0,872664626		50	79,31	0,872664626	
Kompresjonsforhold					5,3542				3,2314
Senterlinje	CACenter	242	242	4,22369679	1,163769022	242,5	197,32	4,232423436	4,2242
Total ekspansjon	Etot				1,6682				1,6682

Bestemmer ventiltider med ekspansjonsforhold som inndata									
Ventildata (Sett inn ventiltider og ekspansjonsverdier)		HP				LP			
Ventiltider (antall simulatorverdier)		deg	rad	Volume	Forhold	deg	rad	Volume	Forhold
Inn åpner	CAPO	180	180	3,141592654	0,32	154,44	154,44	2,6954407	1,4227
delta inn	DCAIP	100	100	1,745329252		85,76	85,76	1,496819623	
Inn lukker	CAIC	280	280	4,886921906	2,186606775	240,20	240,20	4,192260323	4
delta ekspansjon	DCAE	45	45	0,765398163		79,31	79,31	1,38	
Ekspansjonsforhold					1,5				3
Ut åpner	CAEPO	329,4373761	329,4373761	5,749766891	3,279910162	319,51	319,51	5,576516046	12
delta ut	DCAEP	170	170	2,967059128		115,61	115,61	2,02	
Ut lukker	CAEPC	139,4373761	139,4373761	2,433641313	0,702187525	75,13	75,13	7,59	8,7948
delta kompresjon	DCAC	45	45	0,765398163		79,31	79,31	1,38	
Kompresjonsforhold					2,1943				6,1817
Senterlinje	CACenter	230	230	4,01425728	0,888121759	197,32	197,32	3,443850512	1,0884
Sum		360							
Kompresjonsvolum	Cv				0,32000000				0,8
Slagvolum	Vs				3,180862562				12,723
Gul = inndata					3,50086256				13,523

Ventiltider (antar simulatorventiler)		grader	rad	HP	liter	grader	rad	liter
Inn åpner	CAPO	184	3.21	0.32	4	0.07	0.82	
delta inn	DCAP	116	2.02	<b>2.38</b>	116	2.02	<b>9.53</b>	
inn lukker	DCAIC	300	5.24	2.71	120	2.09	10.34	
delta ekspansjon	DCAE	50	0.87	<b>0.77</b>	49	0.86	<b>3.06</b>	
Ut åpner	CAEPO	350	6.11	3.48	169	2.95	13.41	
delta ut	CAEPC	144	2.51	<b>2.67</b>	146	2.55	<b>10.74</b>	
Ut lukker	CAEPC	134	2.34	0.81	315	5.50	2.86	
delta kompresjon	DCAC	50	0.87	0.48	49	0.86	1.85	

Slide valve mechanism geometry		HP	LP
Radius	r	0.03	0.03
Lengde	l	0.175	0.175
	e	0	0
	g	0.5	0.5
	epsilon		

Port geometry		HP	LP	[-]
Map				
hp	0.02	0.03	0.03	[m]
wp	0.09	0.1	0.1	[m]
rho	0.0003	0.0003	0.0003	[m]
Areal	0.001739923	0.002393923	0.002393923	[m <sup>2</sup> ]

Ventilhus		Dv	0.07	0.085	[m]
Slidediameter, ytre					
Tykkelse foring rundt ventil		0.0075	0.0075	0.0075	[m]
Lengde hull i foring	wp	0.025	0.03	0.03	[m]
bredde hull i foring	hp	0.012	0.015	0.015	[m]
rho		0.0003	0.0003	0.0003	[m]
Areal per hull		0.000239923	0.000449923	0.000449923	[m <sup>2</sup> ]
Antall hull i foring		6	6	6	[-]
Areal hull totalk		0.001739936	0.002699536	0.002699536	[m <sup>2</sup> ]
Volum hull	Whull	1.34965E-05	2.02465E-05	2.02465E-05	[m <sup>3</sup> ]
Diameter rundt foring, ca		0.1	0.12	0.12	[m]
Areal rundt foring (sitkell)	Aris	0.002173948	0.003455752	0.003455752	[m <sup>2</sup> ]
Volum i ventilhus	Vhus	0.0000057	0.000124	0.000124	[m <sup>3</sup> ]
Areal rundt foring (6-kant)	Ari6	0.007345498	0.010662018	0.010662018	[m <sup>2</sup> ]
Volum i ventilhus (6-kant)	Vhus6	0.000160406	0.000340107	0.000340107	[m <sup>3</sup> ]

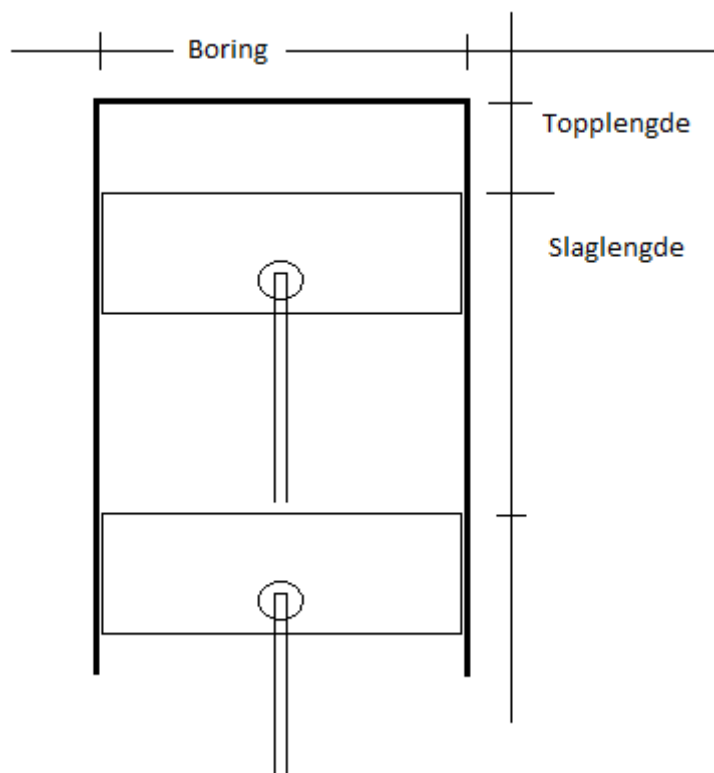


## F Maskindata

Sylinderdata		Høgtrykkssylinder	Lavtrykkssylinder	Enhet			
Boring	Db	0,15	0,3	[m]			
Slaglengde	Ls	0,18	0,18	[m]			
Kompresjonslengde	Lk	0,0015	0,006	[m]			
Topplokktykkelse	Tt	0,035	0,0305	[m]			
Volum av hull til dampstrøm	Vv	6,29973E-05	9,14976E-05	[m <sup>3</sup> ]			
<b>3 tilnærminger til kompresjonsvolum. Har brukt den siste (større)</b>							
				HT	LT		
Kompresjonsvolum (sirkel)	Vc	0,00014659	0,00063953	[m <sup>3</sup> ]	0,15	0,64	[dm <sup>3</sup> ]
Kompresjonsvolum (6-kant)	Vc	0,00024991	0,00085572	[m <sup>3</sup> ]	0,25	0,86	[dm <sup>3</sup> ]
Kompresjonsvolum (større)	Vc	0,00032000	0,00080000	[m <sup>3</sup> ]	0,32	0,8	[dm <sup>3</sup> ]
Slagvolum	Vs	0,003180863	0,01272345	[m <sup>3</sup> ]			

Buffervolum			
<b>Rør mellom sylindre</b>			
lengde	Lr	0,7	[m]
Diameter	Dr	0,05	[m]
Volum	Vr	0,001374447	[m <sup>3</sup> ]
<b>Buffervolum</b>	<b>vb</b>	<b>0,001511891</b>	<b>[m<sup>3</sup>]</b>

Kompresjonsforhold	epsilon	2,487462269	2,265869356	[-]
Ekspansjonsforhold		1,284979318		



## G Dampforbruk , gamle ventilinnstillinger

	HP		LP	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
Inn	184,000	300,000	5,000 120,00	120,000
Ut	350,000	134,000	0	310,000

