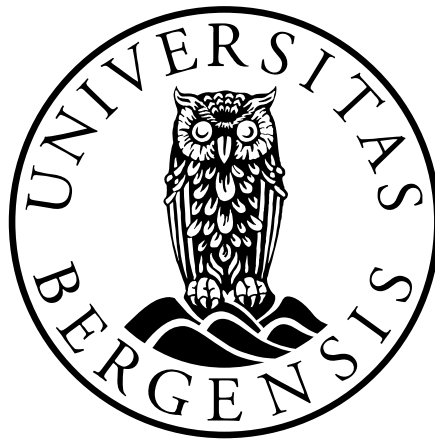


# **Implementering av indikeringssystem på dieselmotor og tester av diesellojler**

Masteroppgave i energi

Termiske Maskiner, drift og vedlikehold

**Kjetil Skaar**



**Universitetet i Bergen**

Det matematisk-naturvitenskapelige fakultet

1. juni 2016

<i>Rapportens tittel:</i> <b>Implementering av indikeringssystem og tester av diesellojler</b>	<i>Dato:</i> <b>1.6.2016</b>
	<i>Rapportnummer:</i> <b>1</b>
<i>Forfatter:</i> <b>Kjetil Skaar</b>	<i>Antall sider u/vedlegg:</i> <b>152</b>
	<i>Antall sider vedlegg:</i> <b>23</b>
<i>Studieretning:</i> <b>Master i Energi</b>	<i>Antall tegninger:</i> <b>2</b>
<i>Veileder ved studieretning:</i> <b>Lars Magne Nerheim og Peter Koch</b>	<i>Gradering:</i> <b>Ingen</b>
<i>Merknader:</i>	

<i>Oppdragsgiver:</i> <b>Høgskolen i Bergen</b>	<i>Oppdragsgivers referanse:</i>
<i>Oppdragsgivers kontaktpersoner:</i> <b>Lars Magne Nerheim og Peter Koch</b>	<i>Telefon:</i> <b>941 13 103</b>

<i>Sammendrag:</i> Rapporten viser implementering av indikeringssystem på en laboratoriemotor, samt oppbygging av et motorlaboratorium med en enkeltsylindret dieselmotor ved Høgskolen i Bergen. Videre er en studie av alternative brennstoffer utført på testmotoren. To metoder er brukt for testingen: fysisk testing på motoren og simuleringsforsøk i programvare «WaveBuild» fra Ricardo Ltd. Konklusjonen viser at fornybare brennstoffer av typen HVO, har god effekt på motordrift og utslipp i eksosgassen.	
<i>Høgskolen i Bergen</i> <i>Avdeling for ingeniør- og økonomifag</i> <i>Postadresse: Postboks 7030, 5020 Bergen</i> <i>Tlf: 55 58 75 00, Fax: 55 58 77 90</i>	<i>Besøksadresse: Inndalsveien 28, Bergen</i> <i>Epost: <a href="mailto:post@hib.no">post@hib.no</a></i> <i>Hjemmeside: <a href="http://www.hib.no">http://www.hib.no</a></i>

<i>Stikkord:</i>	<b>Indikering</b>	<b>Motor</b>	<b>Testing</b>	<b>Biodiesel</b>	<b>Simulering</b>	<b>HVO</b>	<b>Cetantall</b>
------------------	-------------------	--------------	----------------	------------------	-------------------	------------	------------------

# Forord

Denne rapporten er skrevet som besvarelse til masteroppgaven i masterprogrammet for energiteknologi ved Universitetet i Bergen (UiB). Programmet spesialiseres inn mot termiske maskiner; drift og vedlikehold. Denne spesialiseringen er et samarbeid mellom Det Geofysiske Institutt ved UiB og Institutt for maskin- og marinfag ved Høgskolen i Bergen (HiB). Arbeidet med masteroppgaven har foregått hovedsakelig ved HiB.

Arbeidet ble startet 1. januar 2016 og ble avsluttet 1. juni 2016. Forprosjektet til masteroppgaven ble skrevet høsten 2015 som en semesteroppgave om «Motorindikering». Temaet for oppgaven ble valgt for å øke forskningen og utviklingen av termiske maskiner, spesielt innen forbrenningstekniske forbedringer. For å komme flere steg fremover mot «det grønne skiftet» blir det nødvendig å få termiske maskiner over på fornybare drivstoff, samt redusere/rene avgassen fra disse. Ved HiB finnes det flere termiske maskiner, men få av dem er godt instrumentert og dermed lite egnet til forskning og utvikling. Denne rapporten viser at en diesel-laboratoriemotor er operativ og kan brukes til slike formål. Arbeidet med å få motoren operativ har vært tidskrevende og omfattende. Noe arbeid gjenstår, men de mest kritiske detaljene er på plass. Etter at motoren ble installert i motorlaboratoriet ved HiB Kronstad er dette første masteroppgave som beskriver hvordan motorlaboratoriet er satt opp og hvordan det kan brukes. Derfor har jeg valgt å skrive detaljert om systemene rundt motoren, samt alle tilpasninger og forbedringer som er gjennomført. For videre arbeid i fremtiden vil denne rapporten være svært nyttig for å få oversikt over hvordan systemet er satt opp. Laboratoriemotoren ble også brukt til å teste forskjellene i fire typer brennoljer til dieselmotorer. For lesere som hovedsakelig er interessert i forsøkene knyttet til alternative drivstoff, anbefales det å begynne å lese fra kapittel 5.

Mange personer må takkes for deres hjelp under arbeidet med oppgaven. Spesielt laboratorieingeniørene, Harald Moen, Ørjan Høyvik og Trond Aas, ved HiB. De har bidratt stort med å få laboratoriemotoren klar til testing og alle målesystemer rundt det til å fungere. Takk til Jarle Diesen som bidro til å få gjennomført en forbrenningstest av brennoljene. Takk til Lars Ekroll ved institutt for elektro og automasjon for hjelp med å sette opp generator og bremsestyring. Takk til Svein Gåsvær og Bjørn O. Bruvik ved teknologi og utviklingsavdelingen til Rolls-Royce Power Systems, Bergen Engines som har hjulpet til, veiledet og lånt ut utstyr til å få gjennomført tester og bygd opp laboratoriemotoren ved HiB. Takk til Joshua Dalby og Ricardo Ltd for hjelp med simuleringsmodellen i «WaveBuild». Takk

til Britt Steine fra Statoil Mongstad som bidro med å skaffe lav-cetan gassolje til testing. Takk til Ragnar Landet fra Bostek AS som bidro med å skaffe 2G Marine fra ECO-1 til testing. Spesiell takk til veiledere Lars Magne Nerheim og Peter Koch fra Institutt for maskin- og marinfag ved HiB for god oppfølging og rettledning underveis i arbeidet.

Bergen 01.06.2016

A handwritten signature in blue ink that reads "Kjetil Skaar". The signature is written in a cursive style and is positioned above a horizontal line.

Kjetil Skaar

## **Abstract**

This report shows the implementation of indication systems and the setup of the lab for a single cylinder diesel engine located at Bergen University College. Further on a study of alternative fuels was carried out, basing the study upon the laboratory engine. Two methods were used to test the different fuels. Tests of different fuels on the engine were carried out. The new indication system was used to determine the thermodynamic differences regarding to change in fuel properties. Also a system for monitoring exhaust gases and emissions were used during the tests. Simulations using software was carried out to check the fuel properties and their differences. Both engine parameters and fuel properties were changed to simulate the tests on the laboratory engine.

## **Sammendrag**

Rapporten viser implementering av et indikeringsystem på en laboratoriemotor, samt oppbygging av et motorlaboratorium med en enkeltsylindret dieselmotor ved HiB. Videre ble et forskningsprosjekt av alternative brennstoffer utført på testmotoren. To metoder ble brukt til testingen: fysisk testing på motoren og simuleringsforsøk i programvare på PC. Fysiske tester på motoren, hvor det nye indikeringsystemet ble brukt, for å finne termodynamiske forskjeller i forbrenningen som følge av forskjeller i brennstoffens egenskaper. I tillegg ble det brukt avgassmåleutstyr for å se på utslippsforskjeller under testene. Simuleringsforsøk ble gjort med programvare på PC for å sjekke om brennstoffenes egenskaper påvirket motorens egenskaper. Resultatene ble sammenlignet opp mot måleresultatene fra testmotoren.

# Innholdsfortegnelse

Forord .....	II
Abstract .....	IV
Sammendrag.....	IV
1 Introduksjon .....	1
1.1 Bakgrunn .....	1
1.2 Avgrensing og problemstilling .....	1
1.3 Begrensninger i omfang.....	2
1.4 Metode .....	2
1.5 Struktur på oppgaven.....	3
2 Dieselmotorteori .....	5
2.1 Dieselmotorens prinsipp .....	5
2.2 Historisk utvikling av dieselmotorer .....	7
2.3 Diffusjonsforbrenning .....	9
2.4 Ytelsesparametre .....	9
2.4.1 Bremsmoment og motoreffekt.....	9
2.4.2 Brennstofforbruk .....	10
2.4.3 Sylindertrykkforløp .....	11
2.4.4 Maksimalt forbrenningstrykk .....	12
2.4.5 Middeltrykk.....	13
2.4.6 Forbrenningsstabilitet.....	15
2.4.7 Termodynamisk analyse og energiomsetning .....	15
2.4.8 Tenningsforsinkelse og cetantall for brennstoff.....	20
2.4.9 Luftforbruk .....	22
2.5 Avgassutslipp.....	23
2.5.1 Dieseldilemmaet.....	24
2.5.2 NO <sub>x</sub> - Nitrogenoksider .....	25

2.5.3	Sot og partikler .....	26
2.5.4	UHC og CO .....	28
2.5.5	Marine utslippskrav .....	28
3	Motorlaboratorium ved HiB .....	31
3.1	Dieselmotoren.....	31
3.2	Lufttilførsel.....	32
3.3	Eksossystemet.....	33
3.4	Brennstofftilførsel.....	33
3.4.1	Modifiseringsmuligheter .....	39
3.4.2	Regulator .....	40
3.5	Belastningssystem .....	43
3.6	Måleutstyr.....	46
3.6.1	Lastceller .....	47
3.6.2	Temperaturmåling .....	49
3.6.3	Turteller.....	52
3.6.4	Sotmåler .....	52
3.6.5	Avgassmåler .....	56
3.6.6	Trykkmåling .....	58
3.7	AVL indikeringssystem FlexIFEM INDI.....	61
3.7.1	Vinkelgeber og pulsoverfører .....	61
3.7.2	Forsterker og forbrenningsmålesystem .....	62
3.7.3	Programvare fra AVL.....	63
3.7.4	Bestemmelse av ØD .....	65
4	Simuleringsmodell .....	67
4.1	Bakgrunn .....	67
4.2	Modell.....	68
4.2.1	Geometri.....	70

4.2.2	Forbrenningsmodell .....	71
4.2.3	Friksjon.....	72
4.2.4	Varmeoverføring .....	73
4.2.5	Regulering og innsprøyting.....	74
5	Brennoljer og forsøk .....	77
5.1	Autodiesel.....	78
5.2	Biodiesel fra HiB .....	78
5.3	«Fornybar» dieseloilje - HVO .....	78
5.3.1	HVO100 fra Statoil .....	79
5.3.2	2G Marine fra ECO-1.....	80
5.4	Lav-cetan gassolje .....	81
5.5	Forsøk i simuleringsmodell .....	81
6	Resultater .....	85
6.1	Forbrenningstest av dieseloiljer.....	85
6.2	Biodieselforsøk under laboratorieøving .....	86
6.3	Måleresultater laboratoriemotor .....	87
6.3.1	Sylindertrykk.....	90
6.3.2	Energiomsetning.....	94
6.3.3	Forbruk .....	102
6.3.4	Utslipp .....	103
6.3.5	Luftoverskudd .....	106
6.4	Simuleringsresultater fra «WaveBuild» .....	108
6.4.1	Sylindertrykk.....	108
6.4.2	Energiomsetning.....	111
6.4.3	Forbruk .....	113
6.4.4	Utslipp .....	115
6.4.5	Luftoverskudd .....	116



7	Diskusjon .....	117
7.1	Biodieselforsøk under laboratorieøving .....	117
7.2	Autodieselforsøk.....	118
7.3	Sammenligning av drivstoff .....	118
7.3.1	Brennverdi.....	120
7.3.2	Energiomsetning.....	121
7.3.3	Forbruk.....	122
7.3.4	Utslipp.....	122
7.4	Sammenligning med modell.....	124
7.4.1	Energiomsetning.....	124
7.4.2	Utslipp.....	127
7.4.3	Forbruk.....	128
7.5	Testmotoren.....	128
8	Oppsummering.....	131
8.1	Konklusjon.....	131
8.2	Anbefalinger for videre arbeid med motorlaboratoriet.....	132
8.2.1	Dreiemomentmåling.....	132
8.2.2	Værstasjon.....	132
8.2.3	Styring fra PC på operatørrom .....	132
8.2.4	Maskinrom .....	133
8.2.5	Innsprøytningsstrykkmåling .....	133
8.2.6	Kalibrering av trykkgivere .....	133
8.2.7	Nåleløft i innsprøytningsdysen.....	133
8.2.8	Etterbehandlingsprogram .....	133
8.2.9	Regulator for kjølevannskrets .....	134
8.2.10	Veksling mellom ulike drivstoff .....	134
8.2.11	Luftmengdemåling .....	134

8.3	Videre utvikling av simuleringsmodell .....	134
9	Referanser .....	135
10	Lister.....	141
10.1	Figurer .....	141
10.2	Bilder .....	143
10.3	Tabeller.....	145
10.4	Formel.....	146
10.5	Forkortelsesliste.....	147
11	Vedlegg .....	i
11.1	Reflektometer i sotmåler – AVL 415 .....	i
11.2	Tegninger av adapter til innsprøytningsstrykk.....	ii
11.3	Værdata.....	iii
11.4	«Oldengine» nettside om Petter Diesel PH1-motorer .....	v
11.5	Tegning av dyse.....	vii
11.6	Tegning av pumpe .....	viii
11.7	Datablad HVO100 .....	x
11.8	2G Marine.....	xi
11.9	Landbaserte utslippskrav .....	xiii
11.9.1	WHSC .....	xv
11.9.2	WHTC .....	xvi
11.10	Nomenklatur fra motorlaboratorium.....	xvii
11.11	AVL 415 kommunikasjonskomponent .....	xix
11.12	Lodding av innsprøytningsstrykkadater .....	xx
11.13	Forbrenningstest av diesellojer – bilder .....	xxi
11.14	Måling av innsprøytningsstart.....	xxii
11.15	Eksossystem.....	xxiv

# 1 Introduksjon

Energi er en av grunnpilarene i samfunnet i dag. Det er en veldig viktig parameter for vekst og utvikling. Termisk energi har vært utnyttet i veldig mange år, men det er først i de siste tiårene hvor mennesket har klart å utnytte de mer energiintense brennstoffene som olje, gass og kull. I energiproduksjon er det i fremtiden nødvendig å redusere mengden fossile brennstoffer, samt redusere mengden utslipp av skadelige gasser. For termiske maskiner betyr det at forskningen og utviklingen vil kreve mer avansert kontroll, måling og kunnskap. I nær fremtid er det vanskelig å se for seg at verdens energiproduksjon skal skje uten fossile brennstoffer, men på lang sikt behøver all energiproduksjon å være fornybar. I svært mange tilfeller finnes det ingen alternativer til brennstoffer som kan måle seg med f.eks. brennoljer. Energitettheten gjør brennoljer til den foretrukne energikilden i transportformål. Skip, fly og tungtransport vil ha bruk for termiske maskiner i svært mange år til. Det krever at denne teknologien kan gjøres fornybar. Det er også nødvendig å redusere utslippene av skadelige gasser der hvor maskinene kjører nært tettbygde strøk. Forskning og utvikling av termiske maskiner er nødvendig og viktig, for å dekke fremtidens energikrav.

## 1.1 Bakgrunn

I utvikling av motorer har det i den siste tiden blitt fokusert mye på utslipp og klimapåvirkninger. Den «grønne bølgen» blir mye diskutert, og i alle nye prosjekter må det tas hensyn til miljøet. Det er store politiske insentiver på å klare å få til nullutslipp i Norge. Batteri som energilagring fra hydroelektrisk strømproduksjon er en fornuftig, men dyr løsning mange steder i Norge. Det finnes mange situasjoner som krever mer energi enn man klarer å lagre i batterier. Hydrogen og brenselceller kan løse noen av disse utfordringene, men foreløpig finnes det ikke storskala anlegg i drift. I tillegg er dette en svært kostbar og teknisk utfordrende metode for energilagring. Da verden fortsatt vil være avhengig av termiske maskiner i mange år fremover, ligger utfordringen i å gjøre denne energiproduksjonen fornybar og miljøvennlig. I den anledning vil det i tiden fremover forskes mye på nye løsninger, brennstoff og avgassrensing ved HiB. For å få det til trengs det laboratoriemotorer som er i måleteknisk stand til å gi gode resultater under testing og forskning.

## 1.2 Avgrensing og problemstilling

HiB har ønsket seg et godt laboratorium for dieselmotortesting som kunne benyttes til undervisningsformål. Etter flytting til nytt bygg i 2014 ble laboratoriemotoren installert i

kjelleren i et eget maskinrom, med adskilt operatørrom. Dette krevde at motoren skulle kunne overvåkes nøyaktig, samtidig som den skulle kunne kontrolleres på avstand. Det var også ønskelig å kunne måle forbrenningstrykk og vinkel på veivakselen. Utenom undervisning var det ønskelig å kunne bruke motoren til forskning på alternative drivstoff, avgassrensing og andre ting. Da ville det være viktig med et indikeringssystem som målte nøyaktige sylindetrykk, samtidig må brennstoffmålingene være nøyaktige. Denne oppgaven begynte derfor med å sette opp laboratoriemotoren med alt måleteknisk utstyr som krevdes for å kunne gjøre avansert motorforskning. Styresystem, instrumentering, indikering, regulering, maskinromstilpasning og kommunikasjon med styrepult var hovedutfordringene. Videre var det ønskelig å begynne med å se om laboratoriemotoren var god nok til å forske på alternative drivstoff. Det ble skaffet fire forskjellige typer brennstoff, hvorav to var såkalte fornybare brennoljer. Masteroppgavens forsøk gikk ut på å teste om disse brennoljene var bedre for motordrift og gav lavere utslipp av eksosgasser og partikler.

### **1.3 Begrensninger i omfang**

Dette er en masteroppgave på 30 studiepoeng under mastergraden i energi ved UiB og HiB. Arbeidet ble startet 1. januar 2016 og ble avsluttet 1. juni 2016. Undertegnede hadde tidligere skrevet én semesteroppgave om indikeringsteknologi på motorer, som masteroppgaven ble bygget på. Tidsbegrensningen til oppgaven gjorde at enkelte utfordringer ble for tidsomfattende til å bli løst i løpet av den avsatte tiden.

### **1.4 Metode**

Hensikten med laboratoriemotoren og hvilke bruksbehov som eksisterte ble diskutert med ansatte ved HiB og laboratorieingeniører som hadde sine ønsker om bruken av motoren. Videre har undertegnede besøkt motorlaboratoriene til Rolls-Royce Bergen Engines på Hordvikneset, Ricardo i Shoreham og Novia Yrkeshøgskole i Vaasa for å få inspirasjon til hvordan et slikt oppsett burde gjennomføres på best mulig måte.

Det ble foretatt et stort litteratursøk for å finne informasjon om måletekniske utfordringer og målemetoder. Målemetodene er nevnt og beskrevet i rapporten, samt hvilke tiltak som ble gjort for å få til korrekte og repeterbare målinger.

Det ble satt opp visse punkter som det var ønskelig å få gjennomført på laboratoriemotoren:

## KAPITTEL 1: INTRODUKSJON

- Indikerinssystem med svært nøyaktig måling av sylindetrykk, innsprøytningsstrykk og veivinkel, med kontinuerlig overvåkning på PC i eget operatørrom. Mulighet for logging av resultater, samt lagring og analyse i etterkant.
- Styresystem fra PC i eget operatørrom som kan regulere belastning og turtall digitalt.
- Måling av belastning, altså dreiemoment.
- Måling av temperaturer.
  - o Eksos, innsug, maskinrom, kjølevann inn og ut fra motor, samt kjølevannet til varmeveksleren.
- Måling av brennstofforbruk.
- Måling av partikler i eksosgassen.
- Måling av utslipp i eksosgassen.
- Visning av målinger kontinuerlig på PC i operatørrom samt gi mulighet til å logge, lagre og analysere i etterkant.

Etterpå ble bruksegenskapene til laboratoriemotoren bli testet. Det ble gjort ved å sammenligne måledata med simuleringsforsøk for å sikre at det ikke var store målefeil på noe av utstyret. Deretter ble det kjørt tester med fire forskjellige brennoljer for å se på relative forskjeller i disse. De fire brennoljene var vanlig autodiesel, lav-cetan gassolje, HVO100 fornybar diesel fra Statoil og 2G Marine fra ECO-1. Metoden for testforsøkene er beskrevet i kapittel 5.