**Dampforbruk, gamle ventilinnst.**

**Bruker måling nr 6, 11 juni**

Fellesverdier		Dampforbruk beregnet for 11 bar absolutt trykk	
v, 11 bar absolutt.	[m <sup>3</sup> /k		
Mettet	0,177466 g]	me	0,0122 [kg]
Maksimaltrykk	1100 [kPa]	mk	0,0017 [kg]
Turtall	399,2896 [rpm]	m inn	0,0105 [kg]
	6,6548266		
Turtall	67 [1/s]	m/sek	0,0698 [kg/s]
	19,882050		
Effekt	56 [kW]	<b>m/h</b>	<b>251,350 [kg/h]</b>
		<b>Spes. Forb.</b>	<b>12,642 [kg/kWh]</b>

Masse under ekspansjon		Masse under kompresjon. Absolutt trykk	
delta p	248 [kPa]	delta p	49,2 [kPa]
Trykk IL	852000 [Pa]	Trykk tdc	1 050 800,000 [Pa]
entropi 11 bar	6,55298 [kJ/kgK]	v	0,185401 [m <sup>3</sup> /kg]
h 11 bar	2,78E+03 [kJ/kg]	V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
x	1 [-]	<b>m k</b>	<b>0,001725989 [kg]</b>
h2s	2,72E+03 [kJ/kg]		
	0,0027056		
v IC	47 [m <sup>3</sup> ]		
etta isent.	0,9 [-]		
	2727,8740		
h2	0		
x2	0,978		
	[kg/m <sup>3</sup> ]		
v2	0,221456 3]		
	<b>0,0122175</b>		
<b>m e</b>	<b>37 [kg]</b>		

### Snitt for 5-6-7-8, 11 juni

**Fellesverdier**

Maksimaltrykk	1200 [kPa]
Makstrykk, snitt	1200 [kPa]
entropi maks snitt	6,54129 [kJ/kgK]
v, snitt maks	0,171853 [m <sup>3</sup> /kg]
h, snitt maks	2,78E+03 [kJ/kg]
x	1 [-]
Turtall	397,17 [rpm]
Turtall	6,619416667 [1/s]
Effekt	19,63 [kW]

**Dampforbruk beregnet for 12 bar absolutt trykk**

Innløpstrykk	12,00 [bar]
me	0,0126 [kg]
mk	0,0018 [kg]
m inn	0,0108 [kg]
m/sek	0,0716 [kg/s]
<b>m/h</b>	<b>257,616 [kg/h]</b>
<b>Spes. Forb.</b>	<b>13,125 [kg/kWh]</b>

**Masse under ekspansjon**

delta p	0 [kPa]
Trykk IL	1200 [Pa]
h2s	2,73E+03 [kJ/kg]
V IC	0,002705647 [m <sup>3</sup> ]
etta isent.	0,9 [-]
h2	2739,11900
x2	98,34
v2	0,215088 [kg/m <sup>3</sup> ]
<b>m e</b>	<b>0,012579256 [kg]</b>

**Masse under kompresjon**

delta p	0 [kPa]
Trykk tdc	1 200 000,000 [Pa]
v	0,180932 [m <sup>3</sup> /kg]
V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
<b>m k</b>	<b>0,00176862 [kg]</b>

**H Dampforbruk, endelige ventilinnstillinger og 12 [bar]**

	HP		LP	
	Åpner	Lukker	Åpner	Lukker
Inn	184,000	300,000	5,000 120,00	120,000
Ut	350,000	134,000	0	310,000

**Dampforbruk, maksimalt kjeltrykk = 12,0 bar asboslutt trykk**

Bruker måling nr 3, 15 juni

Fellesverdier		Dampforbruk beregnet for 11 bar absolutt trykk	
v, 11 bar		me	0,0123 [kg]
mettet	0,177466	mk	0,0018 [kg]
Maksimaltrykk	1100 [kPa]	m inn	0,0105 [kg]
Turtall	405,164 [rpm]	m/sek	0,0709 [kg/s]
	6,75273333		
Turtall	3 [1/s]		
	<b>20,0464510</b>	<b>m/h</b>	<b>255,229 [kg/h]</b>
Effekt	<b>8 [kW]</b>	<b>Spes. Forb.</b>	<b>12,732 [kg/kWh]</b>

**Masse under ekspansjon**

delta p	239 [kPa]
Trykk IL	861000 [Pa]
entropi 11 bar	6,55298 [kJ/kgK]
h 11 bar	2,78E+03 [kJ/kg]
x	1 [-]
h2s	2,73E+03 [kJ/kg]
	0,00270564
v IC	7 [m <sup>3</sup> ]
etta isent.	0,9 [-]
h2	2738,92600
x2	0,984 [-]
	[kg/m <sup>3</sup> ]
v2	0,220593 ]
	<b>0,01226533</b>
<b>m e</b>	<b>4 [kg]</b>

**Masse under kompresjon**

delta p	23,48 [kPa]
Trykk tdc	1 076 520,000 [Pa]
v	0,181166 [m <sup>3</sup> /kg]
V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
<b>m k</b>	<b>0,001766336 [kg]</b>

### Snitt for 2-3-4, 15 juni

<b>Fellesverdier</b>		<b>Dampforbruk beregnet for 12 bar absolutt trykk</b>	
Maksimaltrykk	1200 [kPa]	me	0,0119 [kg]
Makstrykk, snitt	1066,033333 [kPa]	mk	0,0017 [kg]
entropi maks snitt	6563,87 [kJ/kgK]	m inn	0,0102 [kg]
v, snitt maks	0,18287 [m <sup>3</sup> /kg]	m/sek	0,0679 [kg/s]
h, snitt maks	2,78E+03 [kJ/kg]	<b>m/h</b>	<b>244,593 [kg/h]</b>
x	1 [-]	<b>Spes. Forb.</b>	<b>12,424 [kg/kWh]</b>
Turtall	400,01 [rpm]		
Turtall	6,666816111 [1/s]		
<b>Effekt</b>	<b>19,69 [kW]</b>		
<b>Masse under ekspansjon</b>		<b>Masse under kompresjon</b>	
delta p	231,2 [kPa]	delta p	19,26666667 [kPa]
Trykk IL	834,8333333 [Pa]	Trykk tdc	1 046 766,667 [Pa]
h2s	2,73E+03 [kJ/kg]	v	0,186084 [m <sup>3</sup> /kg]
V IC	0,002705647 [m <sup>3</sup> ]	V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
etta isent.	0,9 [-]	<b>m k</b>	<b>0,001719653 [kg]</b>
h2	2737,85000		
x2	98,4		
v2	0,227159 [kg/m <sup>3</sup> ]		
<b>m e</b>	<b>0,011910807 [kg]</b>		

## I Dampforbruk, endelige ventillinstillinger og 15,8 [bar]

### Dampforbruk for maksimalt kjeltrykk på 15,8 [bar]

Bruker måling nr 20, 15 juni. Maksimaltrykk = 15,8 bar absolutt trykk

Fellesverdier		Dampforbruk beregnet for 15,8 bar absolutt trykk	
v, 15 bar mettet	0,125265 [m <sup>3</sup> /kg]	me	0,0164 [kg]
Maksimaltrykk	1500 [kPa]	mk	0,0026 [kg]
Turtall	405,164 [rpm]	m inn	0,0138 [kg]
Turtall	6,752733333 [1/s]	m/sek	0,0931 [kg/s]
<b>Effekt</b>	<b>26,99723509 [kW]</b>	<b>m/h</b>	<b>335,098 [kg/h]</b>
			<b>[kg/kWh]</b>
		<b>Spes. Forb.</b>	<b>12,412 ]</b>
<b>Masse under ekspansjon</b>		<b>Masse under kompresjon</b>	
delta p	336,8 [kPa]	delta p	-12,5 [kPa]
Trykk IL	1163200 [Pa]	Trykk tdc	1 512 500,000 [Pa]
entropi 15 bar	6425,27 [kJ/kgK]	v	0,121903 [m <sup>3</sup> /kg]
h 15 bar	2,79E+03 [kJ/kg]	V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
x	1 [-]	<b>m k</b>	<b>0,002625038 [kg]</b>
h2s	2,73E+03 [kJ/kg]		
v IC	0,002705647 [m <sup>3</sup> ]		
etta isent.	0,9 [-]		
h2	2739,46200		
x2	0,98 [-]		
	[kg/m <sup>3</sup> ]		
v2	0,164883 ]		
<b>m e</b>	<b>0,016409496 [kg]</b>		