### 1.5 Struktur på oppgaven

Opgaven er delt inn i fire hoveddeler, med flere kapitler. En teoretisk introduksjon, en fremstilling av laboratorieoppsettet, en forklaring av testene og en resultatfremstilling med diskusjon og konklusjon. En introduserende teoridel i kapittel 2, beskriver motorparametrene det er nødvendig å ha kjennskap til. Spesielt for å kunne forstå måleteknisk hvordan og hvorfor de forskjellige parametrene måles. I tillegg forklares utslipp i eksosen og krav som stilles til motorer i dag. Videre beskrives oppbyggingen av laboratoriet ved HiB i kapittel 3, selve motoren og alle systemene rundt. Hva som er blitt gjort i oppgaven og hvilke utfordringer som oppsto underveis er også beskrevet. Begrunnelser for valg som ble gjort med hensyn til hva som er tatt med og ikke i masteroppgaven, blir også forklart. Måletekniske utfordringer, nye oppsett og begrensninger er også beskrevet. I kapittel 4, beskrives simuleringsmodellen og hvordan den er bygget opp. Hvilke begrensninger den har, og hvordan den er validert for å få korrekte resultater. I kapittel 5 beskrives testmetodene og forsøkene som ble gjort på laboratoriemotoren, samt simuleringsforsøkene som ble gjort i

## *KAPITTEL 1: INTRODUKSJON*

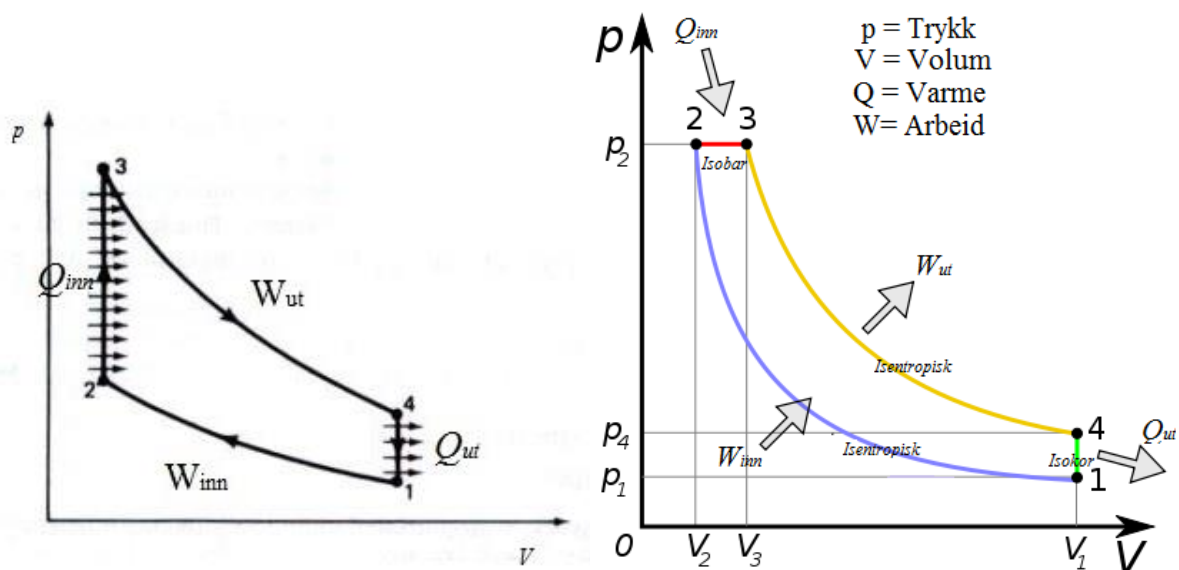
modellen. Resultatene fremstilles i kapittel 6 og diskuteres i kapittel 7. En oppsummering med konklusjon, anbefalinger til videre arbeid og avslutning på rapporten er i kapittel 8. De siste kapitlene er referanser og vedlegg.

## 2 Dieselmotorteori

Kapittelet beskriver grunnleggende teori som forklarer dieselmotoren og som er nødvendig å kjenne til for å forstå masteroppgavens forsøk og resultater. Dieselmotoren er en resiprokerende stempelmotor, karakterisert ved stempler som beveger seg opp og ned i en sylinder, og overfører kraft gjennom en veivstake og en veivaksel ut på drivakslingen. Dieselmotoren drives av brennstoff som blant annet dieselolje, gassolje, tungolje eller biolje. Den kjennetegnes av at brennstoffet antennes på grunn av kompresjonen som oppstår inni motoren når stempelet går mot sitt øvre dødpunkt, derfor kaller vi ofte dieselmotoren for en CI<sup>i</sup>-motor.

### 2.1 Dieselmotorens prinsipp

En resiprokerende stempelmotor vil arbeide etter en teoretisk syklus basert på Otto-prinsippet eller Diesel-prinsippet. Det som skiller dieselmotoren fra ottomotoren er at arbeidet på stempelet som følger av forbrenningen skjer ved konstant trykk, vist til høyre i figur 1.

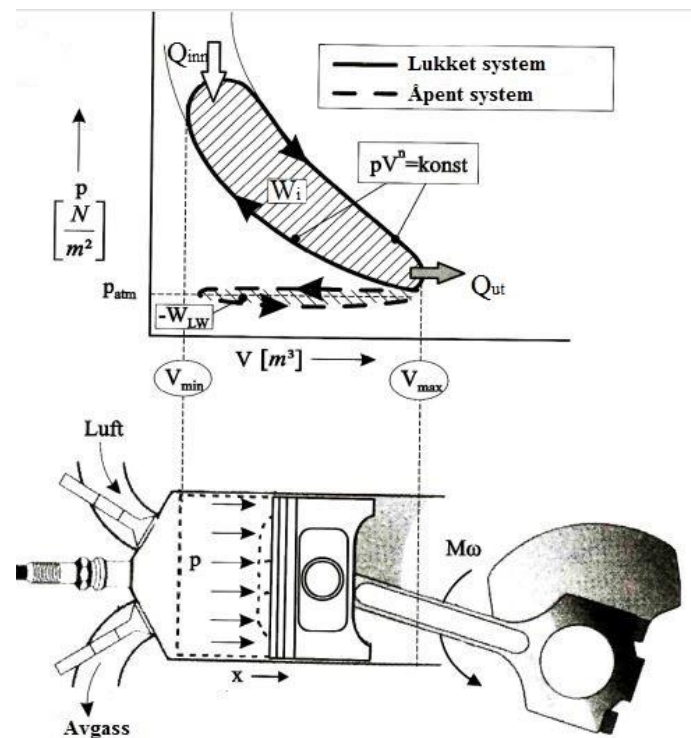


Figur 1: Trykk over volum-diagram Otto-prinsipp [1] og Diesel-prinsipp [2]

<sup>i</sup> CI – Compression Ignition

I figur 1 er  $Q_{inn}$  den tilførte varmen, mens  $Q_{ut}$  er varmen som forsvinner ut i eksosgassen. Arbeidet som gjøres av stempelet når den komprimerer luften er  $W_{inn}$ , mens arbeides som gjøres på stempelet av trykket på grunn av forbrenningen er  $W_{ut}$ .

I realiteten vil ikke en stempelmotor gjennomføre syklusen slik den er tenkt teoretisk, men ligner mer på en kombinert syklus.



Figur 2: Reell syklus [1]

I all hovedsak er det fire sekvenser i en firetaktsmotor. Hvor disse begynner og slutter er avhengig av flere ting, men som regel er det litt overlapp fra en sekvens til den neste. Den første takten er innsugstakten, hvor stempelet beveger seg ned fra ØD<sup>ii</sup> til ND<sup>iii</sup>. Frisk luft trekkes inn når innsugsventilen åpner (rundt 10 til 20 grader før ØD), til den stenger (rundt 20 til 60 grader etter ND). Den andre takten er kompresjonstakten, hvor stempelet beveger seg fra ND til ØD mens begge ventilene er lukket. Den friske luften som er i sylindere blir komprimert til en fraksjon av initialvolumet. Like før ØD startes innsprøytingen av brennoljen. Den tredje takten er forbrenningstakten, hvor brennoljen som sprøytes inn i sylindere blander seg med

<sup>ii</sup> ØD – Øvre dødpunkt, når stempelet står i topp.

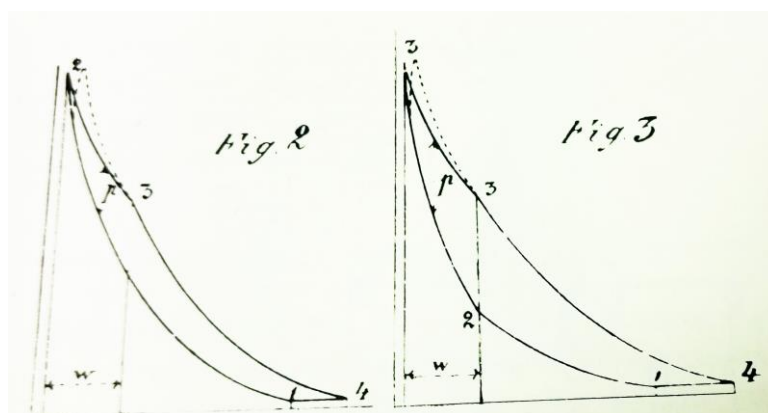
<sup>iii</sup> ND – Nedre dødpunkt, når stempelet står i bunn.



luften og brenner opp. Dette gir en voldsom temperaturøkning i sylindren, og forbrenningsstrykket påvirkes av det. Samtidig beveger stempelet seg nedover fra ØD til ND igjen, slik at ekspansjonen sammen med temperaturøkningen gjør at trykkøkningen ikke er spesielt stor. Ideelt sett skal den være tilnærmet konstant, for en dieselmotor. Den fjerde og siste takten er eksostakten. Stempelet som beveger seg opp fra ND til ØD blåser forbrenningsproduktene ut gjennom eksosventilen. Eksosventilen åpner rundt ND og holder seg åpen til like etter ØD. Eksosventilen er åpen i ØD samtidig som innsugsventilen åpner for at det skal blåse litt frisk luft gjennom sylindren. Gjennomblåsing av luft kalles spyleluft og er med på å kjøle ned og ta med seg de siste eksosproduktene som er igjen i sylindren. Figur 2 viser arbeidsdiagrammet for en motor, hvor det «indikerte arbeidet»,  $W_i$ , er det arbeidet som diagramflaten representerer. Dette er arbeidet som påføres stempelet og driver akselen.

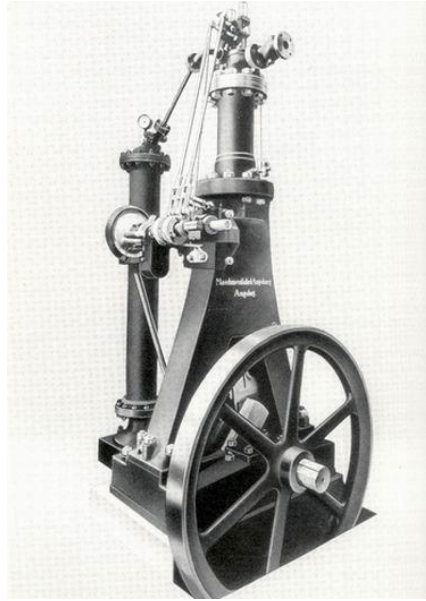
### 2.2 Historisk utvikling av dieselmotorer

Dieselmotoren ble utviklet på slutten av 1800-tallet. Rudolf Diesel prosjekterte en teoretisk motor hvor kompresjonsforholdet var høyt nok til at brennstoffet selvantente på grunn av de høye temperaturene som oppstod.



Bilde 1: Diesels patent nr. 67,207 fra 28. feb. 1892 [3]

Rudolf Diesel forestilte for seg hvordan syklusen skulle foregå inni motoren lenge før den første prototypen ble bygget. Den største utfordringen var å få sprøytet inn brennstoffet i sylindren ved ønsket tid. I patentet til Diesel var det tegnet en nåledyse, men trykket fra matepumpen var ikke tilstrekkelig for å sprøyte inn brennstoffet i sylindren. Rudolf Diesel innså at direkte innsprøytning av brennstoffet var umulig med datidens teknologi og han gav dermed opp prosjektet. Den første prototypen bygget med luftinnsprøytning av brennstoffet.



Bilde 2: Rudolf Diesels første prototypemotor ved MAN [4]

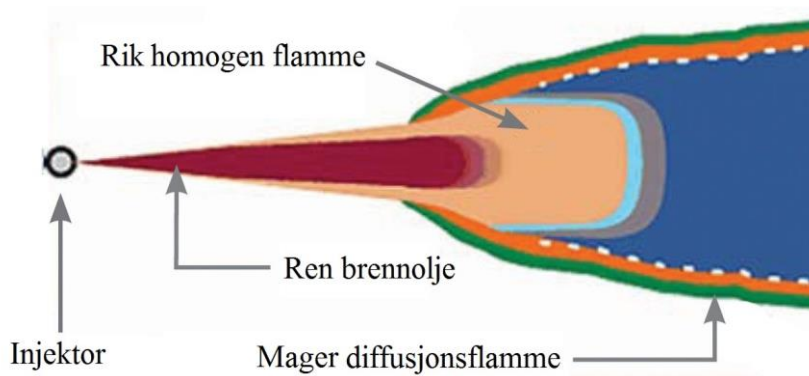
MAN<sup>iv</sup> fabrikken hjalp Diesel å konstruere prototypen, men de fikk den aldri til å gå uavhengig av annen drahjelp. Utviklingen fortsatte ved fabrikken, selv om Diesel ikke tok del i den videre utvikling. Ingeniørene ved MAN skal ha æren for å ha bygget den første brukbare dieselmotoren. Det var først i tiden rundt første verdenskrig at mekaniske pumper kom på markedet. Det var mekaniske høytrykkspumper som gjorde det mulig å injisere tykke brennoljer inn og utnytte disse bedre enn ottomotoren utnyttet sin bensin. Virkningsgraden til dieselmotoren ble overlegen ottomotoren, samtidig som brennoljen var svært mye billigere i innkjøp [5]. Etter hvert som utvikling og ny teknologi kom på banen, har forskning dreiet seg mye om innsprøytningsteknologi og innsprøytningforløpet. Det har stor påvirkning på sotproduksjon, støy og NO<sub>x</sub>, samt brennstofforbruk og motorbelastning. Dagens motorer har fortsatt et forsprang til ottomotorene med tanke på virkningsgrad I tillegg er dieselmotorer allsidige i form av brennoljene som kan brukes. I dag går mye av motorforskningen på å øke virkningsgraden enda mer, redusere utslippene og utnytte spillvarmen til andre formål.

---

<sup>iv</sup> MAN - Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg

## 2.3 Diffusjonsforbrenning

Ottomotoren brenner en ferdig, homogent blandet gass og luft, mens en dieselmotor brenner rundt den injiserte strålen, såkalt diffusjonsforbrenning. Flammen i dieselmotoren oppstår på overgangen mellom brennoljen og luften. Eksosproduktene diffunderer gjennom luften, mens luften diffunderer gjennom produktene.



Bilde 3: Diffusjonsflamme [6]

Blandingsforholdet i hver enkelt del av flammen er derfor sterkt varierende og u-kontrollert. Dette har stor innvirkning på sotproduksjon og forsøkene gjennomført til denne rapporten vil utdype dette.

## 2.4 Ytelsesparametre

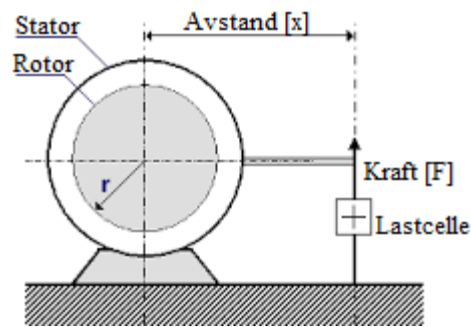
### 2.4.1 Bremsmoment og motoreffekt

Et moment er definert som kraft ganger arm. Dette gjelder også for en stempelmotor.

$$M_b = F \cdot x \quad (1)$$

Formel 1: Moment generelt

For å måle bremsmomentet monteres det en arm ut fra bremsen/generatoren. Når bremsen/generatoren er elastisk opplagret vil all kraft dras gjennom armen og ved å bruke en lastcelle kan bremsmomentet beregnes.



Figur 3: Bremsemomentmåling med lastcelle [7]

Effekten til motoren beregnes etter enten dreiemomentet og vinkelhastigheten, eller etter arbeidet som utføres per tidsenhet.

$$P = M_b \cdot \omega \quad (2)$$

Formel 2: Effekt til roterende maskineri

$$P = \frac{W}{t} \quad (3)$$

Formel 3: Effekt generelt

Vinkelhastigheten er gitt etter turtallet,  $n$ , til motoren.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4)$$

Formel 4: Vinkelhastighet

## 2.4.2 Brennstofforbruk

Forbruket til en motor lar seg best måle i volum per tidsenhet. Det er derfor viktig å kjenne til tettheten til brennstoffet, slik at forbruket kan regnes om til massebasis,  $\dot{m}_b$ , oppgitt i gram per sekund. Brennstofforbruket,  $bsfc^v$ , oppgis som regel i gram per kilowatttime.

$$bsfc = \dot{m}_b \cdot P_e \quad (5)$$

Formel 5: Brennstofforbruk

Varmemengden som tilføres til motoren kommer med brennstoffet, som kjemisk energi. Denne energien omsettes til varme under forbrenningen. Energimengden i brennstoffet defineres som brennstoffets brennverdi,  $H_n$ . I praksis brukes som regel kun den nedre brennverdien, da den i

---

<sup>v</sup> bsfc – brake specific fuel consumption

motsetning til den øvre brennverdien,  $H_o$ , ikke tar høyde for vanndampen som oppstår under forbrenningen. Denne vanndampen kondenserer tilbake til flytende og avgir dermed kondensasjonsvarme som regnes med. Brennverdien oppgis som regel på massebasis, ofte joule per gram [8]. Ved å multiplisere brennverdien med forbruket, er det mulig å beregne den tilførte energimengden.

$$Q_{\text{tilført}} = \dot{m}_b \cdot H_n \quad (6)$$

**Formel 6: Tilført energimengde**

Den termiske virkningsgraden til motoren lar seg dermed beregne, ofte kalles den for effektiv termisk virkningsgrad når den bestemmes av avgitt effekt og tilført energimengde.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_b \cdot H_n} \quad (7)$$

**Formel 7: Effektiv termisk virkningsgrad**

«Indikert termisk virkningsgrad» er definert ut i fra det «indikerte arbeidet» som sylindetrykket utfører. Det «indikerte arbeidet» måles ved en sylindetrykksindikator og beregnes til å være arealet inni p-V diagrammet, se figur 2.

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{tilført}}} \quad (8)$$

**Formel 8: Indikert termisk virkningsgrad**

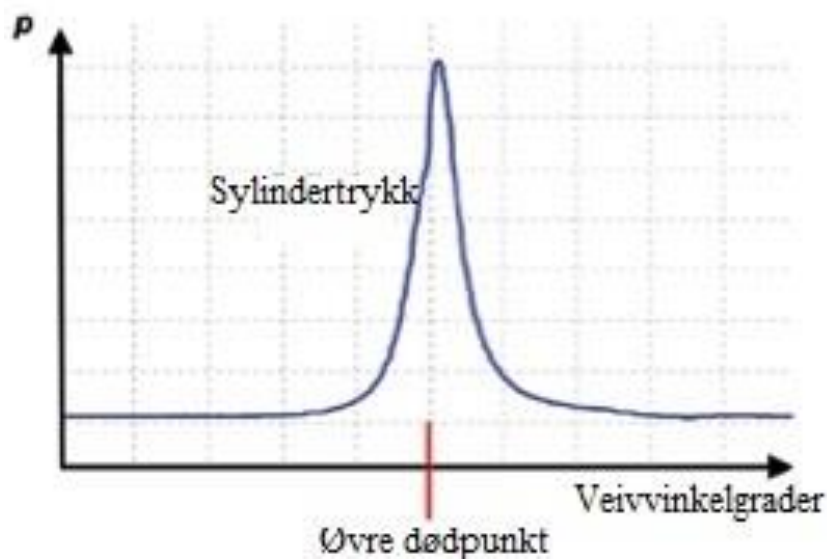
Motorens mekaniske virkningsgrad blir dermed forholdet mellom den effektive og den indikerte virkningsgraden.

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (9)$$

**Formel 9: Mekanisk virkningsgrad**

### 2.4.3 Sylindetrykkforløp

Trykket som oppstår inne i sylinderen kommer av energiomsetningen fra forbrenningen. Dermed vil trykket variere som funksjon av stempelets posisjon og temperatur i sylinderen, samt hvordan energien tilføres til sylinderen. Det illustreres som regel grafisk som trykk over volumet i forbrenningsrommet, som vist i figur 1, eller trykk over vinkel på veivakselen for en gitt sylinder, som vist i figur 4.



Figur 4: Sylindertrykk over veivvinkel [9]

En slik sylindertrykkskurve forteller mye om godheten til en syklus. Blant annet hvor godt luften komprimeres, hvor mye brennstoff som tilføres, når forbrenningen starter og når det maksimale trykket oppstår. Sylindertrykkskurvene kan deretter brukes til å beregne andre svært nyttige verdier. Dette gjelder spesielt energiomsetning ( $ROHR^{vi}$ ) som beregnes ut fra sylindertrykket og dette betegnes ofte som en «termodynamisk analyse» av syklusen, se kapittel 2.4.7.