Snitt for måling 19-20, 15 juni			
<b>Fellesverdier</b>		<b>Dampforbruk beregnet for 15,8 bar absolutt trykk</b>	
Maksimaltrykk	1580 [kPa]	me	0,0170 [kg]
Makstrykk, snitt	1548,4 [kPa]	mk	0,0025 [kg]
entropi maks snitt	6432,51 [kJ/kgK]	m inn	0,0145 [kg]
	[m <sup>3</sup> /kg]		
v, snitt maks	0,127738 ]	m/sek	0,0973 [kg/s]
h, snitt maks	2,79E+03 [kJ/kg]	<b>m/h</b>	<b>350,342 [kg/h]</b>
x	1 [-]	<b>Spes. Forb.</b>	<b>13,115 [kg/kWh]</b>
Turtall	403,92 [rpm]		
Turtall	6,73 [1/s]		
<b>Effekt</b>	<b>26,71 [kW]</b>		
<b>Masse under ekspansjon</b>		<b>Masse under kompresjon</b>	
delta p	341,6 [kPa]	delta p	-2,1 [kPa]
Trykk IL	1206,8 [Pa]	Trykk tdc	1 550 500,000 [Pa]
h2s	2,74E+03 [kJ/kg]	v	0,127571 [m <sup>3</sup> /kg]
	0,00270564		
V IC	7 [m <sup>3</sup> ]	V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
etta isent.	0,9 [-]	<b>m k</b>	<b>0,002508407 [kg]</b>
h2	2748,73800		
x2	98,2		
	[kg/m <sup>3</sup> ]		
v2	0,159492 ]		
	<b>0,01696415</b>		
<b>m e</b>	<b>4 [kg]</b>		

Snitt for måling 17-18-19-20, 15 juni			
<b>Fellesverdier</b>		<b>Dampforbruk beregnet for 15,8 bar absolutt trykk</b>	
Maksimaltrykk	1580 [kPa]	me	0,0168 [kg]
Makstrykk, snitt	1513,95 [kPa]	mk	0,0025 [kg]
entropi maks snitt	6,44055 [kJ/kgK]	m inn	0,0143 [kg]
v, snitt maks	0,130548 [m <sup>3</sup> /kg]	m/sek	0,0969 [kg/s]
h, snitt maks	2,79E+03 [kJ/kg]	<b>m/h</b>	<b>348,975 [kg/h]</b>
x	1 [-]	<b>Spes. Forb.</b>	<b>13,414 [kg/kWh]</b>
Turtall	405,74 [rpm]		
Turtall	6,76 [1/s]		
<b>Effekt</b>	<b>26,02 [kW]</b>		
<b>Masse under ekspansjon</b>		<b>Masse under kompresjon</b>	
delta p	321,925 [kPa]	delta p	-2,75 [kPa]
Trykk IL	1192,025 [Pa]	Trykk tdc	1 516 700,000 [Pa]
h2s	2,75E+03 [kJ/kg]	v	0,130319 [m <sup>3</sup> /kg]
V IC	0,00270564 [m <sup>3</sup> ]	V tdc	0,0003 [m <sup>3</sup> ]
etta isent.	0,9 [-]	<b>m k</b>	<b>0,002455513 [kg]</b>
h2	2750,04100 [kg/m <sup>3</sup> ]		
x2	98,05 [kg/m <sup>3</sup> ]		
v2	0,161142 [kg/m <sup>3</sup> ]		
<b>m e</b>	<b>0,01679045 [kg]</b>		
	<b>1 [kg]</b>		



## J Forsøksresultater 11.06.2010

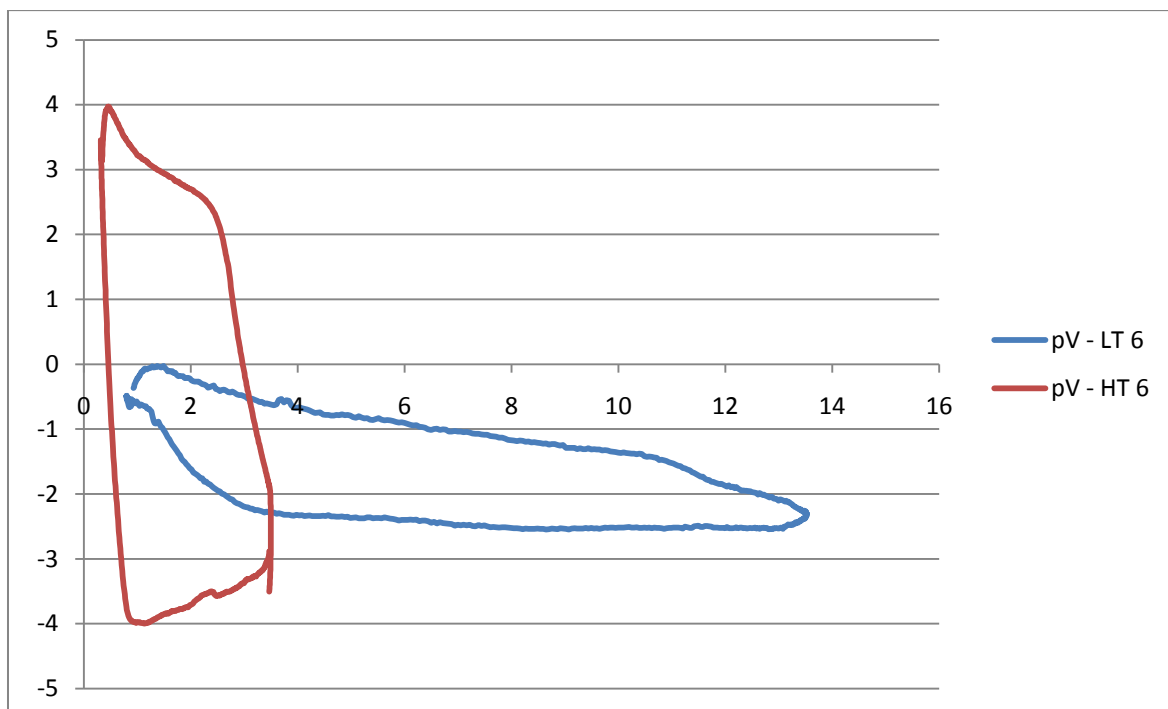
Måling	Turtall	Bremselast	Damp inn	Kond. Trykk	Pa	P_hp	P_lp	Pind	etta mek
	[rpm]	[Nm]	[bar]	[bar]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
5	398,24	121,62	15	0,03	19,78	10,12	11,43	21,54	0,92
6	399,29	121,92	13,92	0,02	19,88	11,58	10,63	22,2	0,9
7	398,18	121,65	13,47	0,02	19,78	11,72	11,51	23,23	0,85
8	392,95	118,83	13,48	0,02	19,07	11,07	11,26	22,33	0,85
<b>Gjennomsnitt</b>	<b>397,17</b>	<b>121,01</b>	<b>13,97</b>	<b>0,02</b>	<b>19,63</b>	<b>11,12</b>	<b>11,21</b>	<b>22,33</b>	<b>0,88</b>

### Måling 5

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
397,218		120,836	15,049	0,025
397,384		121,054	15,017	0,025
397,878		121,303	15,005	0,025
398,621		122,034	14,992	0,025
398,953		122,068	14,978	0,025
399,378		122,424	14,949	0,025
<b>398,239</b>		<b>121,620</b>	<b>14,998</b>	<b>0,025</b>

### Fra Matlab

P ind	21,2403	p max	3,685
P HT	10,0184	p eksp	1,142
P LT	11,222	p komp	2,729
<b>etta mek</b>	<b>0,93128923</b>	delta p komp	0,956
		delta p eksp	2,543