#### 2.4.4 Maksimalt forbrenningstrykk

Det maksimale forbrenningstrykket som oppstår i sylindren kalles for «makstrykket». Det betegnes som  $p_{maks}$  og gir en indikasjon på hvor hardt en sylinder er belastet på en gitt motor. Forutsetningen for å sammenligne «makstrykk» er at turtall og last er identisk, samt at innsprøytningsparametre og brennstoff er lik. Små justeringer vil gi utslag på det maksimale sylindertrykket, og dermed er det viktig å holde orden på alle parametre for å kunne sammenligne dette. På store motorer er det ofte lett å måle «makstrykket» i hver sylinder, dermed går det også an å finne ut om enkelte sylindre yter mer enn gjennomsnittet.

---

<sup>vi</sup> ROHR – Rate of Heat Release

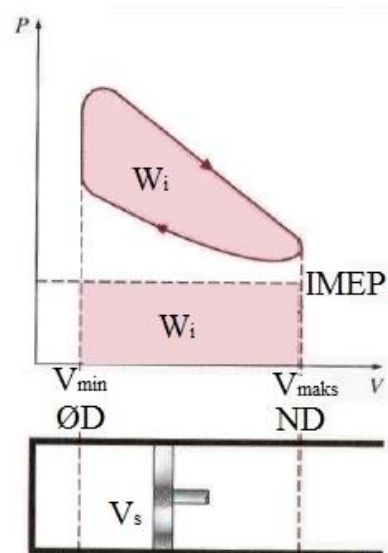
«Makstrykket», sammen med eksostemperaturene, er de parametrene som brukes når en motor skal justeres slik at alle sylindrene yter jevnt.

### 2.4.5 Middeltrykk

Arealet inni et p-V diagram for en motor, er et mål for arbeidet som utføres av gassen på stampelet. Det «indikerte middeltrykket»,  $IMEP^{vii}$ , er et *tenkt* gjennomsnittstrykk i sylindren. Det trykket som man tenker seg vil gi samme indikert arbeid som det virkelige trykkforløpet, uavhengig av stempelbevegelse, illustrert i figur 5 [10]. Middeltrykket blir da uavhengig av størrelse og antall sylindre på motoren og turtall. Det gir en god indikasjon på hvor intenst slagvolumet utnyttes til utvikling av arbeid. Som regel oppgis middeltrykket i bar.

$$IMEP = \frac{\text{indikert arbeid ut [Nm] per mekaniske syklus}}{\text{slagvolum [m}^3\text{]}} \quad (10)$$

Formel 10: Indikert middeltrykk



Figur 5: Indikert arbeid og indikert middeltrykk [10]

---

<sup>vii</sup> IMEP – Indicated Mean Effective Pressure

Det «indikerte arbeidet»,  $W_i$ , er vist på figur 5, som arealet inni diagrammet. Forholdet mellom  $W_i$  og IMEP er gitt ved slagvolumet.

$$W_i = \text{IMEP} \cdot (V_{\text{maks}} - V_{\text{min}}) \quad (11)$$

**Formel 11: Indikert arbeid og indikert middeltrykk**

Det «bremsede middeltrykket»,  $\text{BMEP}^{\text{viii}}$ , er beregnet ut fra motorens bremsede dreiemoment. BMEP blir dermed et måltall på det «effektive arbeidet» som motoren gir fra seg ut på akselen. Altså hvor intenst slagvolumet utnyttes til å gi effektivt arbeid. Derfor kalles det ofte bare for det «effektive middeltrykket».

$$\text{BMEP} = \frac{\text{bremset arbeid ut [Nm] per mekaniske syklus}}{\text{slagvolum [m}^3\text{]}} \quad (12)$$

**Formel 12: Effektivt middeltrykk**

I motormiljøer er det vanlig å bruke kjente betegnelser for effekt, trykk og turtall. Da blir BMEP beregnet for en 4-taktsmotor etter følgende formel:

$$\text{BMEP [bar]} = \frac{P_e[\text{kW}] \cdot 1200}{V_s[\text{dm}^3] \cdot n[\text{O}/\text{min}]} \quad (13)$$

**Formel 13: Beregning av effektivt middeltrykk**

Differansen mellom det indikerte middeltrykket og det effektive middeltrykket er definert som friksjonstapet i motoren. Friksjonstapet betegnes som  $\text{FMEP}^{\text{ix}}$  og gir en indikasjon på hvor mye effekt som forsvinner i friksjon før den kommer ut på akselen.

$$\text{FMEP} = \text{IMEP} - \text{BMEP} \quad (14)$$

**Formel 14: Friksjonstap**

Den mekaniske virkningsgraden til motoren er gitt som forholdet mellom det effektive middeltrykket og det indikerte middeltrykket.

$$\eta_m = \frac{\text{bremset effekt}}{\text{indikert effekt}} = \frac{\text{BMEP}}{\text{IMEP}} \quad (15)$$

**Formel 15: Mekanisk virkningsgrad**

---

<sup>viii</sup> BMEP – Break Mean Effective Pressure

<sup>ix</sup> FMEP – Frictional Mean Effective Pressure



Motorens mekaniske virkningsgrad kan defineres på ulike metoder, men grunnlaget for utregningene er de samme, vist i formel 9.

#### 2.4.6 Forbrenningsstabilitet

Hver forbrenningscyklus oppfører seg litt forskjellig. Dette kommer av ulik turbulens i luften, forskjell i knusing av brennoljen som sprøytes inn og andre parametre som påvirker forbrenningen. Trykksvingninger, pulsasjoner og restgasser påvirker også forbrenningen fra gang til gang. Forbrenningsforløpet er aldri likt, noen ganger brenner det opp raskt, andre ganger seint. Disse sykliske forbrenningstrykksvariasjonene måles ut i fra en statistisk middelvei, og kalles for  $CoV^x$ .  $CoV$  er et mål på forbrenningsstabiliteten til motoren. Spesielt større motorer med store luftinntak, rør og kanaler har hatt utfordringer med store variasjoner.  $CoV$  defineres som standardavvik  $[\sigma]$  over gjennomsnittlig verdi  $[\mu]$ .

$$CoV = \frac{\sigma}{\mu} = \frac{\text{standardavvik}}{\text{gjennomsnittlig verdi}} \quad (16)$$

Formel 16:  $CoV$

$CoV$  beregnes ofte både for middeltrykk og for makstrykk.

#### 2.4.7 Termodynamisk analyse og energiomsetning

Ut i fra konserveringslovene går det an å regne seg tilbake fra et sylindetrykk for en gitt geometri og brennstofftype. Resultatet av en slik analyse er energiomsetningen i sylinderen. Altså hvordan forbrenningen forløper for å oppnå de aktuelle trykkene.

#### Den 1. og 2. lov i termodynamikken:

$$dU = dQ - dW \quad (17)$$

Formel 17: Energikonservering

Forandring i absolutt energi er lik tilført varme minus arbeidet som utføres.

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_{irr} = \frac{dQ + dQ_{irr}}{T} \quad (18)$$

Formel 18: Irreversibel prosess

---

<sup>x</sup>  $CoV$  – Coefficient of Variation

Forandring i entalpi for et lukket system med en irreversibel prosess. Når brennstoffet er brent opp, vil det forsvinne ut i eksosen og varmen kan ikke tilbakeføres. Brennstoffet og luften gjøres om til trykk som driver stampelet og videre gir effekt ut på akselen.

**De tre konserveringslovene:**

$$\frac{dm_{\text{sys}}}{dt} = \sum \frac{dm_{\text{sys}}}{dt} = \frac{dm_{\text{inn}}}{dt} - \frac{dm_{\text{ut}}}{dt} \quad (19)$$

Formel 19: Massekonservering

Massen som tilføres systemet må være lik massen som forlater systemet. Massen til luften og brennstoffet må være lik massen til eksosen.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (20)$$

Formel 20: Energikonservering over tid

Varmen og arbeidet som tilføres systemet må være lik varmen og arbeidet som forlater systemet. Dermed blir forandringen i den interne energien konstant.

$$\frac{dm_{\text{sys}} \vec{v}}{dt} = \sum_i \vec{F}_i = 0 \quad (21)$$

Formel 21: Konservering av momentum (impuls)

Kraften generert av varmeøkningen overføres til stampelet og momentum konserveres i systemet.

**Varmeoverføring:**

Ved beregninger av termisk maskineri er det viktig å ta høyde for varmeoverføring. I en stempelmotor er det varmetap ut gjennom sylinderveggene, sylinderdekselet, ventiler osv. Varmetapet må beskrives nøyaktig for å få korrekte resultater. Ofte kreves det målinger på en testmotor før en modell kan beregne dette nøyaktig.

$$\dot{q} = -k \frac{dT}{dx} \quad (22)$$

Formel 22: Konduksjon ved Fouriers Lov

Varmeoverføring som følge av molekyler eller partikler som kommer i kontakt med andre kalles konduksjon. Det betyr at varmeoverføring på grunn av konduksjon skjer gjennom alle typer faser, både fast, flytende og gass. På grunn av tettheten vil den utvilsomt være størst i

faste legemer. Varmen overføres fra varme til kalde legemer [11]. Ved beregning av varmeoverføring gjennom sylindervegg, sylindredeksler, ventiler, stempel, osv. må det legges størst vekt på varmeoverføring på grunn av konduksjon.

$$\dot{q} = \varphi(T_{\text{vegg}} - T) \quad (23)$$

**Formel 23: Konveksjon ved Newtons Lov**

Varmeoverføring som følge av konveksjon skjer kun i flytende og gass fase. Konveksjon er varme molekyler som beveger seg fritt på grunn av diffusjon eller dets bevegelse, f.eks. luftstrøm [11]. Varmeoverføring i luftstrømmen og eksosen må beregnes etter disse formlene. Det er viktig å ta høyde for alt som strømmer inn i motoren og alt som kommer ut. Inn i motoren kan det være ren luft, en blanding av luft og brennstoff, eller en blanding av luft, brennstoff og eksosgass. Dette varierer og det er viktig å ha kontroll på hva som er tilstede for å få eksakte beregninger [1].

### Energiomsetning

Formlene for å beregne energiomsetningen er basert på de universelle lovene i termodynamikken, men de forenkles litt med noen antakelser. Formlene er utviklet for bruk på turboladede dieselmotorer, men skal være korrekte selv om turboladeren ikke er tilstede på testmotoren.

$$\delta Q_{\text{br}} = dU + \delta W + \delta Q_{\text{ht}}$$

$\delta Q_{\text{br}}$  : Varme tilført til sylinderen

$dU$  : Forandring i indre energi:  $m \cdot C_v \cdot dT$  (utledet fra:  $p_1V = mRT$ )

$$mdT = \frac{1}{R}(p_1dV + Vdp)$$

R: Den universelle gasskonstanten

V: Sylindervolum

m: Massen til gassen

T: Temperatur

$C_v$ : Spesifikk varmekapasitet ved konstant volum

$p_1$ : Lufttrykk

$\delta W$ : Arbeid utført av sylinderen

$\delta Q_v$ : Varmeoverføring i sylinderveggene

**Formel 24: Forenkling av termodynamikkens første lov for energiomsetning [12]**

For å beregne energiomsetningen på vinkelbasis legges det inn at  $\delta W = p_1dV$ , samt at gassene fortsatt behandles som ideelle gasser [12].

$$\frac{\delta Q_{hr}}{\delta Q} - \frac{\delta Q_{ht}}{\delta Q} = \frac{1}{\gamma - 1} \left( p_1 \frac{dV}{\delta Q} + V \frac{dp}{\delta Q} \right) + p_1 \frac{dV}{\delta Q}$$

$\gamma$ :  $C_p/C_v$   
 $C_p$ : Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk  
 $C_v$ : Spesifikk varmekapasitet ved konstant volum  
 $V$ : Sylindervolum  
 $p_1$ : Lufttrykk  
 $dV/\delta Q$ : Sylindervolum ved endring i overført varme Q  
 $dp/\delta Q$ : Cylindertrykk ved endring i Q  
 $\delta Q_{eo}/\delta Q$ : Energiomsetning ved endring i Q  
 $\delta Q_v/\delta Q$ : Varmeoverføring i sylindervegger ved endring i Q

**Formel 25: Energiomsetning [12]**

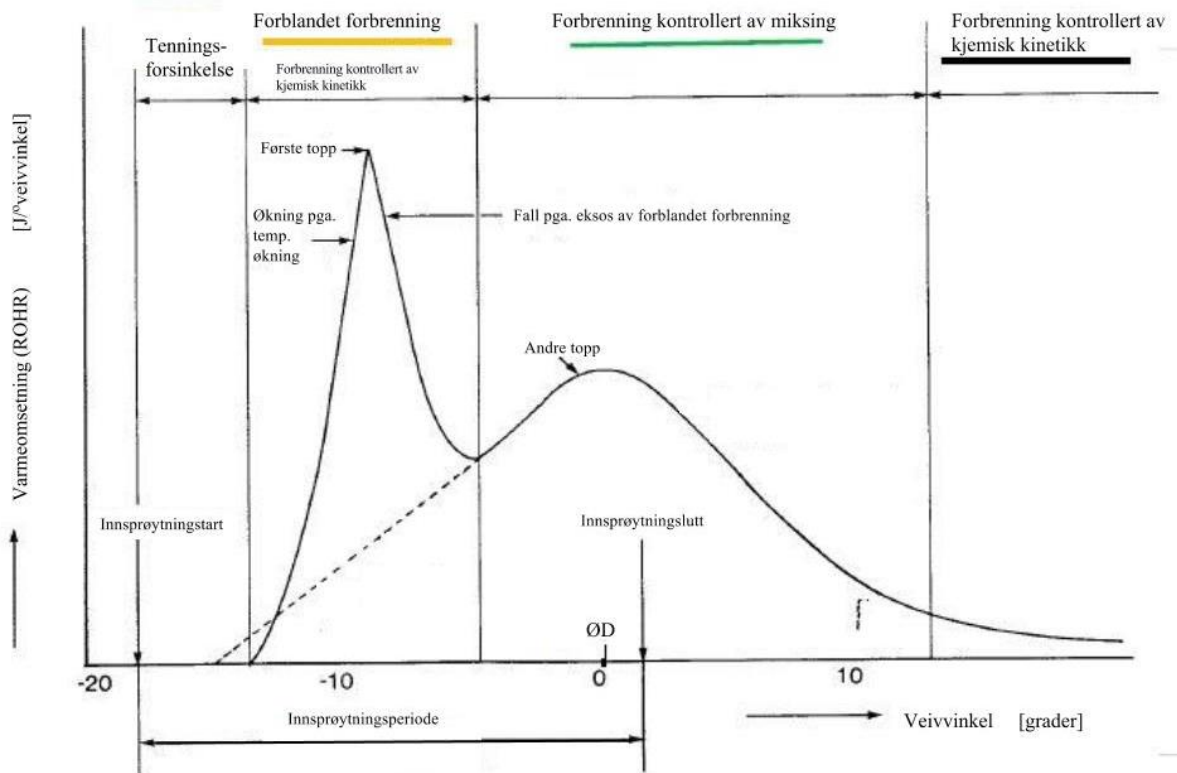
Videre beregnes netto energiomsetning, altså energiomsetningen som skjer i hvert veivgrad.

$$\frac{\delta Q_{eon}}{\delta Q} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p_1 \frac{dV}{\delta Q} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{\delta Q}$$

$\delta Q_n$ : Netto energiomsetning  
 $\gamma$ :  $C_p/C_v$   
 $p_1$ : Lufttrykk  
 $dV/\delta Q$ : Sylindervolum ved endring i overført varme  
 $dp/\delta Q$ : Cylindertrykk ved endring i overført varme

**Formel 26: Netto energiomsetning [12]**

Den netto energiomsetningen som beregnes per veivinkelgrad kan plottes i en graf og gi gode indikasjoner på hvordan forbrenningen forløper.

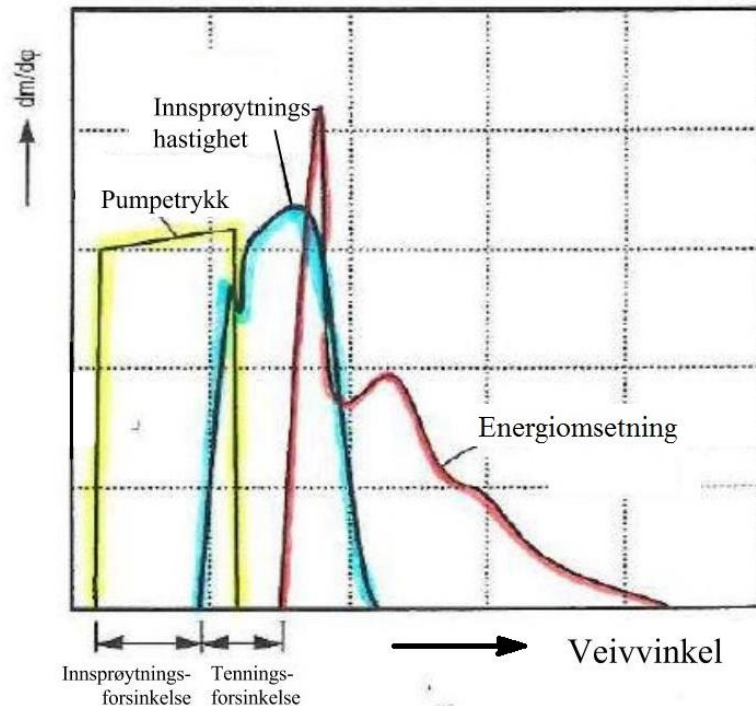


Figur 6: Energiomsetning i en dieselmotor [13]

Et eksempel på et energiomsetningsdiagram er vist i figur 6. Det er hovedsakelig to deler i en dieselforbrenning, forblandet forbrenning og forbrenning kontrollert av miksing. Forblandet forbrenning kommer av tenningsforsinkelsen, da en del brennstoff sprøytes inn i sylindern og blander seg med luften før den antennes. Er tenningsforsinkelsen stor, vil den forblandede forbrenningen være stor, og forbrenningen kontrollert av miksing tilsvarende mindre. Det motsatte vil skje ved liten tenningsforsinkelse. Den forblandede forbrenningen skaper rask trykkøkning på grunn av høy temperatur, som igjen skaper mye  $\text{NO}_x$ -utslipp, ofte kalt termisk  $\text{NO}_x$ -produksjon. Helt til slutt ser vi restbrenning, såkalt langsom utbrenning. Langsom utbrenning kommer som regel av de tyngre hydrokarbonene som brenner saktere og gir mye sot og partikler [13]. På grunn av mer ikke-brennbare partikler i brennstoffet vil det også komme en del partikler derfra ut i eksosen.

### 2.4.8 Tenningsforsinkelse og cetantall for brennstoff

Tenningsforsinkelse i en dieselmotor er definert som tidsintervallet mellom starten av innsprøytingen og starten av trykkøkningen i sylindern som ikke kommer av kompresjonen.



Figur 7: Innsprøytningskarakteristikk og energiomsetning [13]

Energiomsetningsstarten er hvor trykkøkningen i sylindern starter å stige som følge av forbrenning. Dermed er det tydelig hvor stor tenningsforsinkelsen er og det måles som regel i veivinkelgrader. Tenningsforsinkelsen er dermed et mål på hvor godt forbrenningssystemet til motoren er konstruert. Det sier noe om hvor godt brennstoffet forstøver og blander seg med luften. For en gitt motor med fast geometri, innsprøytningsystem og like driftsbetingelser som temperatur, lufttrykk og fuktighet i maskinrommet, vil tenningsforsinkelsen være en indikasjon på hvor god tennvillighet brennstoffet har. Tennvilligheten til brennstoffet defineres som cetantallet.

### Cetantall

For å vite hvor lett brennoljen antenner etter innsprøytingen i sylindere, er det definert et tall på oljens tennvillighet. Dette kalles cetantall, og er et tall mellom 15 og 100. Dette tallet defineres ved å teste brennoljen i en CFR<sup>xi</sup>-motor og justere kompresjonsforholdet slik at tenningsforsinkelsen blir akkurat 2,407ms. Deretter kjøres motoren på isocetan<sup>xii</sup> (cetantall på 15) og blandes inn nok cetan<sup>xiii</sup> (cetantall på 100) slik at tenningsforsinkelsen blir lik testoljen. Ut fra blandingsforholdet av isocetan og cetan, beregnes det et cetantall på brennoljen [14]. Vanlig autodiesel skal ha cetantall minimum 51 [15]. Et lavt cetantall vil gi en motor større tenningsforsinkelse. Det medfører at mer av brennoljen blir sprøytet inn i sylindere før blandingen av brennstoff og luft antenner. Den forblandede forbrenningsfasen, vist i figur 6, vil dermed bli større, og den kontrollerte forbrenningen mindre. Den forblandete forbrenningsfasen gir mer støy, på grunn av hard og kraftig trykkøkning, når det først antenner. Siden mer dieselolje er forblandet med luft når det antenner, øker sylindertemperaturen og dermed NO<sub>x</sub>-formasjonen, som er sterkt avhengig av temperatur. Faktorer som brennoljens tetthet, stivhet, brennverdi og viskositet spiller en stor rolle på tenningsforsinkelsen. Siden cetantallet er en forsøksverdi på en laboratoriemotor, blir det tatt delvis høyde for dette. I forsøkene gjort i denne rapporten ble det ikke bli testet cetantall, men ut i fra forbrenningskurvene er mulig å si noe om tenningsforsinkelsen, og brennverdien til brennoljene. Brennoljens flammepunkt, altså den laveste temperaturen der oljen utvikler tilstrekkelig damp til at den antennes av en tennkilde, kan også ha en innvirkning på tenningsforsinkelsen [16].