## Måling 6

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
399,090	122,298	14,046	0,023	19,933
399,032	121,860	13,966	0,024	19,859
399,267	121,442	13,909	0,024	19,803
399,455	121,907	13,866	0,024	19,888
399,604	122,100	13,828	0,024	19,927
<b>399,290</b>	<b>121,921</b>	<b>13,923</b>	<b>0,024</b>	<b>19,882</b>

## Fra Matlab

P ind	21,5865	p max	3,973
P HT	11,3415	p eksp	1,493
P LT	10,245	p komp	3,455
		delta p komp	0,518
<b>etta mek</b>	<b>0,92104095</b>	delta p eksp	2,48

## Måling 7

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
399,195	122,184	13,515	0,023	19,92015
398,68	121,416	13,483	0,024	19,7694
398,222	121,424	13,481	0,023	19,748
397,866	121,598	13,452	0,023	19,75861
396,926	121,616	13,422	0,023	19,71485
<b>398,1778</b>	<b>121,6476</b>	<b>13,4706</b>	<b>0,0232</b>	<b>19,7822</b>

## Fra Matlab

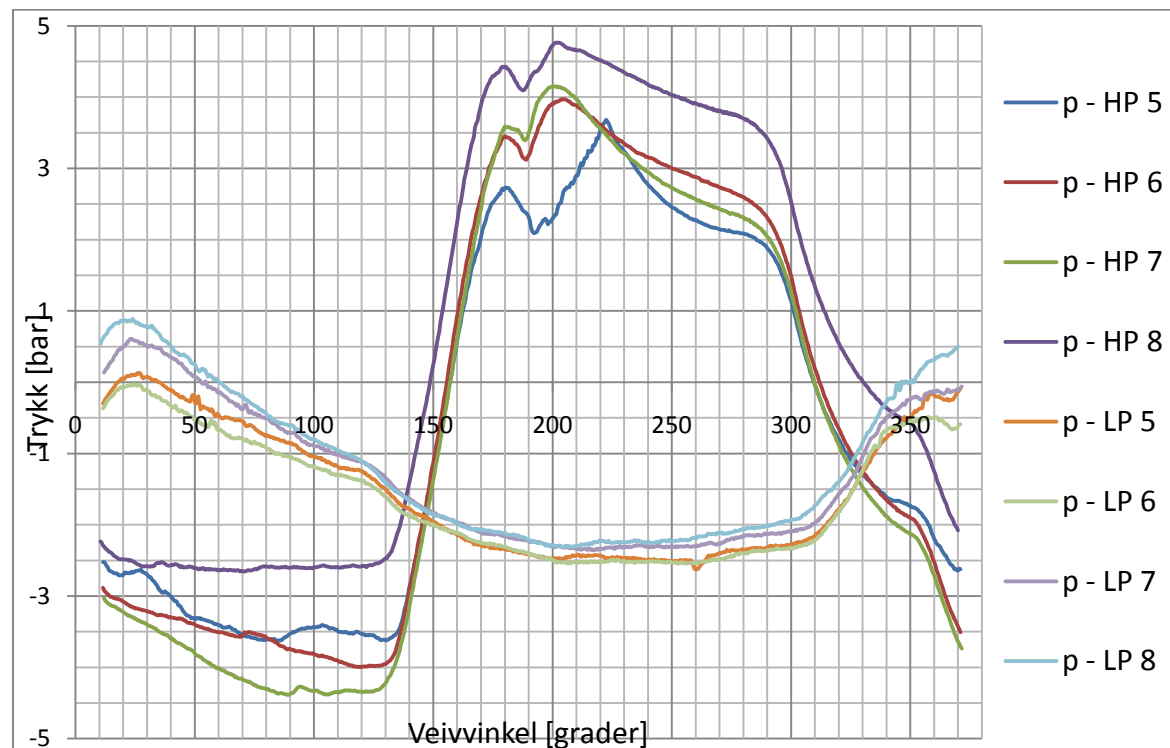
P ind	23,4062	p max	4,149
P HT	11,7849	p eksp	1,251
P LT	11,6213	p komp	3,587
		delta p komp	0,562
<b>etta mek</b>	<b>0,845169375</b>	delta p eksp	2,898

**Måling 8**

Damp				
Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
393,735	118,958	13,519	0,023	19,12894
393,063	118,498	13,502	0,022	19,02245
392,77	118,671	13,468	0,022	19,03602
392,244	119,182	13,433	0,022	19,09239
<b>392,953</b>	<b>118,82725</b>	<b>13,4805</b>	<b>0,02225</b>	<b>19,06995</b>

**Fra Matlab**

P ind	22,3285	p max	4,768
P HT	11,0676	p eksp	2,531
P LT	11,2609	p komp	4,42
		delta p komp	0,348
<b>etta mek</b>	<b>0,854063116</b>	delta p eksp	2,237



## K Forsøksresultater 15.06.2010 for 12 [bar] kjeltrykk

Måling	12	2-3-4	17-18-19-20
Maks kjeltrykk	<b>12</b>		<b>15,8</b>
Turtall		400,01	405,74 [rpm]
Bremselst		120,51	157,01 [Nm]
Akseleffekt		19,69	26,02 [kW]
Damptrykk inn		14,13	17,08 [bar]
Kondenseringstrykk		0,02	0,08 [bar]
<b>Beregnete verdier</b>			0,00
P_HT		12,41	14,84 [kW]
P_LT		11,79	10,34 [kW]
Pind		24,19	25,18 [kW]
etta mek		0,81	1,06 [-]
p max absolutt		5,388	5,24 Antar = maks kjeltrykk
p max		4,048	4,92 [bar]
delta p max		1,340	0,32 [bar]
p eksp		1,736	1,51 [bar]
p komp		3,856	4,94 [bar]
delta p komp		0,193	-0,02 [bar]
delta p eksp		2,312	3,42 [bar]

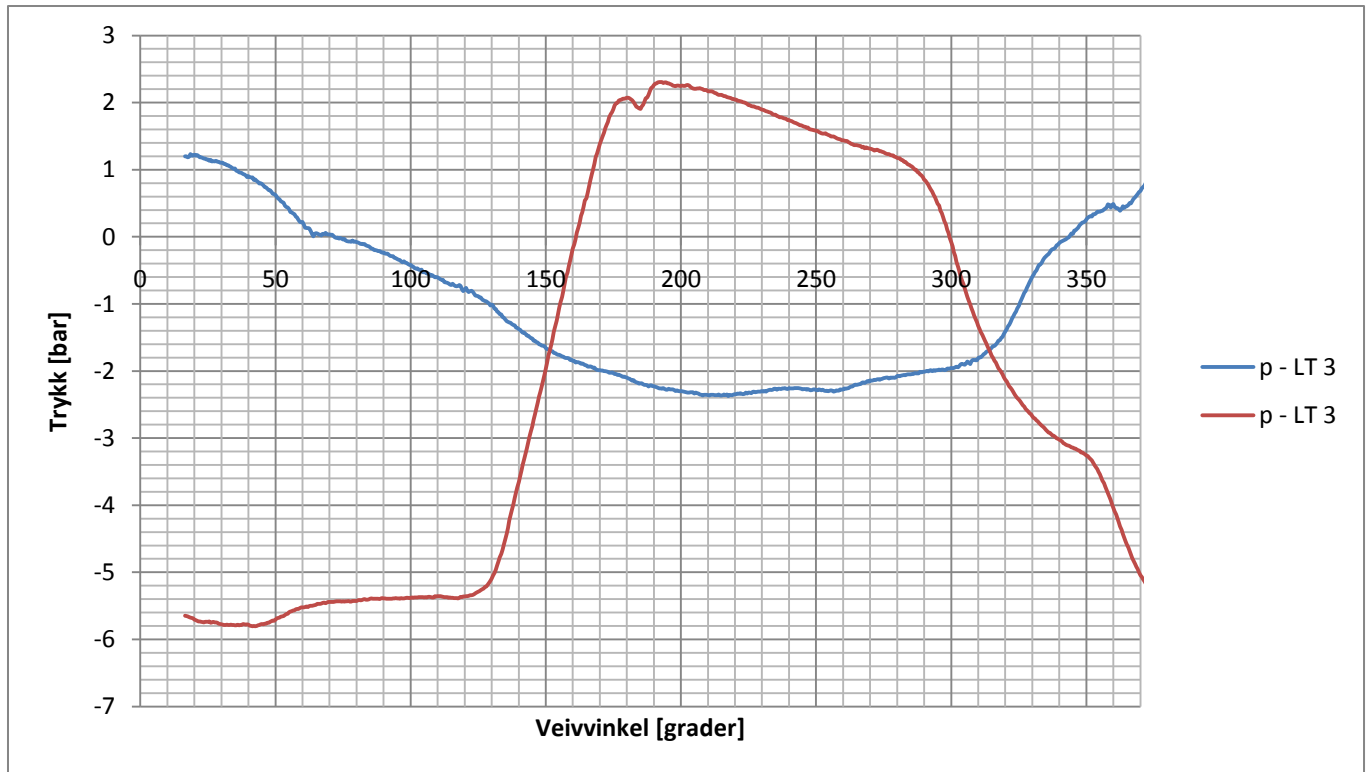
Måling 2 (12 bar)					
	Turtall	[Bremselast	Damp inn	Kond. Trykk	P
	[rpm]	[Nm]	[bar]	[bar]	[kW]
	401,587	118,575	14,454	0,024	19,4476
	402,099	118,667	14,457	0,024	19,4875
	402,781	118,458	14,466	0,026	19,48617
	403,085	119,607	14,475	0,026	19,69003
	402,878	119,749	14,48	0,025	19,70329
	403,317	119,814	14,481	0,026	19,73546
<b>Snitt</b>	<b>402,6245</b>	<b>119,145</b>	<b>14,46883333</b>	<b>0,025167</b>	<b>19,59168</b>
Fra Matlab				p max	5,388
P_HT	13,2197			p eksp	2,916
P_LT	10,7052			p komp	5,114
Pind	23,9249			delta p komp	0,274
etta mek	0,818882			delta p eksp	2,472

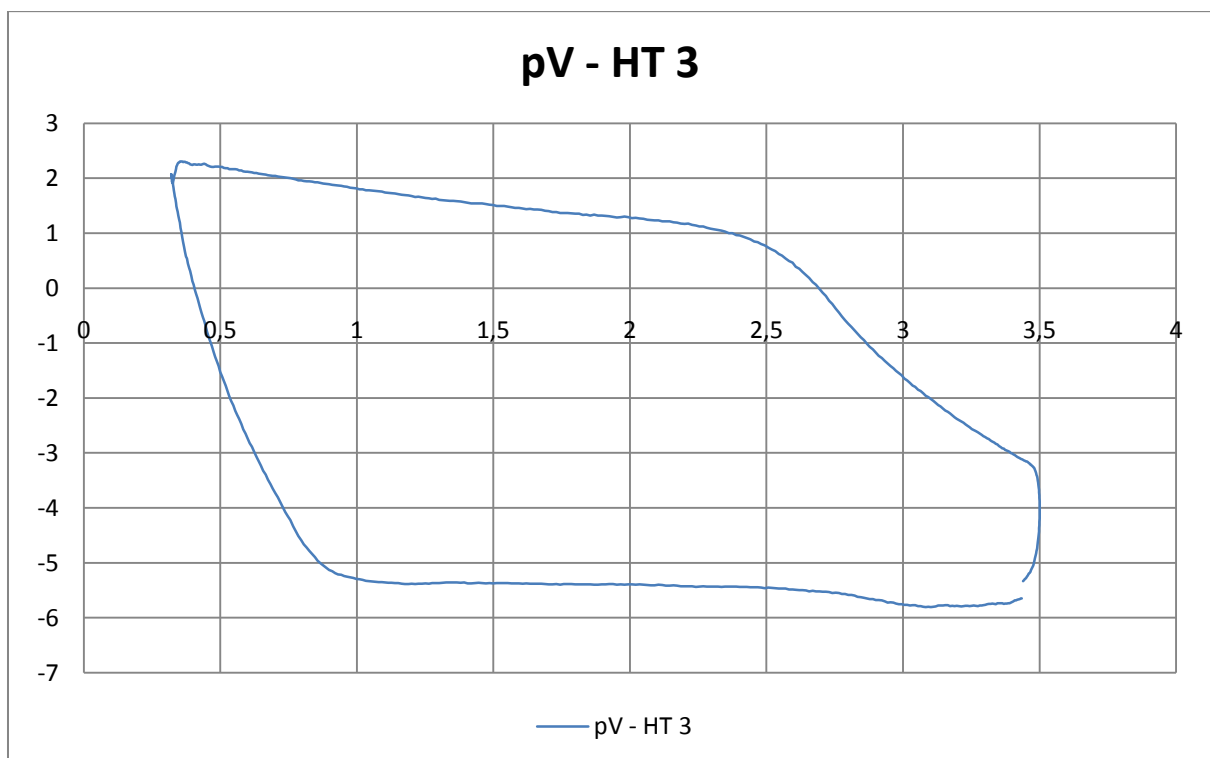
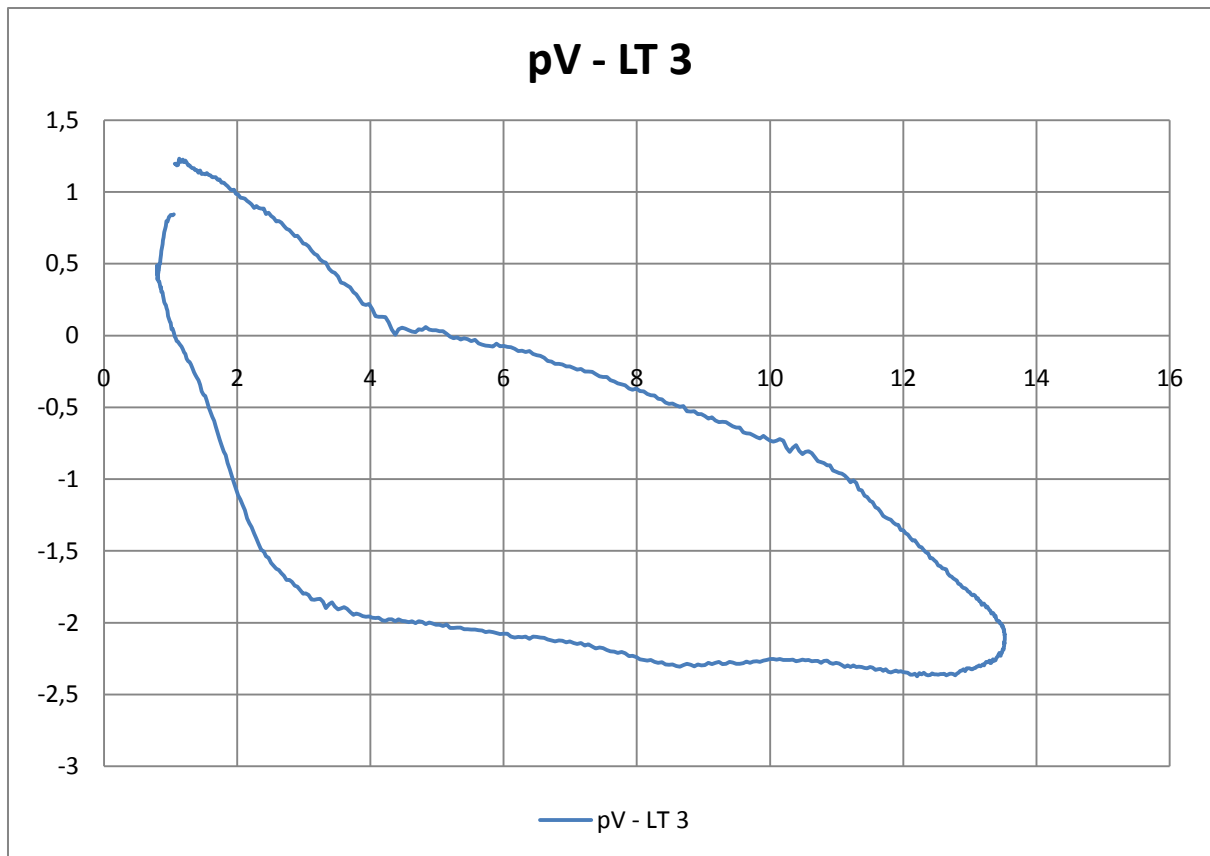
**Måling 3 (12 bar)**