---

<sup>xi</sup> CFR – Cooperative Fuel Reserch

<sup>xii</sup> Isocetan – 2,2,4,4,6,8,8-heptametylnonan

<sup>xiii</sup> Cetan - hexadecan

### 2.4.9 Luftforbruk

I motorindustri skilles det mellom teoretisk luftbehov og virkelig luftforbruk. Det teoretiske luftbehovet er definert kjemisk ut i fra oksygen- og brennstoffmolekylene. Virkelig luftforbruk tar også med overskuddsluft som går gjennom motoren. Spesielt dieselmotorer med diffusjonsforbrenning krever høye luftoverskudd for å brenne godt [10]. Luften som suges inn i motoren når stempelet beveger seg ned er ikke helt likt slagvolumet. For stempelmotorer defineres en volumetrisk virkningsgrad,  $\eta_v$ , ut i fra faktisk luftstrøm, slagvolum og turtall.

$$\eta_v = \frac{\text{masse av innsugd luft per sylinder per syklus}}{\text{masse av luft som okkuperer slagvolumet per sylinder}} \quad (27)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_l \cdot 2}{V_s \cdot n}$$

Formel 27: Volumetrisk virkningsgrad

Formel 27 er gyldig for 4-taktsmotorer hvor luften antas å være ideell gass, og luftforbruket er omregnet med omgivelsesluftens tetthet. Forholdet mellom luft og brennstoff defineres som AFR<sup>xiv</sup>.

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_b} \quad (28)$$

Formel 28: AFR - Luft/brennstoffforhold

Ved å regne sammen volumetrisk virkningsgrad og forholdet mellom luft og brennstoff, er det mulig å finne forholdet mellom brennstoffforbruk og luftforbruk relativt nøyaktig [17].

$$\dot{m}_b = \frac{V_s \cdot \eta_v \cdot \rho_l}{\text{AFR}} \quad (29)$$

Formel 29: Brennstoffforbruk og volumetrisk virkningsgrad

Ut i fra en målt O<sub>2</sub>-verdi i avgassen og kjent brennstoffforbruk er det dermed mulig å beregne motorens luftforbruk. Luftoverskuddstallet, lambda ( $\lambda$ ), er en betegnelse på hvor mye luftoverskudd det er i motoren i forhold til det teoretiske luftbehovet.

$$\lambda = \frac{\text{Faktisk luftmengde [L]}}{\text{Teoretisk luftbehov [L}_{\text{min}}]}} \quad (30)$$

---

<sup>xiv</sup> AFR – Air Fuel Ratio



**Formel 30: Luftoverskuddstallet lambda**

For motorer hvor eksosventilens lukketid og innsugsventilens åpningstid overlapper hverandre for å spyle frisk luft gjennom systemet, vil det være nødvendig å trekke fra denne oksygenmengden fra avgassberegningene. Spyleluften vil ikke være en del av forbrenningsluften og har lite å si på forbrenningskarakteristikk. Oksygenforholdet i avgassen kan benyttes til å angi hvilket luftoverskuddstall motoren kjørte med etter følgende formel:

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2[\%]} \quad (31)$$

**Formel 31: Luftoverskudd ut fra oksygen i avgass [18]**

## 2.5 Avgassutslipp

Fra en dieselmotor vil eksosgassen fra forbrenningen i hovedsak bestå av karbondioksid ( $CO_2^{xv}$ ), vanndamp ( $H_2O^{xvi}$ ), svoveloksider ( $SO_x^{xvii}$ ), oksygen-gass ( $O_2^{xviii}$ ) og nitrogen-gass ( $N_2^{xix}$ ). På grunn av små lokale ugunstige forbrenningsbetingelser vil det også komme noen små andeler av helseskadelige utslipp. Det er utslipp i størrelsesorden ppm<sup>xx</sup>, men det er ofte strengt regelverk knyttet til disse utslippene. Det varierer om motoren brukes på land eller til sjøs. I hovedsak er det snakk om nitrogenoksider ( $NO_x^{xxi}$ ), karbonmonoksid ( $CO^{xxii}$ ), uforbrente hydrokarboner ( $UHC^{xxiii}$ ), partikler og sot ( $PM^{xxiv}$ ).

---

<sup>xv</sup>  $CO_2$  – Karbondioksid

<sup>xvi</sup>  $H_2O$  – Hydrogendioksid - vann

<sup>xvii</sup>  $SO_x$  - Svoveloksider

<sup>xviii</sup>  $O_2$  - Oksygen-gass

<sup>xix</sup>  $N_2$  - Nitrogen-gass

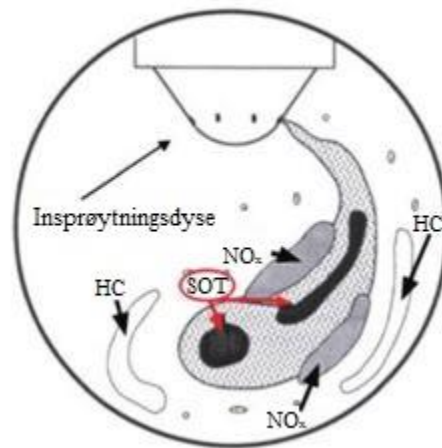
<sup>xx</sup> PPM – Parts Per Million

<sup>xxi</sup>  $NO_x$  - Nitrogenoksider

<sup>xxii</sup>  $CO$  - Karbonmonoksid

<sup>xxiii</sup> UHC – Uforbrente hydrokarboner

<sup>xxiv</sup> PM – Particulate Matter

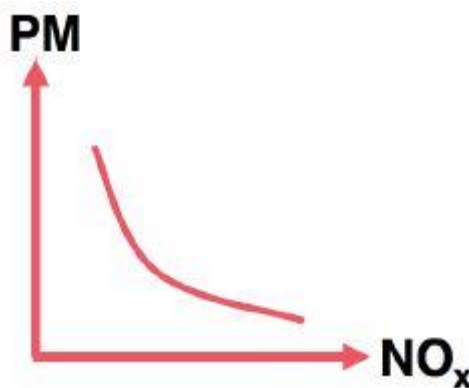


Figur 8: Emisjonsproduksjon i dieselmotor [19]

Ved brening av tungolje med svovel vil det også være noe  $SO_x$  i avgassen, men på land og i havene rundt Norge er det krav om svært lave svovelinnhold i brennstoffet, slik at dette ikke er et problem.

### 2.5.1 Dieseldilemmaet

En stor utfordring med dieselmotordrift er det såkalte « $NO_x$  – PM trade off». Dette er relasjonen mellom  $NO_x$ -utslipp og partikkeldannelse under forbrenning. Tillater man en økning i  $NO_x$ -utslippet, vil partikkelutslippet gå ned og omvendt.



Figur 9:  $NO_x$ - og partikkelproduksjonsdilemma [13]

Det er flere faktorer som fører til dette, men spesielt er det forbrenningstemperatur og turtall på motoren. Økes forbrenningstemperaturen, vil partikkeldannelsen reduseres, men  $NO_x$ -produksjonen øke. Ved lavere turtall vil det ikke være like mye partikkeldannelse, men  $NO_x$ -formasjonen for lenger tid på seg og dermed øker den.

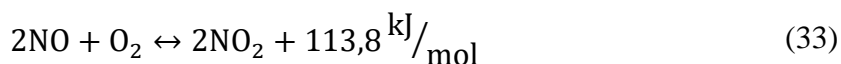
## 2.5.2 NO<sub>x</sub> - Nitrogenoksider

NO<sub>x</sub> er samlebetegnelsen for nitrogenmonoksid (NO<sup>xxv</sup>), nitrogendioksid (NO<sub>2</sub><sup>xxvi</sup>) og dinitrogenoksid (N<sub>2</sub>O<sup>xxvii</sup>). Nitrogenoksider dannes kun under gitte betingelser. Det må være tilstrekkelig med oksygen og nitrogen tilstede ved høye temperaturer, over 1200 °C, slik det er under forbrenningen [13]. NO<sub>x</sub>-produksjon deles inn i tre kategorier; termisk NO<sub>x</sub>, brennoljebunden NO<sub>x</sub> og rask NO<sub>x</sub>. Rask NO<sub>x</sub> dannes av temperaturen i flammefronten, mens termisk NO<sub>x</sub> dannes av den høye temperaturen til den forbrente gassen bak flammefronten. Det er hovedsakelig termisk NO<sub>x</sub> som dominerer.



**Formel 32: Nitrogenmonoksid [13]**

Etter at NO er blitt skapt, reagerer den typisk kjapt med overskuddsoksygen. Ofte ute i en oksyderende katalysator, eller andre påhengte eksosrensesystemer.



**Formel 33: Nitrogendioksid [13]**

Formel 32 og formel 33 beskriver den mest vanlige formasjonen av NO<sub>x</sub>-utslipp. Zeldovich mekanismen beskriver tre hovedreaksjoner for termisk NO<sub>x</sub>. Rask NO<sub>x</sub> som kommer fra tidlige stadier i forbrenningsprosessen har forskjellige reaksjoner for dannelse av NO<sub>x</sub>, også via N<sub>2</sub>O [20]. Rett fra motoren er det typisk 85-95 % NO og 5-15 % NO<sub>2</sub>. Etter eksosrensesystemet omgjøres mye av NO til NO<sub>2</sub>. Alle nyere motorer som selges i dag har eksosrensesystemer påhengt. Det gjør at utslippet ut fra eksosrøret inneholder mye mer NO<sub>2</sub> enn NO. Dinitrogenoksid er som regel under 1 % av NO<sub>x</sub>-utslippene, slik at det er bortimot umulig å måle, og nesten poenngløst å prøve å gjøre noe med. For å beregne spesifikt NO<sub>x</sub>-utslipp må først avgassmengden bestemmes, ut i fra luftmengden og brennstoffmengden. Deretter kan de målte ppm-verdiene regnes om til gram per kilowattime.

---

<sup>xxv</sup> NO - Nitrogenmonoksid

<sup>xxvi</sup> NO<sub>2</sub> – Nitrogendioksid

<sup>xxvii</sup> N<sub>2</sub>O - Dinitrogenoksid

$$\text{NO}_x = \frac{\text{ppm} + 1.587 + G_{\text{avgass}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right]}{1000} \quad (34)$$

Formel 34: NO<sub>x</sub>-utslipp omregningsformel [17]

Tallet 1,587 fra formel 34 er et omregningsforhold som tar høyde for NO<sub>x</sub>-gassens relative tetthet i forhold til avgass. NO<sub>x</sub>-gassens tetthet er oppgitt til å være 2,05 kg/nm<sup>3</sup> [17].

### Utfordringer med NO<sub>x</sub>-utslipp

NO<sub>x</sub>-gasser er meget skadelig for luftveiene, og kan gi pusteproblemer for mennesker med astma og allergier. Det kan også være kreftfremkallende. Når det kommer i kontakt med H<sub>2</sub>O i luften og sollyset står på, kan det danne salpetersyre (HNO<sub>3</sub><sup>xxviii</sup>). Dette gir overgjødning av naturen, med grønske- og mosedannelse som følge. Ozonlaget blir påvirket negativt og det er en viktig faktor i smogdannelse [21]. For å redusere NO<sub>x</sub>-utslipp fra stempelmotorer blir det gjort mye med innsprøytningsstidspunkt og –forløp. Hvor raskt brennstoffet sprøytes inn påvirker NO<sub>x</sub>-utslippene mye. Kaldere forbrenningstemperatur, ved å redusere innsugstemperatur, høyere fuktighet og ved å øke inertgass-andelen i sylindere (EGR<sup>xxix</sup>), reduserer også NO<sub>x</sub>. Det finnes også effektive rensesystemer, f.eks. SCR<sup>xxx</sup> [21].

### 2.5.3 Sot og partikler

CIMAC<sup>xxxi</sup> definerer sot og partikler som «materie som samles på et filter». Det dannes på forskjellige måter, men partikkeldefinisjonen er gitt.

$$\text{PM} = \text{SOT} + \text{SOF} + \text{IF} \quad (35)$$

Formel 35: Partikkeldefinisjon [22]

PM er gitt som den totale partikkelmassen i eksosen. SOT er sotpartikler fra karbonatomene i brennstoffet. SOF<sup>xxxii</sup> og IF<sup>xxxiii</sup> er sekundære partikler som ofte absorberes av SOT-partikkelen, til å bli en ferdig PM-partikkel. SOF er forstøvet og kondensert smøreolje, altså organiske fraksjoner. IF er askefraksjoner i partikkelsammensetningen [22]. Under forbrenningen som er

---

<sup>xxviii</sup> HNO<sub>3</sub> - Salpetersyre

<sup>xxix</sup> EGR – Eksosgass Resirkulering

<sup>xxx</sup> SCR – Selective Catalytic Reduction

<sup>xxxi</sup> CIMAC – The International Council on Combustion Engines

<sup>xxxii</sup> SOF – Soluble Organic Fraction

<sup>xxxiii</sup> IF – Inorganic Fraction

kontrollert ved diffusjon, vil dråpestørrelsene variere, dermed vil også AFR variere i stor grad rundt dråpene. I regioner hvor det er mye brennstoff, vil karbonpartikler formes. Oksydering skjer når oksygen kommer til disse dråpene, men uforbrent karbon vil forme seg til sotpartikler av forskjellige størrelser. Sot formes hovedsakelig på grunn av pyrolyse. Når hydrokarboner utsettes for svært høye temperaturer uten tilgang på oksygen, forandres den kjemiske komposisjonen, samt den fysiske fasen. Flytende brennstoff blir til myke og faste partikler som ikke oksiderer like lett. For å unngå sotedannelse må det i teorien være et oksygenatom for hvert karbonatom, altså C/O-forholdet må være lik 1. Når forholdet overstiger 1, vil karbonatomene danne sotpartikler. I praksis påvirkes dette av innsprøytning, blandingsdannelse, flammetype og temperatur. Da vil C/O-forholdet ligge et sted mellom 0,5-0,8. For forholdet 0,5 vil det trenge to oksygenatomer per karbonatom for å forbrenne karbonatomet og unngå sotedannelse [23]. Typen brennstoff har stor innvirkning på hvor mye som omformes på denne måten. Renere brennstoffer har også mindre faste stoffer, sulfater og partikler som blir med gjennom forbrenningen. Partikler kommer også fra smøreoljen, men i mindre grad.

### **Utfordringer med sot- og partikkelutslipp**

Svevestøv er den verste følgen av sot- og partikkelutslipp. Det er meget skadelig for luftveiene, spesielt for personer med astma og allergier [21]. For å redusere sotproduksjonen handler det om å redusere dråpestørrelsene og øke turbulens, for å minske områdene med mye sotproduksjon. I motorutvikling har det betydning å endre innsprøytningsutstyr til høyere trykk og mindre dysehull, for å knuse brennstoffet til mindre dråper. Samtidig har turbulens i forbrenningsrommet blitt viktigere, da sotproduksjonen blir mindre, siden mer av brennstoffet brennes opp før sot formes og partikkelproduksjonen blir mindre. Det er også mulig å øke temperaturene for å øke etterbrenning, men det vil gå på kompromiss med NO<sub>x</sub>-produksjon. I dag benytter de fleste motorprodusenter seg av partikkelfilter, DPF<sup>xxxiv</sup>, for å fange opp partiklene i avgassen, for deretter å brenne de bort fra tid til annen.

---

<sup>xxxiv</sup> DPF – Diesel PartikkelFilter

## 2.5.4 UHC og CO

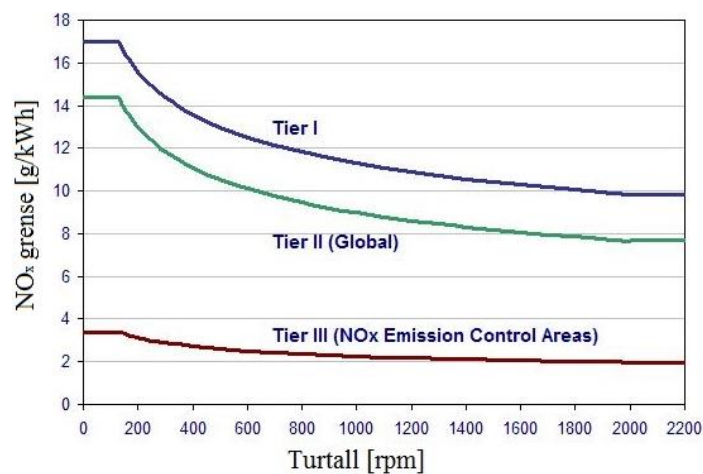
UHC i avgassen kommer fra uforbrent brennstoff. Dette medfører tapt energi og dermed redusert virkningsgrad, noe motorprodusenter prøver å unngå. CO er en svært giftig gass som kommer av ufullstendig forbrenning.

### Utfordringer med UHC og CO

UHC er smogdannende, sammen med  $\text{NO}_x$  og kan være skadelig for ozonlaget. Det kan være allergifremkallende og gi luktplager. CO er direkte giftig, da det angriper oksygenopptaket i blodet [21]. Derfor er det viktig med strenge regelverk som hindrer slike utslipp på befolkningstette steder. På grunn av  $\text{NO}_x$ -reduksjonstiltak som har kommet, har UHC og CO økt litt, det har dermed blitt nødvendig å gjøre tiltak for å redusere disse. Ved å bruke en oksyderende katalysator, «oxycat», forbrennes UHC og CO om til  $\text{CO}_2$ . Dette er effektivt og normalt i bruk på de fleste motortyper.

## 2.5.5 Marine utslippskrav

For marine dieselmotorer, er utslippskravene turtallsavhengig [24].



Figur 10: IMO<sup>xxxv</sup> NO<sub>x</sub> krav [24]

---

<sup>xxxv</sup> IMO – International Maritime Organisation

Tier I var de første kravene som kom for båter bygget på eller etter 1. januar 2000 med motoreffekt over 130 kW. Tier II kravene gjelder for skip som ble bygget på eller etter 1. januar 2011. Dette er den gjeldende standarden på verdenshavene i dag. Tier III kravene gjelder for båter som ble bygget på eller etter 1. januar 2016 som skal seile i ECA<sup>xxxvi</sup>-områder.

Tier	Dato	NO <sub>x</sub> grense [g/kWh]		
		n < 130	130 < n < 2000	n ≥ 2000
Tier I	2000	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,8
Tier II	2011	14,4	$44 \cdot n^{-0,23}$	7,7
Tier III	2016	3,4	$9 \cdot n^{-0,2}$	1,96

Tabell 1: IMO NO<sub>x</sub>-utslippskrav [24]

Marine motorer testes etter hovedsakelig tre sykluser: E2, D2, E3 og C1. E2-syklusen brukes på hovedmotorer med konstant turtall, inkludert diesel-elektrisk og alle variabel kontrollbar-pitch propellinstallasjoner [25].

<b>Testsyklus E2</b>	Turtall	100%	100%	100%	100%
	Effekt	100%	75%	50%	25%
	Vektfaktor	0,2	0,5	0,15	0,15

Tabell 2: Testsyklus for hovedmotorer med konstant turtall [24]

E3-syklusen brukes for propellerkurvemotorer, både hovedmotorer og hjelpemotorer.

<b>Testsyklus E3</b>	Turtall	100%	91%	80%	63%
	Effekt	100%	75%	50%	25%
	Vektfaktor	0,2	0,5	0,15	0,15

Tabell 3: Testsyklus for propellkurvemotorer [24]

D2-syklusen brukes for hjelpemotorer med konstant turtall.

<b>Testsyklus D2</b>	Turtall	100%	100%	100%	100%	100%
	Effekt	100%	75%	50%	25%	10%
	Vektfaktor	0,05	0,25	0,3	0,3	0,1

Tabell 4: Testsyklus for hjelpemotorer med konstant turtall [24]

<sup>xxxvi</sup> ECA – Emission Control Areas

## KAPITTEL 2: DIESELMOTORTEORI

For testene i denne rapporten er laboratoriemotoren definert som en marine hjelpemotor med konstant turtall. Dermed er det mulig å sammenligne utslipp opp mot gjeldende regelverk.

Testsyklus C1	Turtall	Nominelt				Midlertidig			Tomgang
	Moment	100%	75%	50%	10%	100%	75%	50%	0%
	Vektfaktor	0,15	0,15	0,15	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15

Tabell 5: Testsyklus for hjelpemotorer med variabel last og turtall [24]

For den midlertidige målingen er momentet gitt i prosent ut i fra det maksimale momentet som er mulig å få til ved den gitte hastigheten. For hjelpemotorer er det ofte definert et midlertidig moment rundt 10% høyere enn nominelt som er tillatt å kjøre opp til 1 av 12 timer [26].



## 3 Motorlaboratorium ved HiB

### 3.1 Dieselmotoren

Petter Diesel PH1W er en ensylindret, firetaktsmotor montert i kjelleren ved HiB Kronstad. Den er produsert av firmaet Petter Ltd. antakelig rundt år 1960. Firmaet het opprinnelig James B. Petter and Sons. Familiebedriften fra Somerset i England startet med å lage motorer i 1895. Senere skiftet de navn til Lister-Petter Ltd. da de fusjonerte med R. A. Lister i 1986. I dag produserer de fortsatt små lav-effektmotorer under merkenavnet Lister Petter [27].



Bilde 4: Petter PH1W ved HiB

Testmotoren er en vannkjølt, ensylindret, direkteinnsprøytet dieselmotor med to ventiler [26].

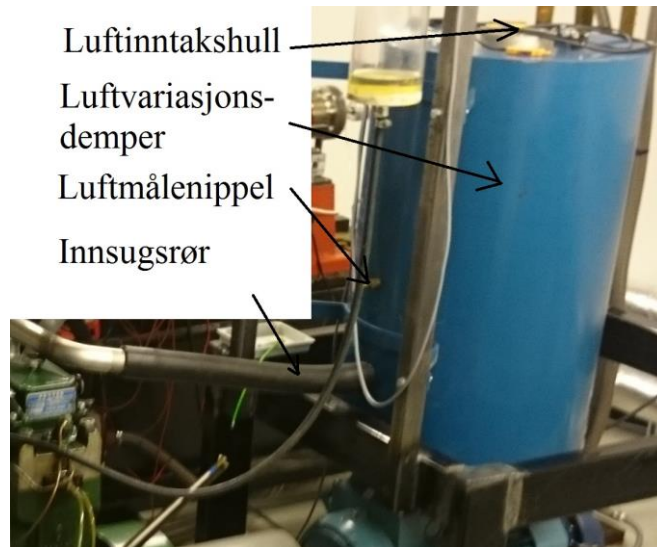
Antall sylindre	Ventiler	Motor-type	Effekt	Boring	Slag-lengde	Slag-volum	Kompresjons-forhold
1	2	4 - takt	6,4 kW	87,3 mm	110 mm	659 cm <sup>3</sup>	16,5 / 1

Tabell 6: Tekniske data Petter PH1W [26]

Motoren er utviklet og sertifisert for brennoljer fra rundt 1960-tallet. I tillegg er motoren populær i land hvor brennoljekvaliteten er sterkt varierende. Motoren er trolig tilpasset for å kunne kjøre på et stort antall brennoljetyper og skal tåle hard bruk. Når motoren ble sertifisert, rundt år 1960, var brennoljekvaliteten lavere enn dagens standard. Spesielt var cetantallet en del lavere, trolig mellom 40 og 45, mot dagens 51. Lavere cetantall ville gitt en større tenningsforsinkelse [28], som igjen ville spilt direkte inn på NO<sub>x</sub>- og sotutslippet, men også  $p_{maks}$ , støy og brennstofforbruk [29]. Ut i fra dette kan det antas at motoren har en bedre virkningsgrad og mulig høyere effekt i dag, enn da den ble levert.

### 3.2 Lufttilførsel

En av utfordringene med testmotoren var at den var en enkeltsylindret motor. Det betydde at den kun sugde luft inn én gang hver fjerde takt. Det gav en veldig variert og diskontinuerlig luftstrøm inn til motoren. Det var dermed utfordrende å måle nøyaktig luftforbruk på motoren. For å gjøre luftstrømmen gjennom luftmåleren mer kontinuerlig og laminær, er det montert en stor luftvariasjonsdemper hvor en membran i bunnen som stabiliserte strømmingen. Luftmåleren var foreløpig ikke montert da den korrekte måleren ikke var bestilt inn. Det var ønskelig med en blende og trykkmåling før og etter blenden. Det ble satt på en luftmålenippel til trykkmåling på luftvariasjonsdemperen. I etterkant av denne oppgaven vil det bli bestilt inn korrekt trykkmåler, men leveringstiden ble for lang til å inkludere det i denne rapporten.



Bilde 5: Lufttilførselssystem

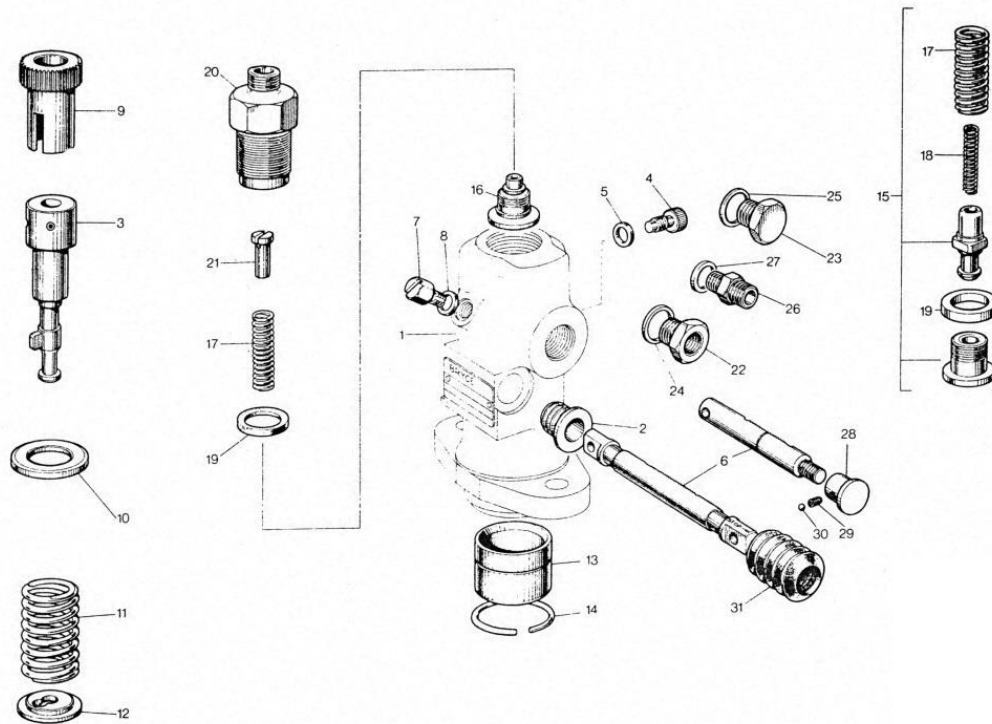
Det var fortsatt ønskelig å vite hvor mye luft motoren brukte. Luftforbruket ble derfor beregnet ut i fra oksygenoverskuddet i avgassen. Avgassmåleren gav en  $O_2$ -verdi i eksosen. I forhold til hvor mye brennstoff som ble tilført til motoren, ble det beregnet en gitt luftmengde ut i fra formlene i kapittel 2.4.9.

### 3.3 Eksosystemet

Eksosen fra motoren ble ført opp i eksosrør som er opphengt i taket. På veien opp ble det tatt ut måleprøver til både sotmåling,  $NO_x$  og  $O_2$ . Selve eksosystemets rør og funksjon ble forklart i detalj av kollega Hilde Skeie og er derfor ikke diskutert her, bilder vedlagt i kapittel

### 3.4 Brennstofftilførsel

Innsprøytingssystemet ble levert av Bryce Berger Ltd. (senere Lucas Bryce), med kamdrevet pumpe og innsprøytningsdyse.



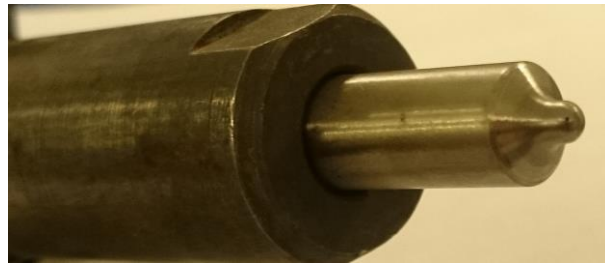
Figur 11: Bryce Berger dieselpumpe [30]

Før dette prosjektet ble det bestilt og montert en ny innsprøytningdyse fra Bryce Berger. Dette garanterte presis åpning og lukking, samt at det ikke var avleiringer og annet som kunne gi forringende resultater.



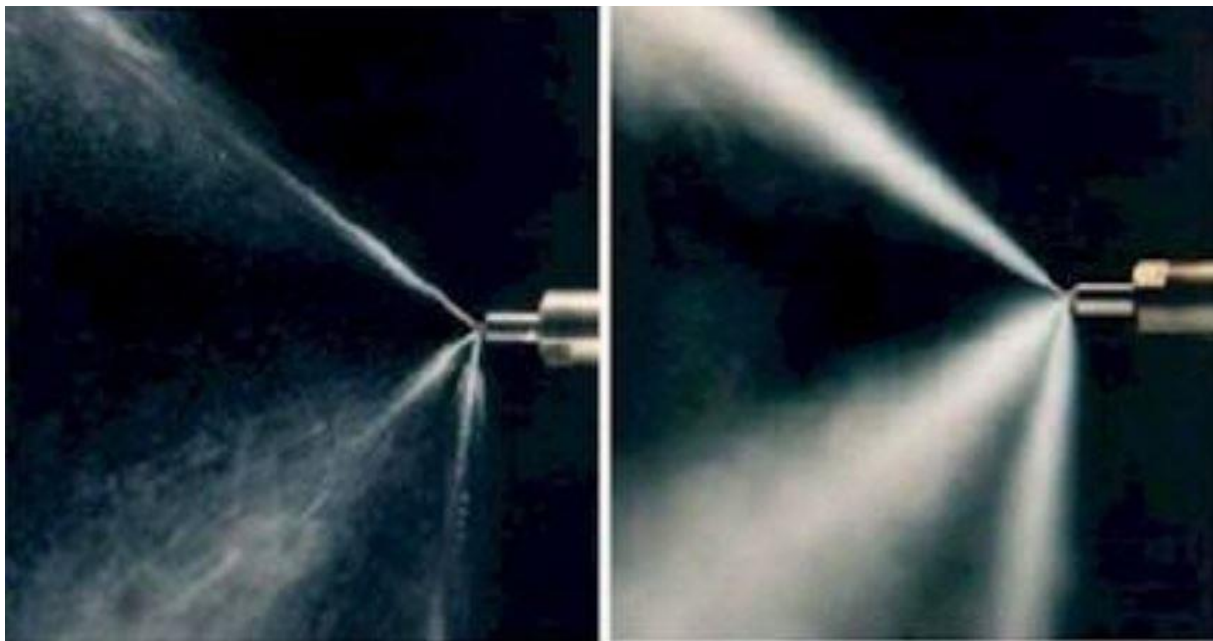
Bilde 6: Bryce innsprøytningdyse med dyseholder

Det var vanskelig å måle dysehullenes vinkel og lengde. Det var dermed umulig å fastslå hvordan sprayen ville oppstå inne i forbrenningsrommet. Noen antakelser ble det likevel tatt.



Bilde 7: Bryce innsprøytningsdyse

Det er tre borer i dysen, hvor den ene står lengre ute på tuppen enn de andre to. Dette på grunn av vinkelen som dysen har inn i forbrenningsrommet. For at brennoljen som sprøytes inn skulle nå ut i forbrenningsrommet og penetrere den sterkt komprimerte luften, var det viktig at vinkelen og sprayen kom med korrekt trykk ved korrekt tidspunkt.

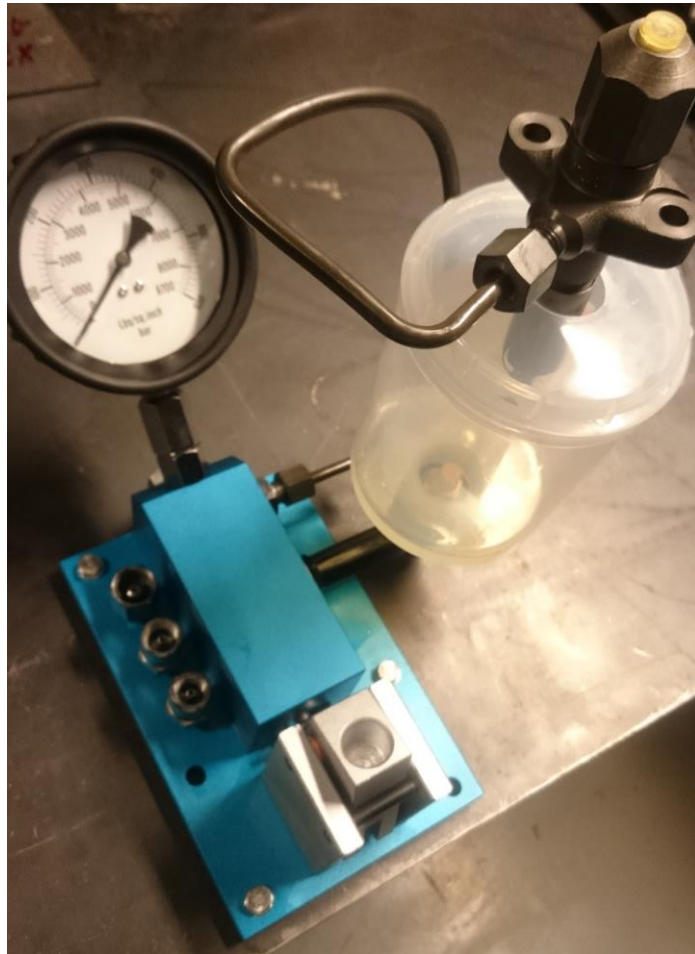


Skitten injektor

Ren injektor

Bilde 8: Skitten og ren injektor [31]

Bilde 8 viser at en skitten og slitt dyse vil påvirke sprayen og penetrasjonsevnen. Det ble derfor viktig for forbrenningsegenskapene at dysen var ren og i god mekanisk tilstand. En skitten og slitt dyse vil kunne merkes ved mye svart røyk, altså partikler og uforbrent dieselolje. Dette er på grunn av at brennoljen som sprøytes inn ikke vil penetrere luften skikkelig. Dermed tar det lenger tid å gjennomføre forbrenningen, og en del av brennstoffet vil ikke bli brent opp. Dysemekanismens forhold er mulig å kontrollere. HiB kjøpte inn en håndpumpet dysetester fra Biltema, for kontroll av innsprøytningsstrykk og dysens sprøytebilde, samt at lukkemekanismen var intakt.



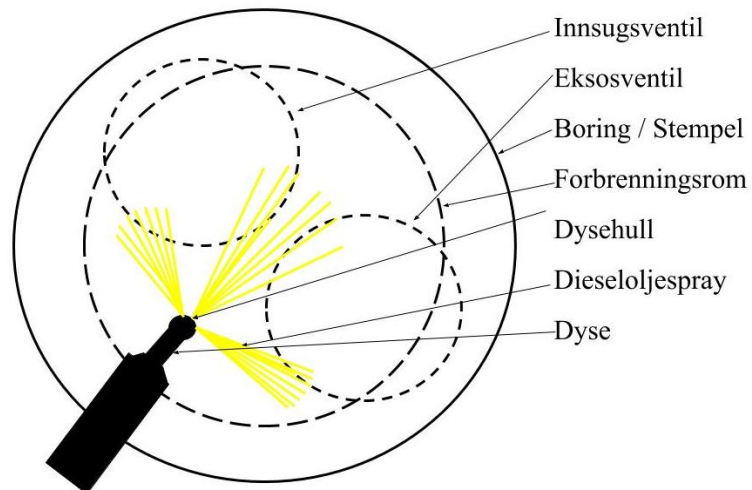
**Bilde 9: Dysetester**

Dysetesteren som ble kjøpt inn var av modellnummer 151405 fra Biltema. Den kunne kontrollere dyser til både bensin og dieselmotorer. Måleklokken gikk fra 0 til 600 bar. Både den originale dysen og den nyinnkjøpte reservedysen ble nøye testet. Åpningstrykket på den nye reservedysen var 150 bar, mens åpningstrykket på den originale dysen var rett over 190 bar. Åpningstrykket har blitt justert på i løpet av tiden motoren har stått på HiB.



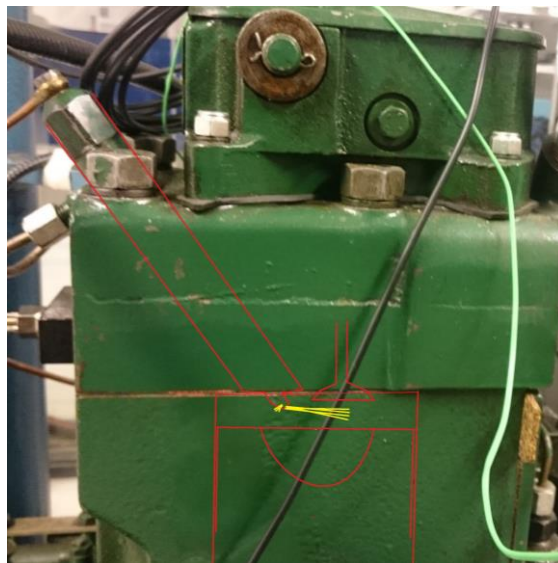
Bilde 10: Åpningstrykk original dyse

Bilde 10 viser åpningstrykket til den originale dysen som sitter på motoren. Bildet ble tatt med litt skrå vinkel, men trykket viser like over 190 bar. Dysen åpnet ikke før den oversteg grensen på 190 bar. Denne reguleringen gjorde at innsprøytingen var tilnærmet konstant, som var ønskelig. Det er først når dysen åpner at olje renner ut. For videre studier av dysen er det også ønskelig å tilpasse utstyret for å detektere vinkel og spredning ut fra dysen. Ved å legge et ark under spruten, med en gitt avstand fra dysen når den står i dysetesteren, vil det være mulig å se vinkelen og spredningen. I denne oppgaven ble det ikke målt vinkel eller spredning ut fra dysen.



Figur 12: En skisse av forbrenningsrommet sett ovenfra

Bilde 11 viser vinkelen til innsprøytningdysen da den ble montert på motoren. Samtidig ble hullene på dysen boret ut slik at det kom tre stråler ut i forbrenningsrommet. Disse tre hullene ble boret slik at brennoljen skulle spres best mulig i forhold til innsprøytningstrykket.



Bilde 11: Montert innsprøytningdys

Innsprøytning er forhold som skal ha vært nøye kontrollert av Petter Ltd. da motoren ble utviklet. Da denne motoren ble utviklet var det hovedsakelig fokus på effektivitet og driftspålitelighet. I dag er det også viktig å ta forbehold om lave utslipp av både  $\text{NO}_x$ , sot og partikler. Motoren er derfor antakelig dårlig utformet med tanke på lav  $\text{NO}_x$ - og sot-produksjon.



### 3.4.1 Modifiseringsmuligheter

Da motorens originale brennstofftilførselssystem beholdes, og ikke byttes ut til fordel for f.eks. et «common-rail» (CR <sup>xxxvii</sup>) system, begrenses modifiseringen til små forhold, som innsprøytnings-tids-punktet og åpningstrykk av dysen. Innsprøytnings-tidspunktet på motoren justeres på pumpen ved å rotere pumpestempelet i forhold til pumpedriften, som drives fra kamakselen.

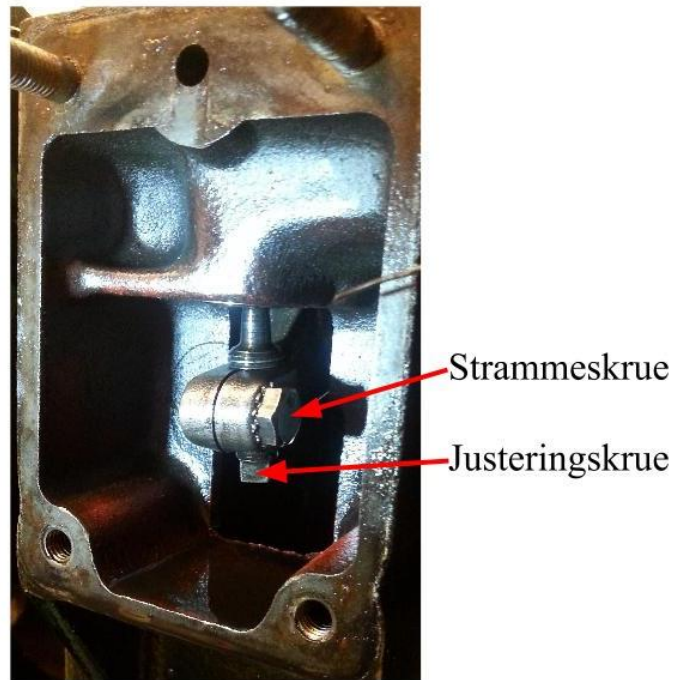


Bilde 12: Pumpestempelet [32]

Pumpestempelet, se bilde 12, har skråskjæringer som gjorde at pumpestempelet kunne bevege seg en gitt høyde oppover før tilførselskanalen ble kuttet av. Når det ikke rant brennstoff tilbake, begynte brennstoffet å komprimeres, og trykket bygget seg opp. Ved å rotere vinkelen på pumpestempelet, ble tidspunktet endret for når den begynte å komprimere brennstoffet. Justeringsmuligheten er som regel kun noen grader på veivakselen, men ofte nok til å gjøre store endringer.