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
404,757	121,412	14,425	0,028	20,070
404,337	120,955	14,427	0,028	19,974
404,366	120,274	14,453	0,029	19,863
405,614	119,876	14,465	0,030	19,858
405,922	121,463	14,483	0,029	20,136
405,717	122,191	14,481	0,027	20,247
405,316	121,593	14,466	0,030	20,128
405,283	121,411	14,451	0,029	20,096
<b>Snitt</b>	<b>405,164</b>	<b>121,147</b>	<b>14,456</b>	<b>20,046</b>
Fra Matlab			p max	2,306
P_HT	11,98512		p eksp	-0,084
P_LT	14,4189		p komp	2,071
Pind	26,404		delta p komp	0,235
etta mek	0,75922		delta p eksp	2,39

**Måling 4 (12 bar)**

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
392,078	121,526	13,513	0,021	19,45964
392,376	121,501	13,48	0,021	19,47043
392,268	121,047	13,456	0,022	19,39234
392,354	121,399	13,431	0,019	19,45299
392,116	120,705	13,402	0,019	19,33005
<b>392,2384</b>	<b>121,2356</b>	<b>13,4564</b>	<b>0,0204</b>	<b>19,42109</b>
Fra Matlab			p max	4,451
P_HT	12,011		p eksp	2,377
P_LT	10,2392		p komp	4,382
Pind	22,2503		delta p komp	0,069
etta mek	0,872846		delta p eksp	2,074





## L Forsøksresultater fra 15.06.2010 for 15,8 [bar] kjeltrykk

### Målte verdier

Måling	17-18	19-20	Alle
Turtall	407,55	403,92	405,74
Bremselst	152,10	161,93	157,01
Akseleffekt	25,32	26,71	26,02
Damptrykk inn	16,77	17,38	17,08
Kondenseringstrykk	0,07	0,08	0,08

### Beregnete verdier

Måling	17-18	19-20	Alle
P_HT	13,96	14,84	14,40
P_LT	10,35	10,34	10,34
Pind	24,80	25,18	24,99
etta mek	1,03	1,06	1,05
p max absolutt	5,239	5,239	5,239
p max	4,23	4,92	4,579
delta p max	1,01	0,32	0,66
p eksp	1,21	1,51	1,359
p komp	4,27	4,94	4,606
delta p komp	-0,034	-0,021	-0,027
delta p eksp	3,023	3,416	3,219

### Måling 17

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
404,988	150,29	16,296	0,068	24,85796
405,367	150,252	16,299	0,067	24,87493
405,515	151,916	16,31	0,068	25,1596
405,074	150,934	16,302	0,068	24,96978
<b>405,236</b>	<b>150,848</b>	<b>16,30175</b>	<b>0,06775</b>	<b>24,96557</b>

Fra Matlab

P HT	13,4787	p max	4,068
P LT	8,5544	p eksp	1,129
P ind	22,0331	p komp	4,039
etta mek	1,133094	delta p komp	0,029
		delta p eksp	2,939



**Måling 18**

Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
409,125	152,881	17,25	0,075	25,54481
409,268	154,332	17,242	0,074	25,79628
409,669	152,723	17,238	0,077	25,55235
410,667	153,019	17,235	0,075	25,66424
410,628	153,761	17,228	0,076	25,78624
<b>409,8714</b>	<b>153,3432</b>	<b>17,2386</b>	<b>0,0754</b>	<b>25,66878</b>

Fra Matlab

P HT	14,437	p max	4,4
P LT	12,1391	p eksp	1,294
P ind	27,5763	p komp	4,497
etta mek	0,930828	delta p komp	-0,097
		delta p eksp	3,106

**Måling 19**

[rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]
402,002	161,045	17,408	0,08	26,44044
401,4	161,686	17,399	0,082	26,50593
401,294	160,801	17,403	0,081	26,35388
401,624	159,993	17,397	0,079	26,24302
402,191	161,346	17,387	0,08	26,50231
402,77	161,27	17,384	0,082	26,52796
<b>401,8802</b>	<b>161,0235</b>	<b>17,39633</b>	<b>0,080667</b>	<b>26,42893</b>

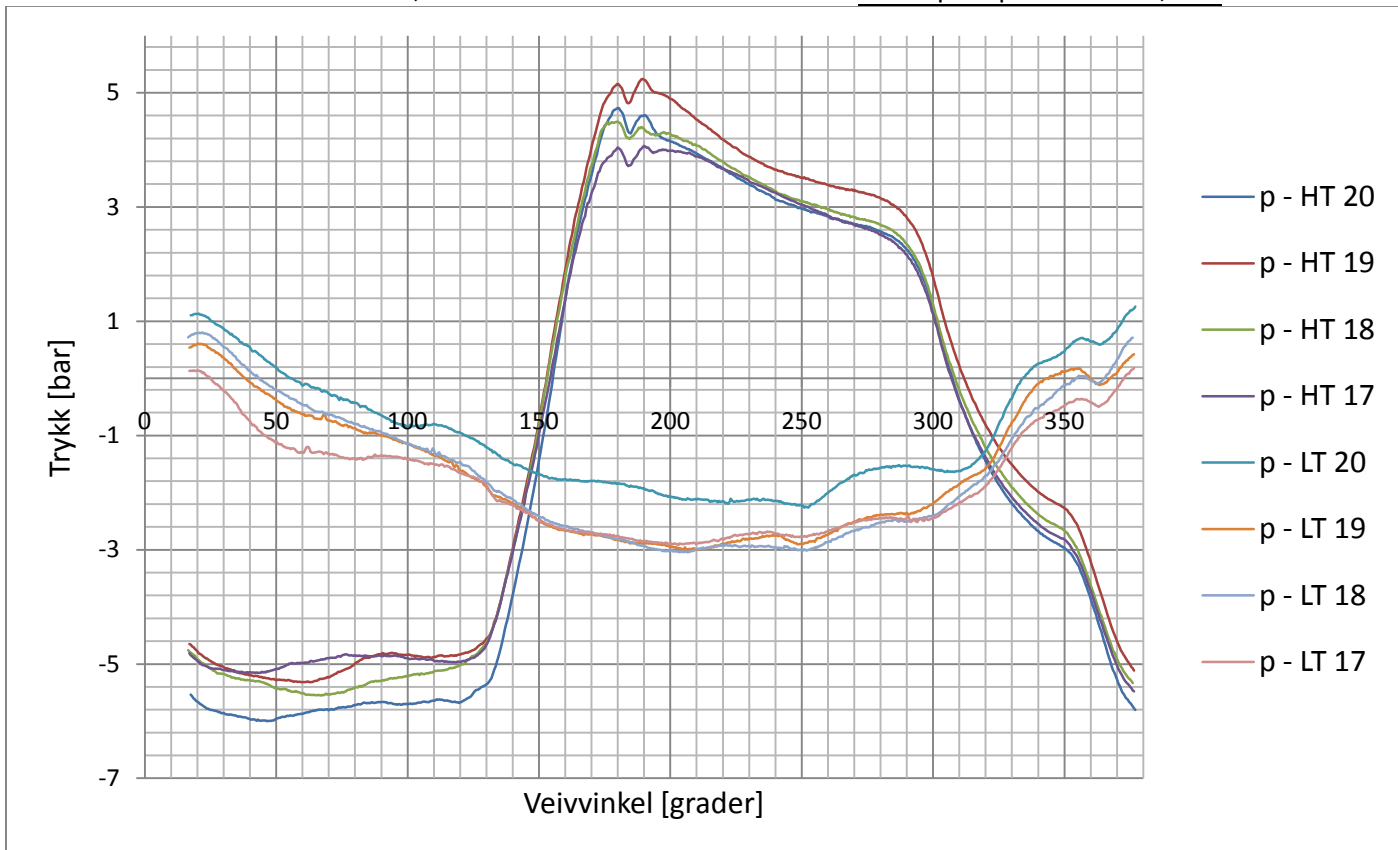
Fra Matlab

		p max	5,239
P HT	14,592	p eksp	1,775
P LT	10,7177	p komp	5,156
P ind	25,3097	delta p komp	0,083
etta mek	1,044221	delta p eksp	3,464