---

<sup>xxxvii</sup> CR – Common Rail

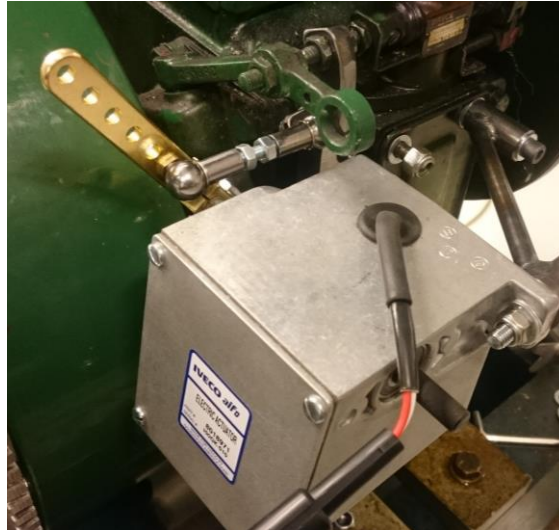


Bilde 13: Innsprøytningspumpe

Justeringskruen på innsprøytningspumpen ved HiB er vist på bilde 13. Strammeskruen må løsnes og dermed roteres pumpestempelet ved å skru justeringskrue en gitt omdreiningsgrad. På testmotoren er det ukjent hvor mye justering som skal til for å endre et gitt antall grader. Ved å måle innsprøytningstrykket når motoren kjører, vil man kunne se hvor stor endring som oppstår ved en rotering av f.eks. 90°.

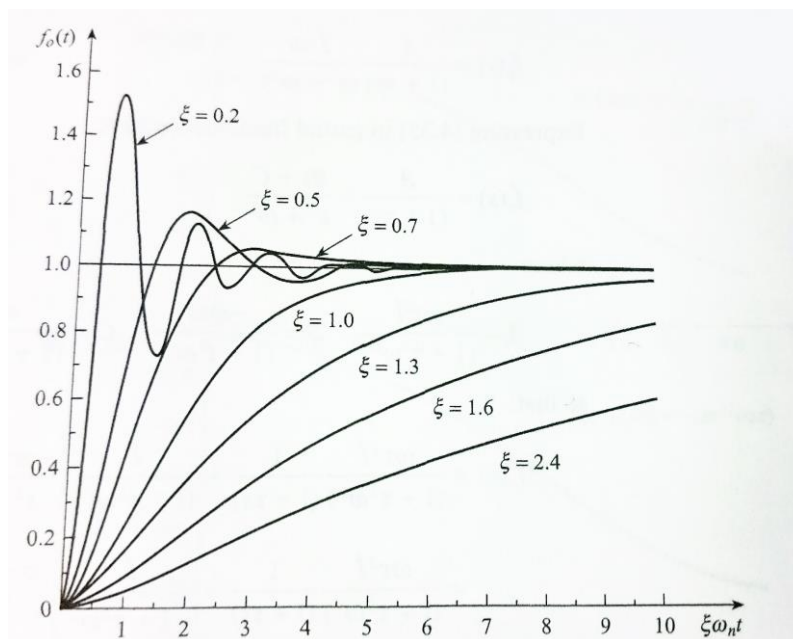
### 3.4.2 Regulator

Regulatoren ble byttet ut med en elektrisk regulator fra Iveco Alfa modell «ESD5500E Series Speed Control Unit». Den ble styrt elektrisk, og erstattet den gamle og utdaterte mekaniske løsningen som fantes på motoren frem til nå. Den ble koblet til dieselpumpen med en arm, vist på bilde 14.



Bilde 14: Regulator ved fullt pådrag

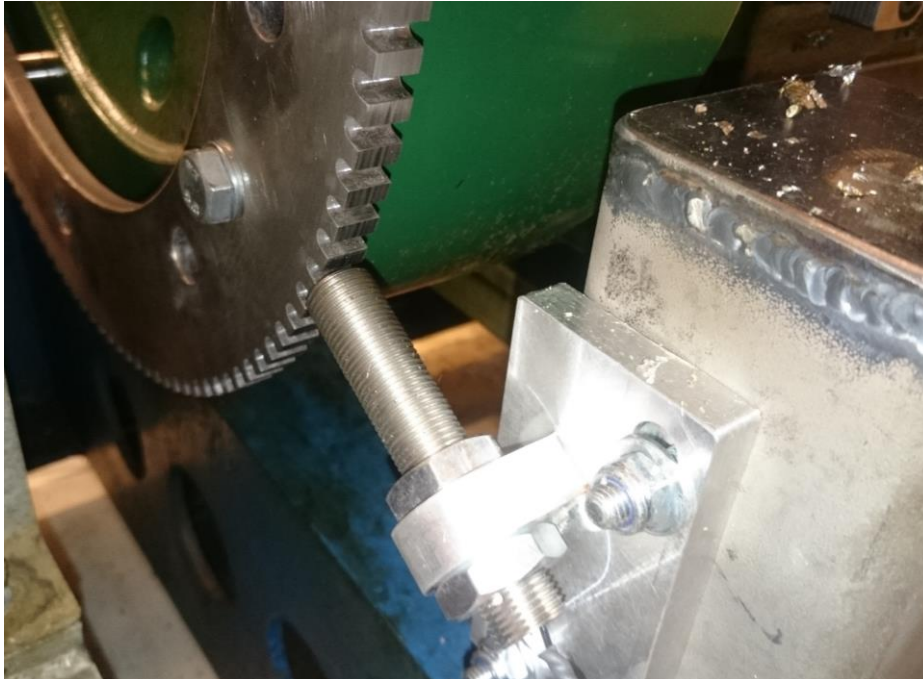
Styringen av variabel hastighet inn på regulatoren er gitt som 0-5 V<sub>0</sub> DC. Ved innkjøring måtte regulatoren justeres for å ha jevnt turtall på tomgang. Videre måtte regulatorens «gain» og «stability» justeres for optimal stabilitet [33]. For at motoren skulle endre pådrag jevnt, måtte økningen av pådrag på regulatoren tilpasses brennstofftilførselssystemet.



Figur 13: Respons i 2. ordens element [34]

Figur 13 viser at hvis regulatoren akselererte for mye, ville motoren overstige ønsket turtall. Derimot hvis regulatoren akselererte for lite, ville det ta lang tid før ønsket turtall ble oppnådd.

Derfor var det viktig å bruke tid på å justere dempingskoeffesienten ( $\xi^{xxxviii}$ ) inn mot  $\xi \approx 1$ .  $\xi < 1$  er underdempet system,  $\xi > 1$  er overdempet, system mens  $\xi = 1$  kalles for kritisk dempet system [34]. Videre kunne også mengden brennstoff som sprøytes inn ved oppstart justeres, slik at oppstartsrøyk og -sot ble redusert. Regulatoren ble koblet til en sensord for turtallmåling på svinghjulet. En tannkrans ble tilvirket for å kunne holde oversikt over nøyaktig turtallsendring. Sensoren målte optisk hver tann og beregnet turtall og dets endringer, slik at regulatoren justerte pådraget for å holde turtallet jevnt.

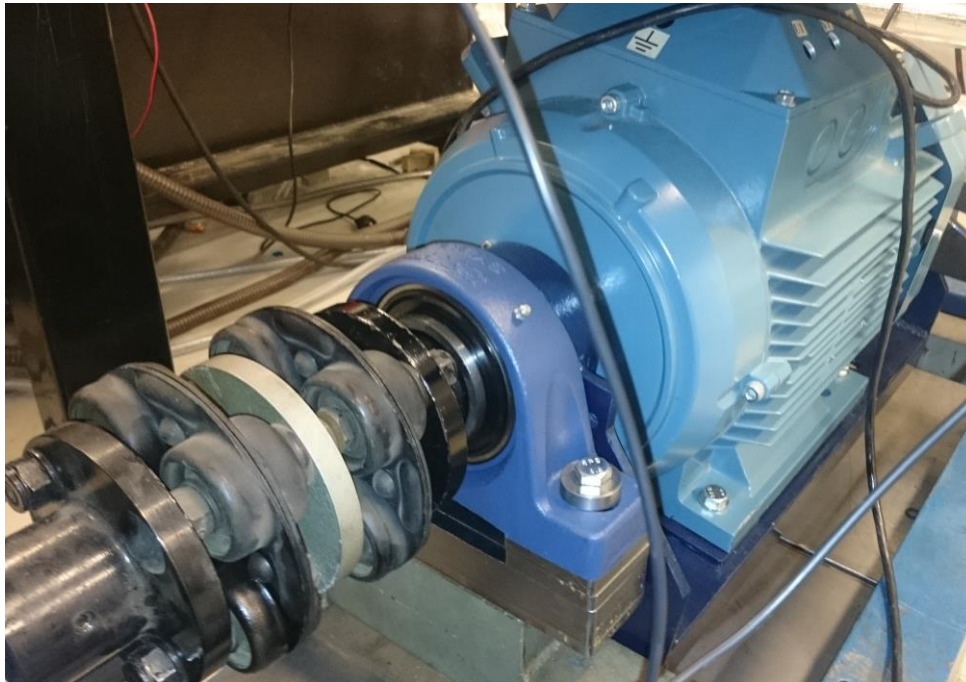


Bilde 15: Turtallssensor for regulator

---

<sup>xxxviii</sup>  $\xi$  - Dempingskoeffesient

### 3.5 Belastningssystem



Bilde 16: Generator

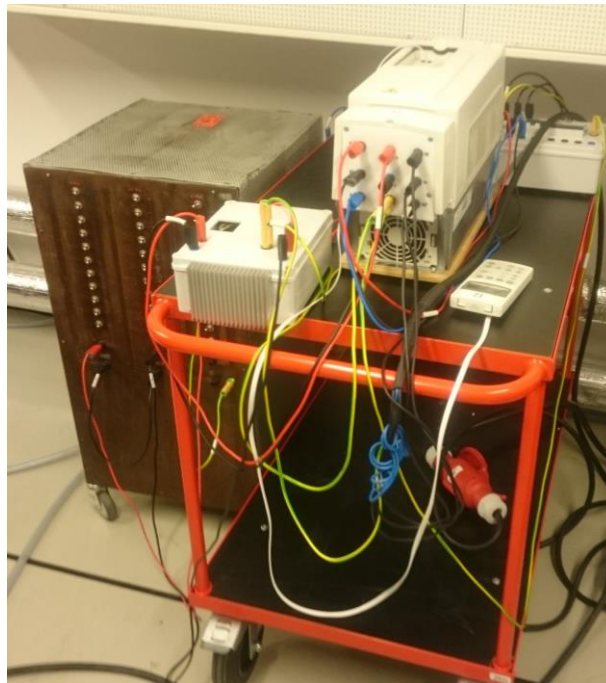
Testmotoren var koblet elastisk til en dreibar, opplagret, asynkron el-motor på 400 V<sub>o</sub> og 50 Hz. Den opptrådte i hovedsak som generator da motoren kjørte, for å bremse motoren ved ta ut last. Den elektriske effekten som ble hentet ut fra motoren ble ført via en faseomformer og skulle inn på el-nettet på HiB. El-motoren ble også brukt som startmotor til dieselmotoren, da den gjorde at en ekstra startmotor var unødvendig.

Elektromotor		
Spenning	400	V
Frekvens	50	Hz
Effekt	15	kW
Turtall	1460	°/min
Maks dreiemoment	98,11	Nm

Tabell 7: Elektromotorens parametre

Det var store utfordringer med å få dette systemet til å respondere etter ønsket metode. For å få ut riktig effekt var det ønskelig at generatoren tok ut et gitt moment uansett hvilket turtall motoren kjørte på. Turtallet ble regulert ut i fra pådraget på pumpen fra regulatoren. Last ble satt i prosent ut i fra hvor mye generatoren kunne levere. Skalaen gikk dermed fra 0 til 100 %. Da motoren gikk på et turtall, f.eks. 1500 °/min, og momentet ble satt til f.eks. 10 %, viste det

målte momentet rundt 9,5 Nm. Hvis da turtallet ble endret til 1600 %/min, økte det målte momentet til langt mer enn 20 Nm, noe som overhodet ikke stemte i praksis. Dermed ble det iverksatt feilsøking. Effekten generatoren leverte var avhengig av turtall, men momentet skulle ikke endre seg med turtall, da dette kom av magnetfeltet rundt rotoren. Magnetfeltet endrer seg ikke med turtall, i motsetning til effekten som er strømmen som tas ut. Dette medførte store forsinkelser til gjennomføring av masteroppgavens forsøk. Institutt for elektro og automasjon bidro med en midlertidig løsning for at testene kunne gjennomføres. Det ble satt opp en annen frekvensomformer og en stor motstand som ikke ble koblet opp til noen andre systemer. Dermed kunne AC-motoren fortsatt styres til å sette oppstartsturtall og deretter moment som bremsing. All generert elektrisitet ble dermed brent av i en motstand, altså omgjort til varme.



**Bilde 17: Frekvensomformer og motstand (til venstre)**

Bilde 17 viser det midlertidige oppsettet av frekvensomformeren og motstanden som brente av all generert elektrisitet. Denne belastningsmetoden av testmotoren var effektiv og nøyaktig. Styringen av belastningssystemet skjedde via en håndholdt kontrollenhet, hvor både turtall og last kunne reguleres. Lasten ble regulert i prosent ut i fra elektromotorens maksimale effekt ved den gitte spenningen. Prosentverdien indikerte hvilken effekt elektromotoren tok ut fra akslingen, ikke strøm ut til frekvensomformeren. Det medførte at tap gjennom elektromotor, kabler, frekvensomformer osv. ikke trengtes å tas høyde for.

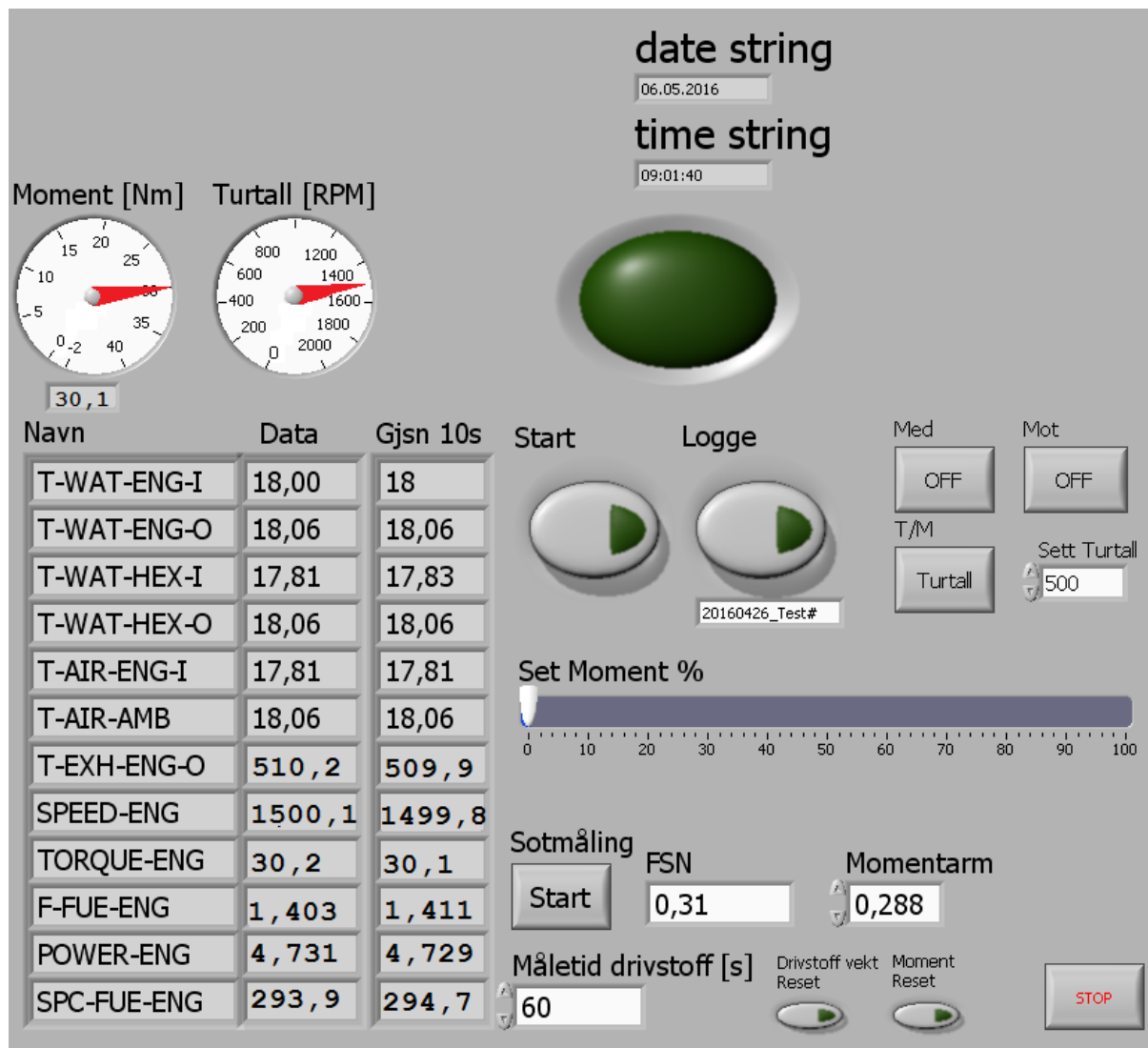
<b>Belastningspunkter</b>		
<b>Motorens effekt</b>	<b>El-motorens innstilling</b>	<b>Dreiemoment på akslingen</b>
%	%	Nm
100	30,7	30,1
75	23	22,6
50	15,4	15,1
25	7,7	7,5
10	3,1	3,0

Tabell 8: Belastningspunkter

Belastningssystemet gav svært god repeterbarhet og reproduserbarhet for belastningen av motoren.

### 3.6 Måleutstyr

For å kunne bruke motoren som laboratoriemotor til opplæring og verifisering var det viktig at målinger som ble tatt var nøyaktige og reproduserbare.



Bilde 18: Skjerm bilde av program på PC i operatørrom

For at operatøren skulle ha kontroll på motoren var det viktig at kritiske parametre var lett å lese av. Det ble utarbeidet et fastsatt nomenklatur som ble brukt til å beskrive de ulike parametrene som ble målt, se vedlegg 11.10. I «LabVIEW» ble det skrevet et program som tok imot signalene fra temperatursensorene, turtallsmålingen, dreiemomentmålingen og drivstoffmålingen. Når frekvensomformerer blir fikset vil det være mulig å bruke det programmet til å styre oppstart og belastning av motoren. Programmet regner kontinuerlig ut et gjennomsnitt basert på de siste 10 sekundene. Trykket man på «Logge»-knappen, ville alle verdiene bli lagret til en tekstfil med det gitte navnet som stod i boksen under.



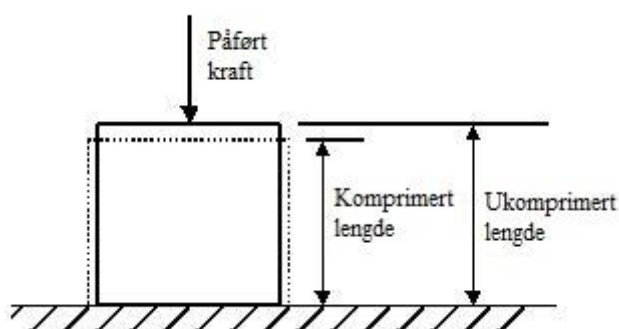
### 3.6.1 Lastceller

På testcellen til dieselmotortesting var det brukt to lastceller, som vist på bilde 19. En for å måle bremsemomentet til motoren, vist på figur 3, og en for å måle brennstofforbruk, vist på bilde 20.



Bilde 19: Lastcelle

Lastcellen fungerte ved å måle lengden som materialet ble strukket eller komprimert i forhold til opprinnelig lengde, vist i figur 14. Dermed ble kraften, som har blitt tilført for å gjøre det arbeidet, beregnet.



Figur 14: Lastcellens virkemåte [35]

### Brennstofforbruksmåling

For å måle brennstofforbruk var det hengt opp en sylindrer i taket. En lastcelle målte vektreduksjonen da brennstoff rant fra tanken og ned til pumpen. Når tetthet var kjent for brennstoffet, kunne literforbruket bli beregnet, samt forbruket i gram per watt-time beregnes.

Beregning av brennstofforbruk autodiesel				
Diameter [mm]	Høyde [mm]	Volum [dm <sup>3</sup> ]	Tetthet [kg/m <sup>3</sup> ]	Vekt [kg]
100	382	3,0	830*	2,49

Tabell 9: Beregning av brennstofforbruk med sylinder og lastcelle

\*Autodiesel skal ha en tetthet mellom 820 og 845 kg/m<sup>3</sup>. I beregningsoppgaver brukes ofte 830 kg/m<sup>3</sup> [8].



Maks. volum	3 dm <sup>3</sup>
Min. volum	0 dm <sup>3</sup>
Maks. vekt	2,49 + syl. vekt
Min. vekt	0 + syl. vekt
Maks. verdi ut	5 V <sub>o</sub>
Min. verdi ut	0 V <sub>o</sub>

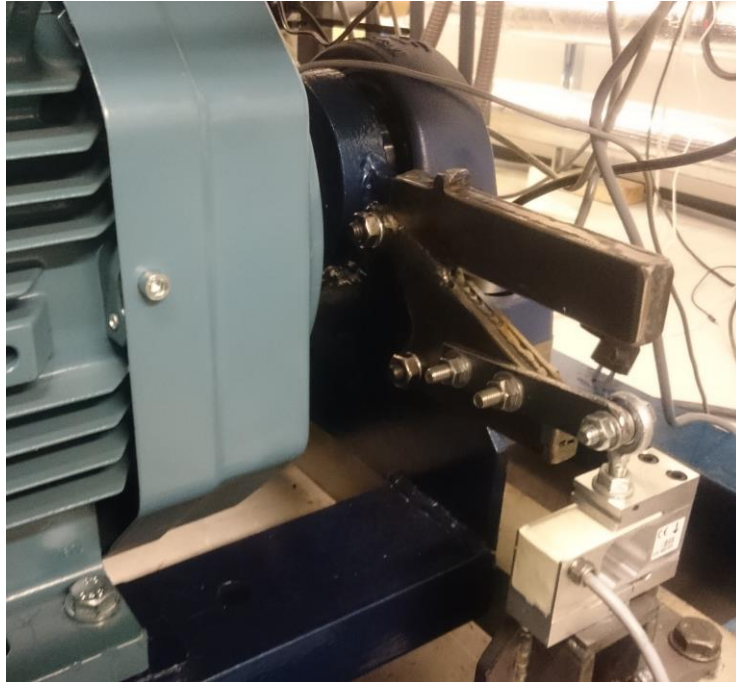
Tabell 10: Brennstofforbruksmåling verdier ut av lastcelle

#### Bilde 20: Brennstofforbruksmåling

Ved en gitt måling av f.eks. 60 sekunder blir spenningsforskjellen på et gitt antall volt. Det beregnes dermed hvor mange gram det tilsvarer ut i fra tabell 10. Brennstofforbruk,  $\dot{m}_b$ , oppgis i kg/h og bsfc i g/kWh. For en gitt last og turtall på motoren er effekten kjent, dermed beregnes dette med enkle formler. Sammenhengen mellom bsfc og  $\dot{m}_b$  er gitt i formel 5.

#### Dreiemomentmåling

Lastcellen som ble montert for å måle bremsemomentet gav ikke repeterbare verdier. Det ble målt store variasjoner, samt at verdiene sank noe før den stabiliserer seg over tid. Selv da belastningssystemet gav nøyaktig samme dreiemomentet på akslingen, kunne lastcellen gi store avvik.



Bilde 21: Lastcelle som måler dreiemoment

Lastcellen ble kalibrert med nøyaktige vekter og en tilvirket rigg som skulle illustrere full last på motoren. Lastcellen gav repeterbare og nøyaktige målinger når den ikke var montert på motorriggen. Det ble stilt spørsmål ved lastcellens egnethet av målinger under store vibrasjoner. Det var også en utfordring med lagrene som holdt krybben og elektromotoren på plass. De gjorde at lastcellen driftet vekk på grunn av hysteres. Altså at nullverdien ikke kom tilbake til sitt opprinnelige nullpunkt. Det blir nødvendig å løse denne utfordringen på en annen måte. Metoden til dreiemomentmåling som ble brukt under forsøkene var ikke tilfredsstillende.

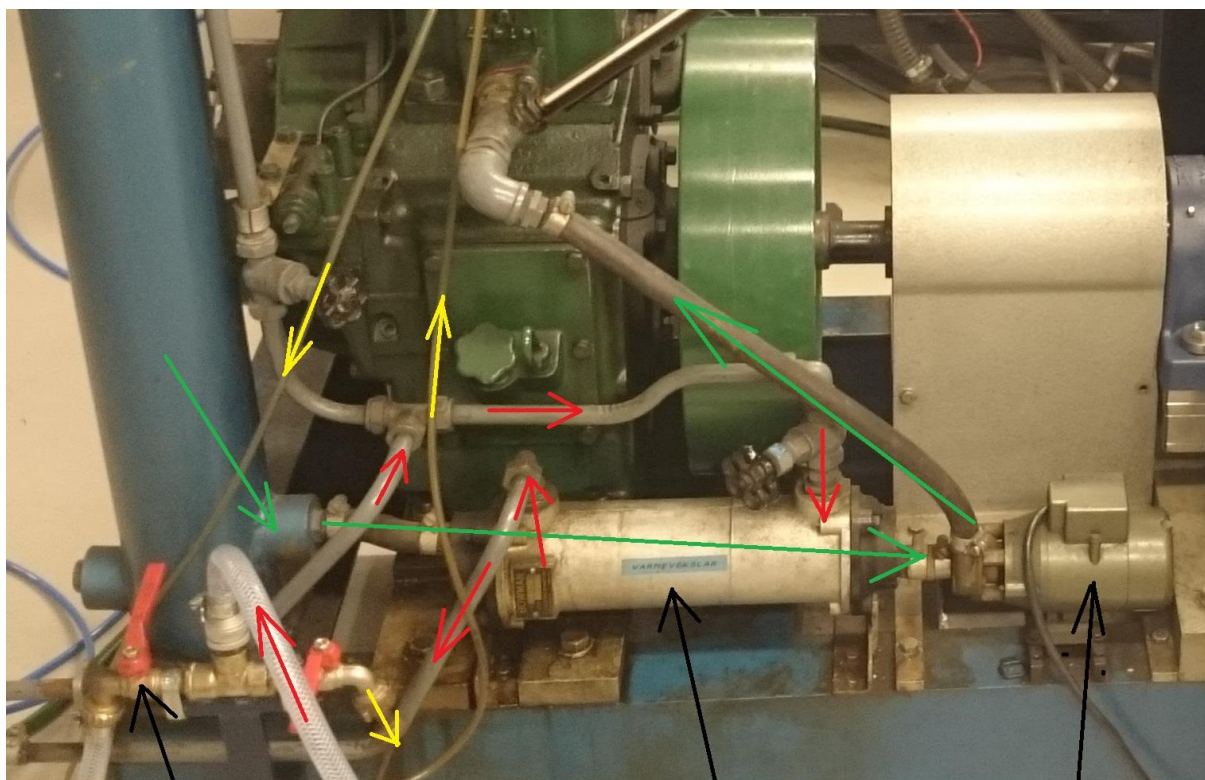
### 3.6.2 Temperaturmåling

På laboratoriemotoren ble kjølevannstemperaturer og eksostemperaturer målt. Det ble også målt temperatur i maskinrommet og temperatur på innsugsluften. Kjølevannstemperaturen ble målt før og etter motoren, samt springvannet som ble brukt til å kjøle ned kjølevannet i varmeveksleren.



Bilde 22: Temperatursensorer før (til venstre) og etter (til høyre) motor

Når forsøkene ble gjennomført var det ingen termostat på motoren. Dette er ønskelig å få på plass en termostat etter hvert, men i forsøkene til denne rapporten ble kjølevannet kontrollert manuelt med åpningen på vannkranen ut av varmeveksleren.



Kran for å regulere kjølevannstemperatur

Varmeveksler

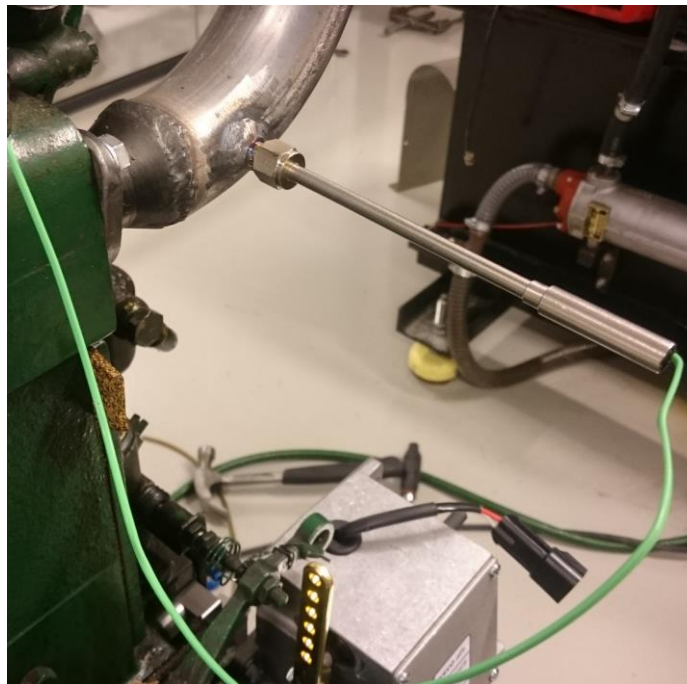
Vannpumpe

Bilde 23: Kjølevannssystem

Bilde 23 viser kjølekretsen til Petter laboriemotoren. Grønne piler illustrerer kjølevannet som ble pumpet gjennom motoren, over på vanntanken til venstre og gjennom varmeveksleren,

for å bli kjølt ned. Røde piler illustrerer springvannet som gikk gjennom varmeveksleren for å kjøle ned kjølevannet. Gule piler illustrerer springvann som kjølte ned trykksensoren.

Eksostemperaturene var det viktig å ha under kontroll, da for høye eksostemperaturer indikerer at motoren overbelastes og kan bli skadet av det. Eksosventilen er ofte den komponenten som setter begrensningen i forhold til maksimal eksostemperatur.



**Bilde 24: Eksostemperaturmåling**

For å måle eksostemperaturen bak sylindren ble det satt inn et termoelektrisk målelement. Ofte kalles det for «thermocouple circuit», altså termokoblet ledningspar. Det går ut på å måle forskjellen mellom kontrolltemperaturen i rommet og temperaturen i røret, ved å se på spenningsforskjellen mellom ledningsparet, som er forskjellige typer [34]. Hovedutfordringen med eksostemperaturmåling var at eksosstrømmen kun gikk forbi sensoren én gang hver fjerde takt. Dermed ble temperaturforskjellen stor mellom pulsene. For motorer med flere sylindre måles det gjerne på nytt lengre nede i eksosmanifoiden, hvor alle sylindrene går samlet inn i eksosrøret. For en ensylindret motor blir dette vanskeligere. For å kompensere for temperaturforskjellen mellom pulsene måtte det beregnes en gjennomsnittsverdi over tid. En gjennomsnittstemperatur gjorde det lettere å følge med på trenden til motoren. Steg eller sank eksostemperaturen over tid, altså over flere sykluser, istedenfor å måle en verdi som steg og sank mye for hver syklus. En målesensor med stor termisk treghet var også gunstig for mer gjennomsnittlige målinger.

En «Arduino» mikrokontroller ble programmert for å konvertere verdiene fra termokoblingene. Spenningsforskjellen ble omformet til en verdi for temperatur i grader celsius og ble sendt via «RS-232» kabel til operatørens PC og vist frem i «LabVIEW».

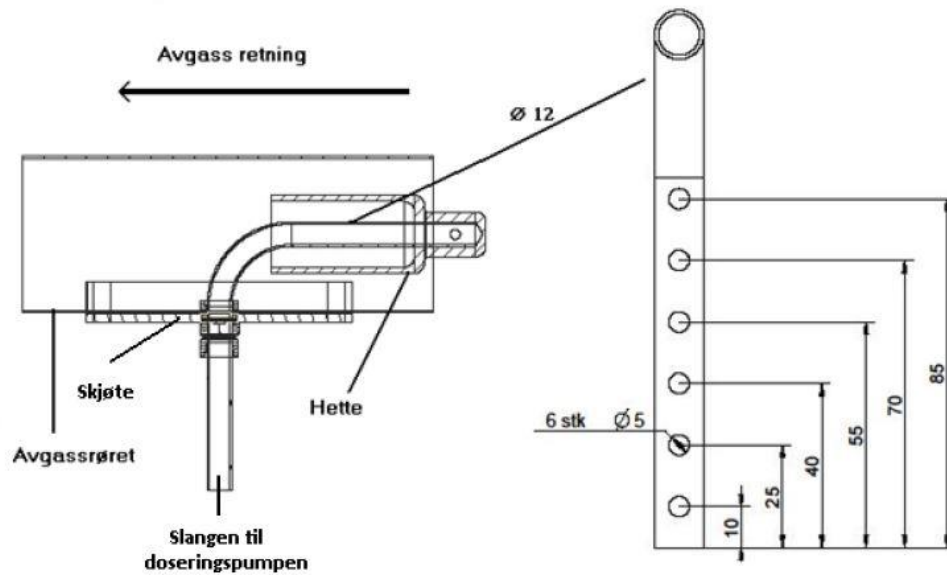
#### 3.6.3 Turteller

Det ble donert en turtallssensor fra Rolls-Royce Power Systems, Bergen Engines ved Svein Gåsvær, til å måle turtallet nøyaktig på motoren. Turtallssensoren er en triggesensor som genererer en spenning når den måler en tann på tannhjulet. Turtallssensoren ble montert ved siden av regulatorens turtallssensor og fungerte på samme måte.

En «Arduino» mikrokontroller ble programmert til å motta alle pulsene fra turtelleren og konverterte dem til ett digitalt tall for turtallet. Dette tallet ble deretter sendt videre med en RS-232-kabel til operatørens PC og ble vist frem i «LabVIEW».

#### 3.6.4 Sotmåler

Sot og partikler som kom fra eksosen til motorer ble målt med filterpapirmetoden i henhold til ISO 8178. Det var primært grafittisk karbon som ble målt. Ved HiB blir sot målt med «AVL 415 Smoke Meter». AVL (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List) er et stort konsulterende motorteknisk firma fra Østerrike, som produserer ulike måleinstrumenter til bruk i motortesting. Et rør ble koblet på eksosrøret hvor en prøve fra eksosen ble ført til apparaturen som testet mengden sot i en gitt mengde eksos. Dette røret hadde seks hull for å trekke avgass gjennom, samt at det var beskyttet av en hette for at hullene ikke skulle tettes med partikler. Et skjøtestykke var festet til eksosrøret for å sentrere prøvetakingsrøret og gi en solid festeanordning. Prøvetakingsrøret ble utviklet i løpet av en bacheloroppgave i 2012 skrevet av Oscar A. M. Grude [36]. Røret ble montert langs en rett strekning på eksosrøret for å sikre mest mulig laminær strømning.



Figur 15: Prøvetakingsrør sotmåling ved HiB [36]

Avgassprøven ble ført til et måleapparat fra AVL hvor sotmengden ble bestemt automatisk. Krav om at eksosrøret ikke skal ha bend eller innsnevringar på en gitt avstand før måleproben, har gjort at eksosrøret ut fra testmotoren måtte tilpasses litt.

$$l_{\min\_eksos\_rør} = 6 \cdot D_{eksos\_rør} \quad (36)$$

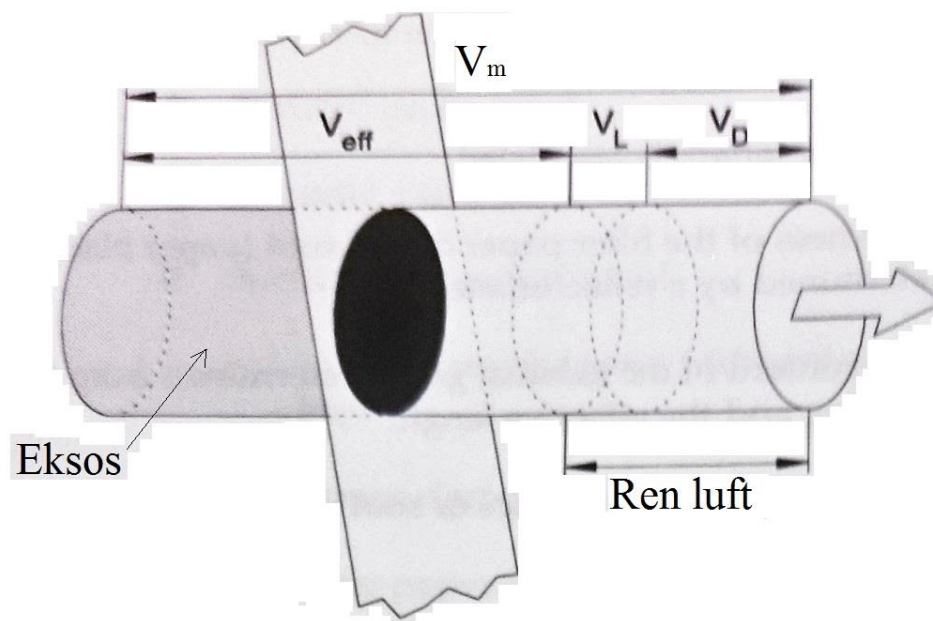
Formel 36: Minimum lengde på eksosrør før måleprobe



Bilde 25: AVL 415 Smoke Meter

AVL måleren doserte opp hvor mye eksos som skal strømme gjennom filterpapiret ut ifra hva operatøren har spesifisert. Eksosgassvolumet strømte gjennom filterpapiret, og ble deretter målt

av en strømningsmåler for å definere volumet. Den «effektive lengden» av volumet ble beregnet.



Figur 16: AVL Sotmåling gjennom papirfilter [37]

Målevolumet,  $V_m$ , var den totale mengden avgass som ble dratt gjennom filterpapiret.  $V_D$  var «dødvolumet» som lå i røret og i proben. Dødvolumet ble fylt med ren luft mellom hver måling. Det skulle dermed ikke ha noen effekt på målingene gjennom filterpapiret. Lekkasjevolumet,  $V_L$ , var all luften som ble dratt inn med målegassen på grunn av pakninger som ikke var tett.  $V_{eff}$  ble da den andelen av målevolumet som faktisk var avgass fra motoren.

$$V_{eff} = V_m - V_D - V_L \quad (37)$$

Formel 37: Effektiv andel avgass i målevolum

$FSN^{xxxix}$  er måleenheten for røyk gjennom et papirfilter. FSN er definert i ISO Draft 10054, luftrykk lik 1 bar og temperatur lik 25 °C, med «effektiv lengde» lik 405 mm. Hvis FSN er lik 0, er filterpapiret helt hvitt. Derimot hvis FSN er lik 10, er det helt svart.

---

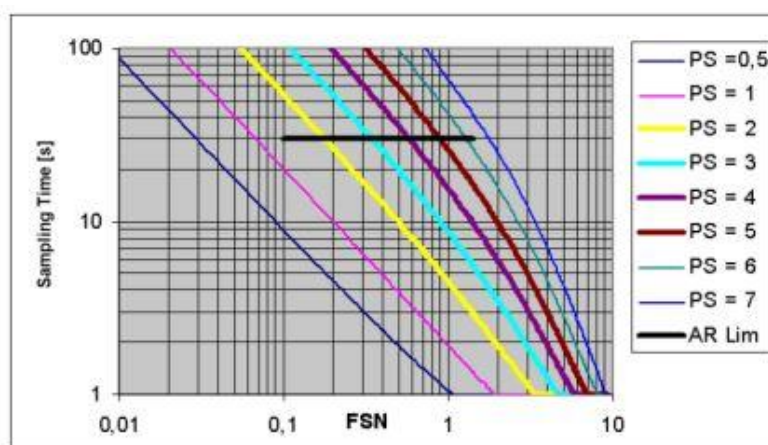
<sup>xxxix</sup> FSN – Filter Smoke Number



$$PB = 10 \cdot \left(1 - \frac{R_B}{R_W}\right) \quad (38)$$

Formel 38: Svart andel på filterpapir

$R_B^{xl}$  sier hvor stor andel av filterpapiret som var blitt svart, mens  $R_W^{xli}$  sier hvor mye som fortsatt var hvitt. Dette ble målt med et reflektometer [37].  $PB^{xlii}$ -tallverdien for svertingen av papiret. PB blir også kalt for PS, f.eks. i figur 17. AVL 415 har en membranpumpe som kan trekke ulike mengder eksos gjennom filteret. For å få repeterbare målinger er det viktig at eksosvolumet som blir målt er nøyaktig likt for hver test. AVL 415 har en funksjon kalt «Auto-Range» som gjør at den suger til seg ideelt volum, ved at det først blir målt med  $200 \text{ cm}^3$ , deretter blir PB-verdien bedømt. Hvis denne verdien avviker stort fra  $2,5 \pm 1,5$ , blir volumet som ble målt endret, for å komme nærmere PB lik 2,5. En slik endring i volum blir gjort for å unngå dårlige resultater ved lave eller høye sotkonsentrasjoner, som var mer vanlig med eldre sotmåleapparater [23]. Deretter omregnes verdien i forhold til den «effektive lengden» som skal være 405 mm. Den omregnede verdien er FSN [37].



Figur 17: Omregning fra PB til FSN [37]

### AVL 415 røykmåler - kommunikasjon

Det ble skaffet et program til «LabVIEW» som skulle kommunisere med «AVL 415S Soot Meter» apparatet. Denne kommunikasjonen fulgte RS-232 protokoll og det ble utarbeidet kabler og koblet opp til PC på operatørrommet. Mye tid ble brukt på å få dette programmet til

<sup>xl</sup>  $R_B$  – Power of reflection of blackened filter paper

<sup>xli</sup>  $R_W$  – Power of reflection of white filter paper

<sup>xlii</sup> PB – Paper Blackening

å kommunisere med apparatet, hvor det blant annet ble målt med skop for å sjekke på signalene fra apparatet og programmet. Programmet ble koblet opp mot en annen PC med programvaren «HyperTerminal» for å sjekke hva som ble sendt ut og hvordan det responderte på signal som ble sendt tilbake. Ingenting tydet på at det var noe som var galt med programmet, det responderte i henhold til manualen til «AVL 415 Soot Meter». Det ble dermed utarbeidet en hypotese om at noe var galt på hovedkortet til apparatet. En av komponentene var en +5 V RS-232-transmitter og -mottaker. Den hadde delenummer «HIN232CP», se vedlegg 11.11. Det ble foreslått å bytte ut denne komponenten for å se om det ville ha en effekt på kommunikasjonsproblemene som oppsto. Oppgavens tidsomfang gjorde det ikke mulig å konkludere med noe, da komponenten ikke ble kjøpt inn før forsøkene var ferdig. For forsøkene i denne rapporten ble det koblet opp en ledning til måleapparatets fjernstartknapp. Dermed ble det mulig å starte måleprogrammet fra operatørrommet, uten å måtte gå inn i maskinrommet. Den målte verdien for FSN kom opp på skjermen til apparatet og ble deretter skrevet inn i listen manuelt sammen med de andre målte verdiene. Ledningen til startknappen ble koblet til et relé som ble styrt via et program i «LabVIEW» på PC i operatørrommet.