**Måling 20**

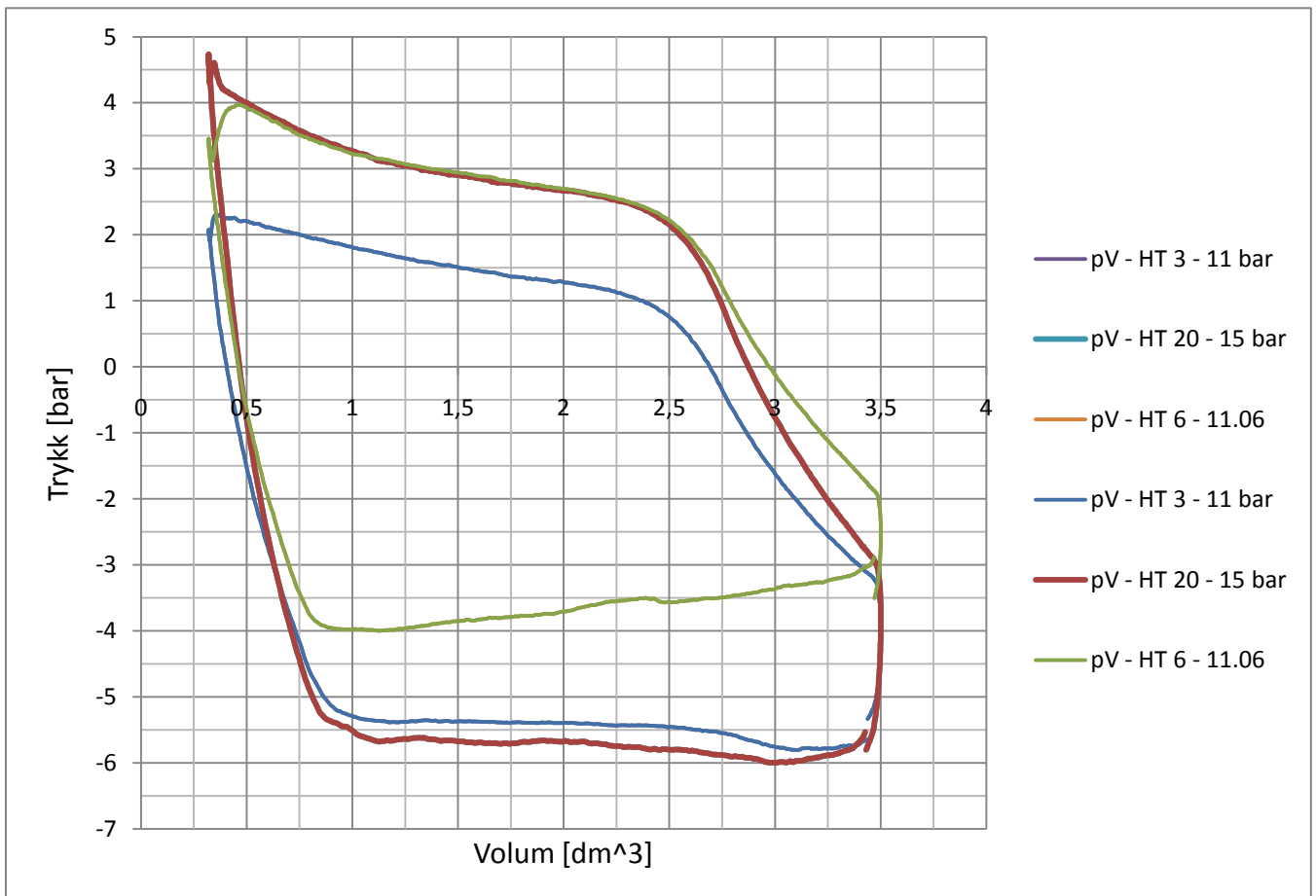
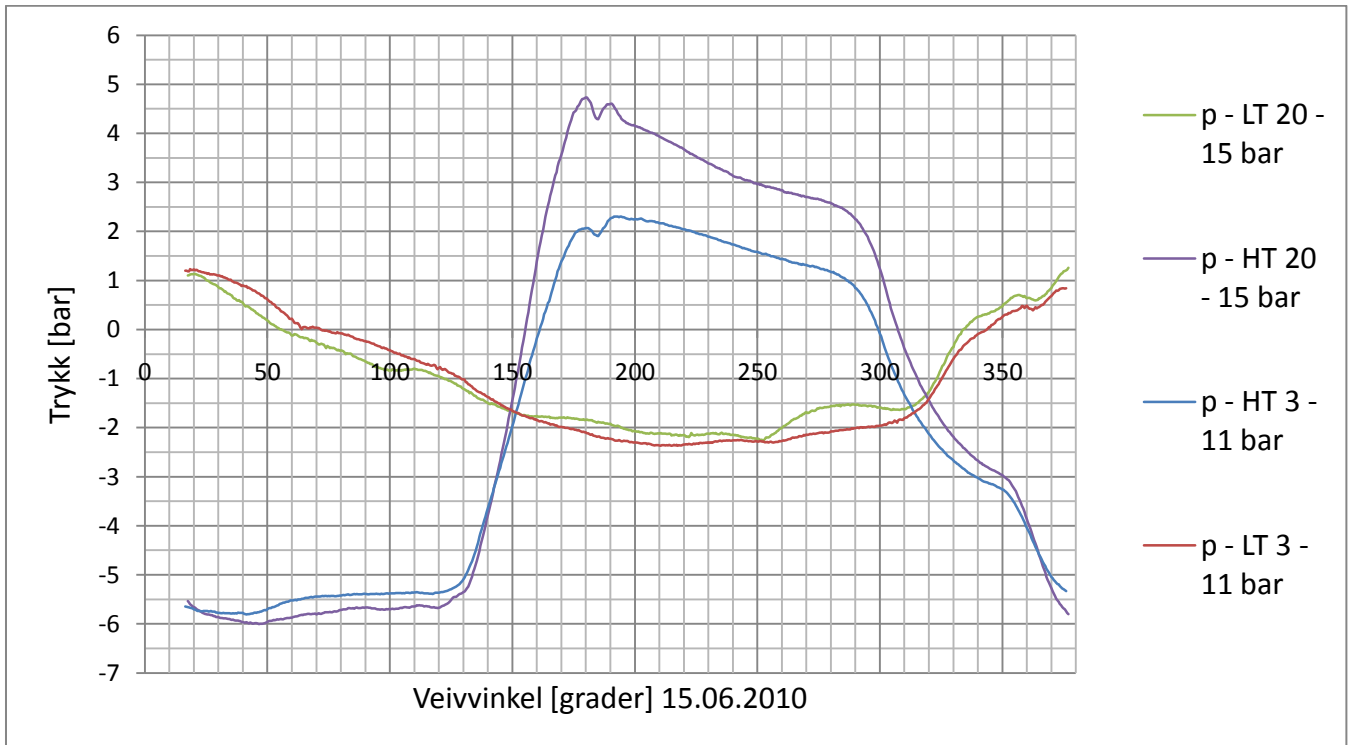
Turtall [rpm]	[Bremselast [Nm]	Damp inn [bar]	Kond. Trykk [bar]	P [kW]	
404,918	162,199	17,343	0,086	26,82307	
405,646	161,909	17,349	0,087	26,82325	
406,147	162,331	17,352	0,086	26,92638	
406,535	162,994	17,365	0,087	27,06218	
406,444	164,024	17,388	0,087	27,2271	
406,122	163,517	17,428	0,087	27,12143	
<b>Snitt</b>	<b>405,9687</b>	<b>162,829</b>	<b>17,37083</b>	<b>0,086667</b>	<b>26,99724</b>

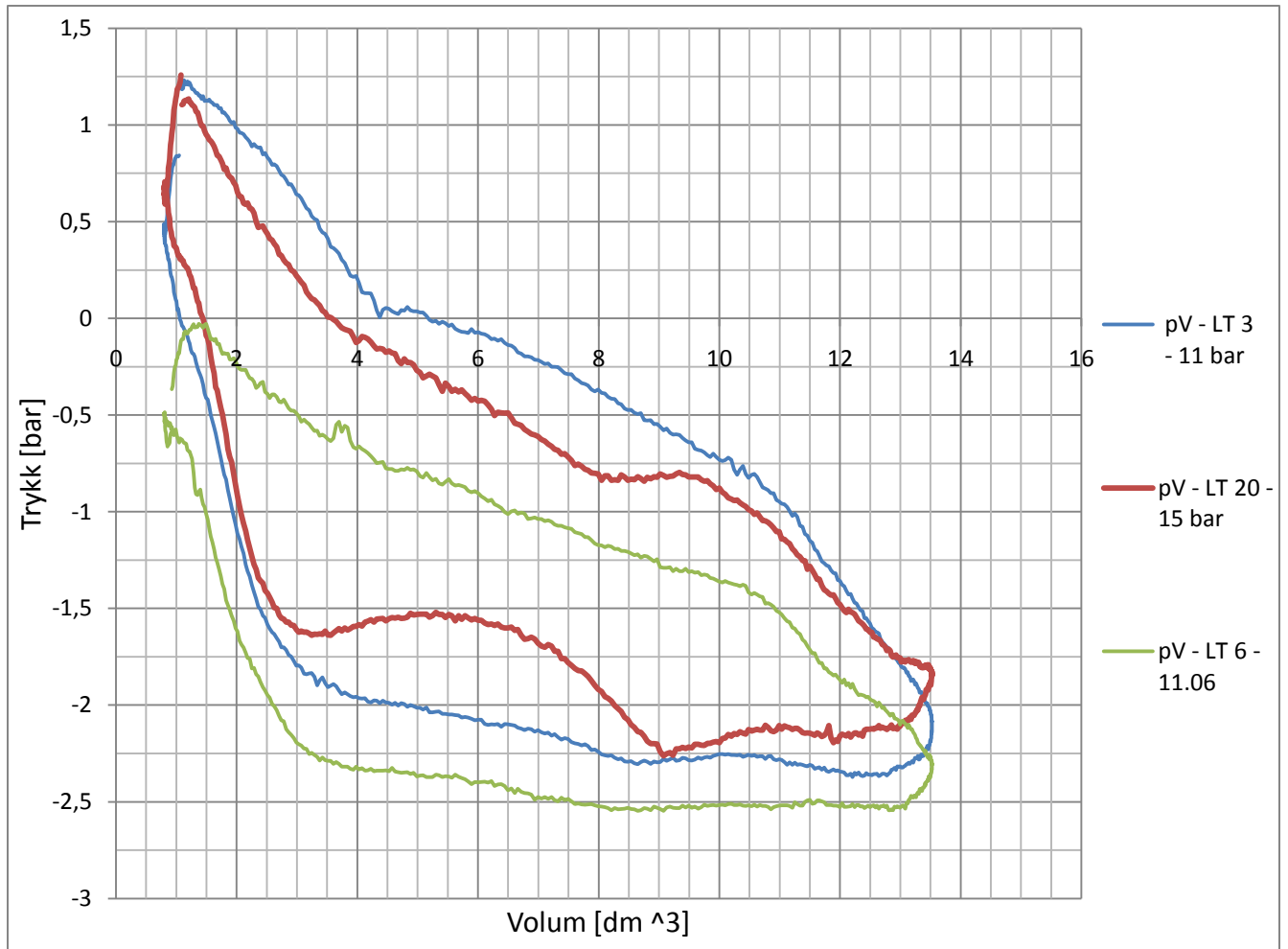
Fra Matlab		p max	4,607
P HT	15,0916	p eksp	1,239
P LT	9,9645	p komp	4,732
P ind	25,0561	delta p komp	-0,125
etta mek	1,077472	delta p eksp	3,368





**M Fellesgrafer fra forsøkene**





## N Oppgaveteksten

**NTNU**  
**Norges teknisk-naturvitenskapelige**  
**universitet**

**Fakultet for ingeniørvitenskap**  
**og teknologi**  
**Institutt for marin teknikk**



**MASTEROPPGAVE**  
**for**  
**Stud. techn. Pekka Einar Andersen Heinänen**  
**Våren 2010**

**MIKROKRAFTVERK FOR VARME- OG ELKRAFTPRODUKSJON**  
*Small scale bio-fuel heat and electric power production system*

Anvendelse av bio-brensel har fått ny aktualitet i forbindelse med miljø- og ressursproblematikken.

Hvor bio-brensel, slik som trevirke, fins tilgjengelig kan det utnyttes til å dekke lokalt behov for varme. Benyttes damp som energibærer kan det samtidig være mulig å produsere elektrisk kraft.

Denne oppgaven skal vurdere et små-skala bio-brensel kraft/varme produksjonssystem. Den overordnede problemstillingen er hvor mye elektrisk kraft som kan produseres under vekslende driftsforhold samtidig som varmebehovet dekkes. Eventuelt kan det være aktuelt å produsere maksimalt med elkraft uten hensyn til oppvarmingen.

Oppgaven skal ta utgangspunkt i en ny to-trinns dampmaskin som er utviklet spesielt for å brukes i et småskala kraft/varme produksjonssystem. Dampmaskinen er under montering i Maskinerilaboratoriet og vil bli tilgjengelig for studenten for å gjennomføre målinger med sikte på å kartlegge ytelsen under varierende driftsforhold. Det er også utviklet et dataprogram for simulering av arbeidsprosessen i dampmaskinen. Kandidaten skal gjennomføre målinger med sikte på sammenligning mellom simuleringsmodell og den fysiske maskinen.

Oppgaven gjennomføres ut fra følgende punkter:

1. Vurdere totalsystemet basert på samspillet mellom den nye dampmaskinen og to flisfyrte dampkjeler med ulik størrelse. To problemstillinger skal utredes:
  - Hvor mye elkraft som kan produseres ved et gitt varmebehov.
  - Hvor stor er maksimal elkraftproduksjon uten hensyn til varmebehovet.
2. Eksperimentell undersøkelse av den nye dampmaskinen med sikte på å fastlegge effekt og dampforbruk ved vekslende kjeltrykk og mottrykk, samt ved vekslende turtall.

3. Eksperimentell undersøkelse av dynamisk sylindetrykk i høgtrykks- og lavtrykks-sylinder.
4. Simulering av dampmaskinens ytelse ved de driftstilstander som er brukt under punkt 2 og 3 med sikte på kalibrering simuleringsmodellen, spesielt med hensyn på sleidestyringen.
5. I den utstrekning tiden tillater kan det gjennomføres en simuleringsstudie med sikte på eventuell forbedring av sleidestyringen under den mest aktuelle driftstilstand (ref. punkt 1).

Oppgaven gjennomføres i samarbeid med ”Fuelconsult” (må sjekke navnet!) hvor Geir Fiskaa er kontaktperson.

Oppgaveteksten innleveres som en del av MSc-rapporten.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av besvarelsen skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og diskuteres utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.

I henhold til Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet §20.3 kan den innleverte masteroppgaven med bilag benyttes fritt av NTNU til undervisnings- og forskningsformål.

Besvarelsen leveres i tre-3- eksemplarer hvorav ett-1- komplett eksemplar av originalbesvarelsen med original oppgavetekst og vedlegg, samt to-2- komplette kopier. Til instituttet innleveres også en komplett kopi av alt materiale på digital form på CD-ROM i Word-format eller annet relevant format.

Institutt for marin teknikk, 2010-02-23

---

Harald Valland

Faglig veileder