Anerkjente moderne motorbyggere anslår at røyken er usynlig når den er under 0,5 FSN [23]. Et nøyaktig tall for synlig røyk var likevel umulig å sette, da det varierer med partikkelkomposisjonen og andre faktorer. De fleste grenser ligger likevel mellom 0,15 og 0,5 for synlig røyk [23]. Biler som kjørte i Norge på 1960-tallet hadde krav om å overholde et røyktall på 4,9 FSN [5]. Dette gjaldt ved stor pådragsendring og innebar mye synlig svart røyk. I Euro VI er kravet definert etter  $PN^{xl\text{iii}}$  og skal ikke overstige  $8 \cdot 10^{11}$  [1/kWh], se kapittel 11.9.

#### 3.6.5 Avgassmåler

HiB har kjøpt inn en avgassmåler for  $NO_2$ ,  $NO$ ,  $CO_2$ ,  $CO$  og  $SO_2$ . Avgassmåleren er en portabel gassanalysator fra Horiba Ltd. Analysatoren bruker «Cross-flow modulation chemiluminescence» deteksjonsmetode for  $NO_x$ -analyse og «Cross-flow modulation, Non-dispersive infrarød» absorpsjonsmåling for  $CO$  og  $SO_2$ . For  $CO_2$  måling bruker avgassmåleren standard, ikke krysstrømning, «non-dispersive»-infrarød absorpsjonsmåling. For å måle  $O_2$  bruker den Zironia-metoden, galvanisk metode og parametrisk metode [38]. Krysstrømning og

---

<sup>xl\text{iii}}</sup> PN – Particle Number

moduleringsmetoden går ut på å analysere en gasstrøm ved siden av en null-gass for å sammenligne de to. Gassene sendes vekselvis inn i samme målecelle og forskjellen mellom dem gis ut som et signal. På denne måten reduseres avvik og målefeil, da begge typen feil vil oppstå i begge målingene. Det gir svært nøyaktige og stabile målinger over lang tid [39]. Eksosprøvene ble hentet ut fra eksosrøret så tidlig som mulig, for å sikre at forholdet mellom NO og NO<sub>2</sub> var korrekt. NO oksyderer etter kort tid til NO<sub>2</sub>, se kapittel 2.5.2. Eksosen ble ført gjennom et oppvarmet rør bort til en tørkeboks, fordi eksosgassen skulle måles tørr. Deretter ble den ledet ned til analysatoren. Verdiene med tørr eller våt eksos vil være forskjellig. Det er viktig å være konsekvent hvilken type eksosgass som måles.



**Bilde 26: Horiba NO<sub>x</sub>-analysator ved HiB**

Horiba eksosgassmåleren har kommunikasjonsmuligheter gjennom RS232 og Ethernet. Da kunnskapen angående kommunikasjon over Ethernet i «LabVIEW» ikke var god, ble det valgt å se på mulighetene for å innhente signalene analogt gjennom RS232-kontakten. De analoge signalene skulle samles opp av en NI-boks og sendes via Ethernet til «LabVIEW». Da det var kommunikasjon mellom to NI-enheter, eksisterte det standard metoder for slik kommunikasjon. Det lyktes likevel ikke laboratorieingeniørene ved HiB å få til kommunikasjon med Horiba-apparatet. Resultatene ble derfor innhentet manuelt ved hjelp av lagring direkte på SD-kort i Horiba. Ved senere tid er det ønskelig for motorlaboratoriet å ha mulighet til å kommunisere med måleapparatene fra utsiden av maskinrommet, dermed er det nødvendig å få til kommunikasjon via Ethernet. Da det ikke eksisterer et tilgjengelig program for Horiba-apparatet, ble det ikke fokusert på å få dette gjennomført i løpet av denne oppgaven. Det ble

likevel lagt opp en Ethernet cat 5 kabel med T568B kabling for kommunikasjon med NI-boksen som skulle ta imot de analoge signalene. Senere kan denne kabelen brukes til å kommunisere direkte med Horiba-apparatet.

### **3.6.6 Trykkmåling**

For nøyaktig måling av sylindetrykk eksisterer det i utgangspunktet kun piezoelektriske eller piezoresistive trykkstransducere som gjør jobben godt nok. I prinsippet fungerer en piezoelektrisk trykkstransducer ved at elektrostatisk ladning slippes ut under mekanisk belastning og en piezoresistiv trykkstransducer ved at motstanden gjennom den endres ved forskjell i trykk. Forskjellige typer krystaller oppfører seg forskjellig, og det er derfor mangfoldige produsenter av piezoelektriske og resistive trykkstransducere. Endringen er ofte hurtig og proporsjonal med trykket den utsettes for, derfor blir den dynamiske målingen veldig nøyaktig.

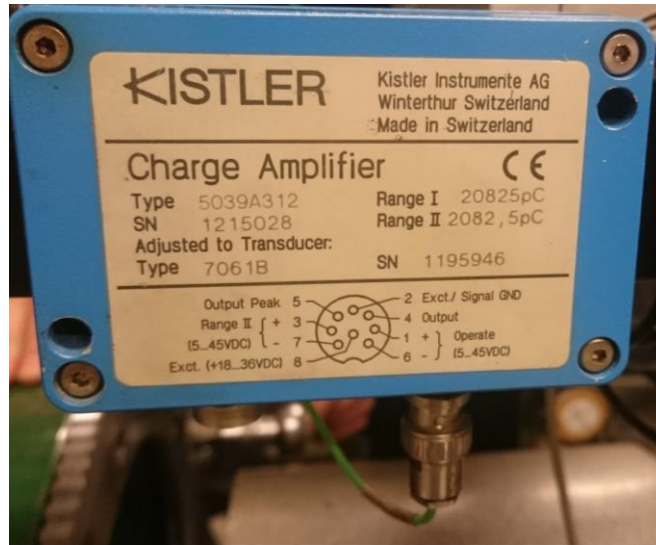
#### **Sylindertrykk**

En vannkjølt trykk giver fra Kistler, modellnummer 7061B, ble montert inn i sylinderdekslet. Trykk giveren var en høypresisjons piezoelektrisk sylindrisk trykkstransducer [40].



**Bilde 27: Kistler trykk giver ved HiB**

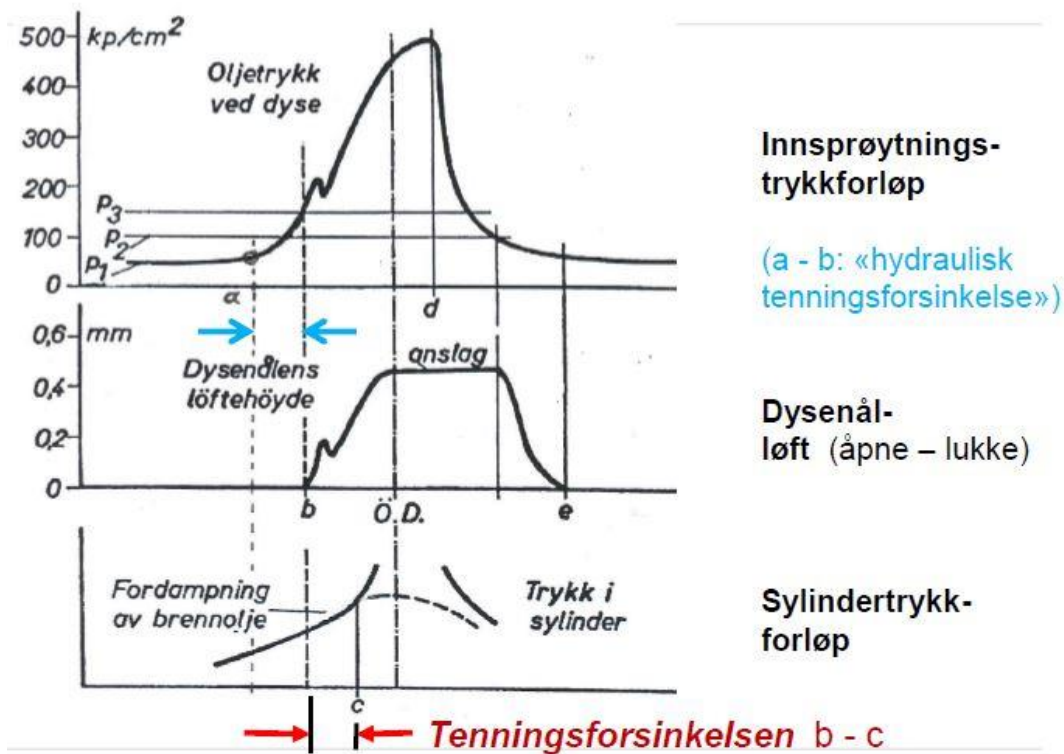
Verdiene fra trykksensoren ble sendt gjennom en forsterker til AVL-indikeringssystemet som behandlet dataene og synkroniserte de med gradene på veivinkelen for å produsere nøyaktige diagrammer for motoren.



Bilde 28: Kistler ladningsforsterker ved HiB

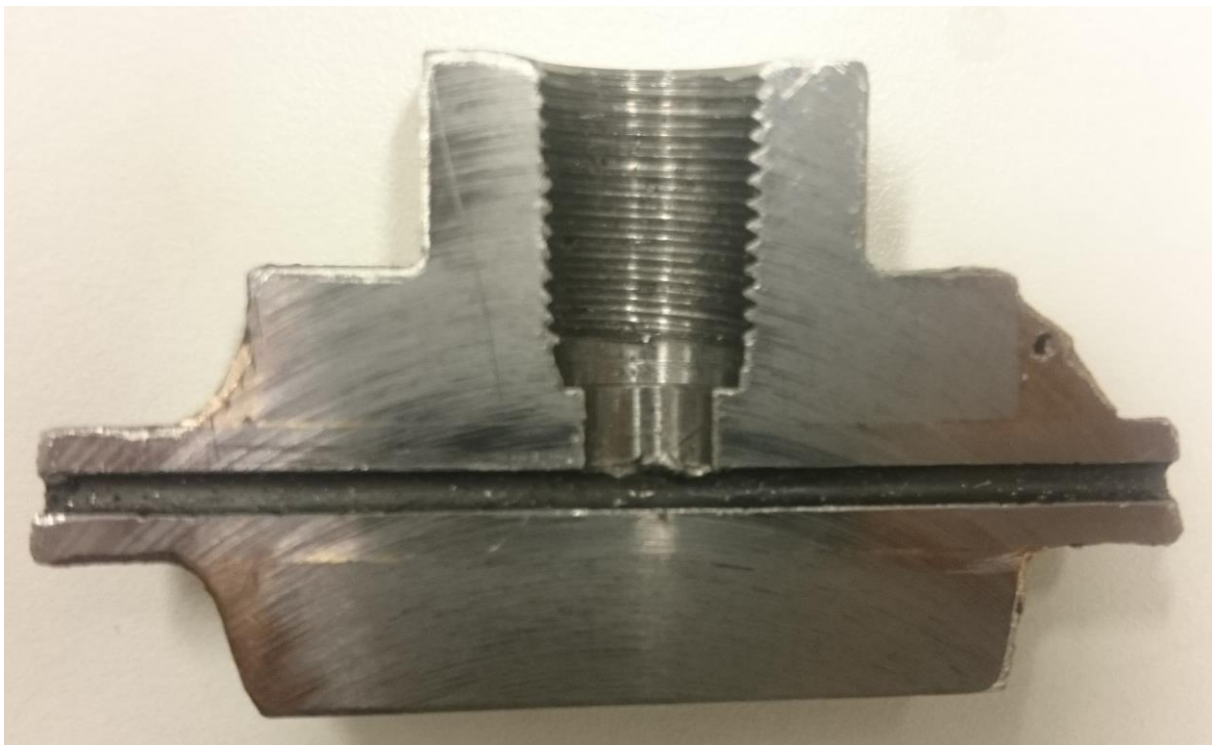
### Innsprøytningsstrykk

Det var også ønskelig å måle innsprøytningsstrykket til dysen, slik at innsprøytningsforløpet ble kjent. Det mest ønskelige for laboratoriemotoren var å knytte innsprøytningsstrykket opp mot vinkel på veivakselen.



Figur 18: Innsprøytningsforløp og tenningsforsinkelse [10]

Figur 18 viser at innsprøytningsforløpet begynner med at oljetrykket som leveres fra pumpen øker fra punkt a. Når trykket er stort nok, vil dysenålen åpne seg opp og slippe brennstoff gjennom dysen. Fra punkt b til c er det en forsinkelse. Brennstoff er på vei inn i sylinderen, men forbrenningen starter når trykket begynner å øke. Dermed er det mulig å beregne tenningsforsinkelsen til motoren med et gitt brennstoff ut i fra disse punktene. Det var derfor ønskelig å kunne måle innsprøytningsstrykket og sylindetrykket samtidig og synkronisere dette med vinkelmålingene på veivakselen. På Petter-laboratoriemotoren ble det tilvirket et nytt innsprøytningsrør med påloddet adapter for trykksensor. Dette signalet ble sendt gjennom en forsterker, tilsvarende signalet fra sylindetrykkgiveren og videre til analyseverktøyet.

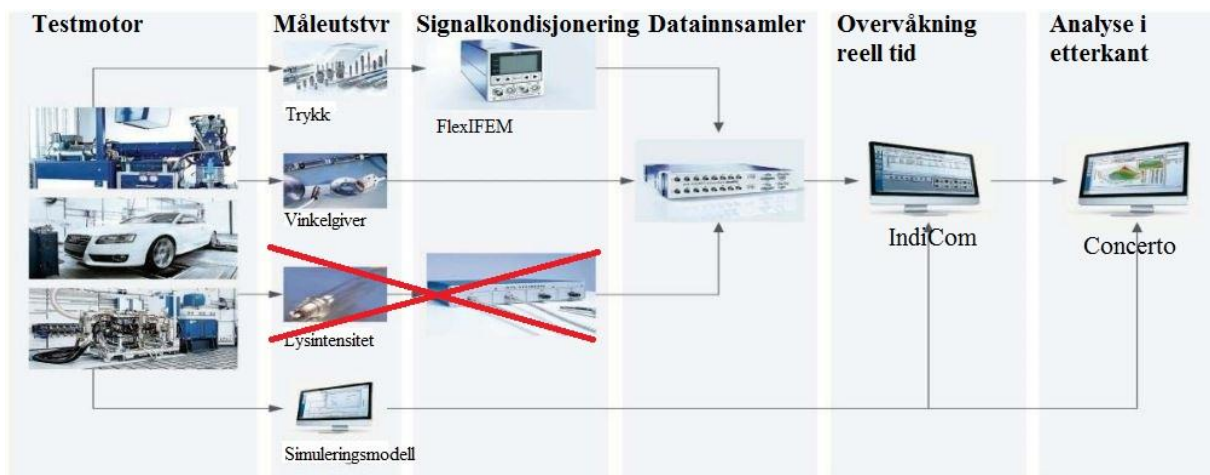


**Bilde 29: Adapter til innsprøytningsstrykk**

For å få til å måle innsprøytningsstrykket før dysen, ble det laget en adapter som ble loddet fast til innsprøytningsrøret. Deretter ble det boret opp hull og gjenget opp slik at trykkgiveren kunne stå oppi og måle trykket på brennstoffet. Bilde 29 viser et forsøk som ble gjort for å sjekke om loddingen ble sterk og tett, samt at trykkgiveren ikke ville komme for langt ned i røret. Adapteren og røret ble kuttet tvers over, for å sjekke påvirkningen av loddingen. Det var ikke ønskelig å påvirke strømmingen på noen som helst måte, da det ville påvirke trykksvingningene i hydraulikken. Det var ønskelig å ha et innsprøytningsforløp som var tilnærmet identisk med det originale. Innsprøytningsrøret med adapteren ble montert på motoren og motoren ble kjørt i gang. Etter kort tid begynte motoren å fuske, deretter ble den umulig å starte. Problemet viste

seg å være at dysen ikke ville åpne seg lenger. Selv ikke med trykk på over 300 bar. Det ble antatt at små sponpartikler fra produksjonen av røret med adapteren ikke var blitt fjernet helt. Sponpartiklene løsnet under kjøring og resultatet var dysehavari. En reservedyse ble satt inn og det gamle innsprøytningsrøret ble montert. Det nye røret med innsprøytningsstrykkmåling ble ikke montert på motoren igjen før forsøkene til masteroppgaven var gjennomført. Det medførte at det var vanskelig å si nøyaktig når innsprøytingen startet og hvordan trykkkurven ville se ut. Det ble målt når pumpen startet å levere brennolje, altså i hvilken veivgrad før ØD at pumpen begynte å komprimere oljen, se vedlegg 1.14. Pumpen startet å komprimere oljen ved 26 grader før ØD.

### 3.7 AVL indikeringsystem FlexIFEM INDI

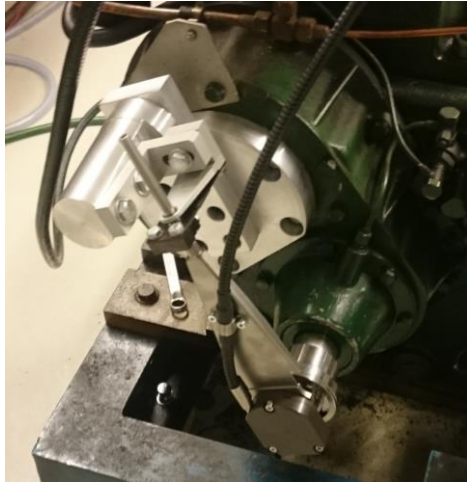


Bilde 30: AVL indikeringsystem [41]

Et indikeringsystem går i hovedsak ut på å kombinere nøyaktige trykkmålinger med den eksakte veivinkelen til motoren i det aktuelle punktet. Det er derfor viktig å ha en nøyaktig vinkelgiver som vet nøyaktig hvilken veivgrad motoren står i til enhver tid. Disse verdiene blir vist kontinuerlig på en PC i operatørrommet, samt at måledata kan bli lagret og analyseres i etterkant. I tillegg var det mulig å legge inn simuleringsforsøk og sammenligne testresultater med simuleringer.

#### 3.7.1 Vinkelgiver og pulsoverfører

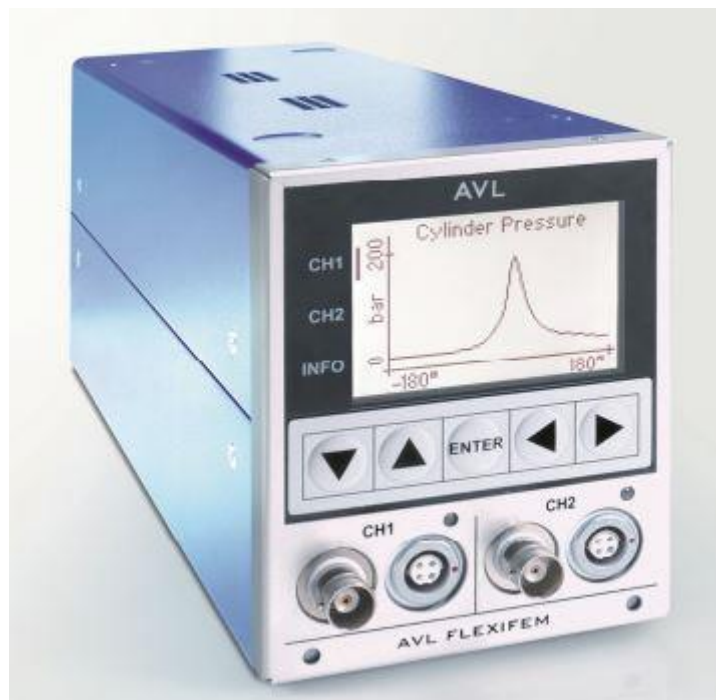
Den optiske vinkelgiveren, «AVL Angle Encoder 365C», ble montert på enden på veivakselen, på motsatt side av svinghjulet. Giveren genererte et optisk signal og konverterte det til et analogt spennings-signal før det ble sendt videre til en transmitter med en godt isolert, 2 m lang ledning.



Bilde 31: AVL Vinkelgiver

### 3.7.2 Forsterker og forbrenningsmålesystem

I motsatt ende tok «AVL FlexIFEM INDI» imot signalene fra vinkelgiver og trykkgivere. Det bærbare forbrenningsmålesystemet har integrert forsterker for behandling av opptil to analoge målekanaler fra sylinder, injeksjonslinje eller lufttrykk. I tillegg er det to digitale innganger for innsprøytningsstid eller lignende. Dette synkroniseres med signalet fra vinkelgiveren slik at nødvendig informasjon kan presenteres korrekt grafisk. Signalbehandlingshastigheten er opp mot 1 MHz, som er langt over behovet for nøyaktige målinger ved 2000 °/min [42].



Bilde 32: AVL FlexIFEM INDI [42]

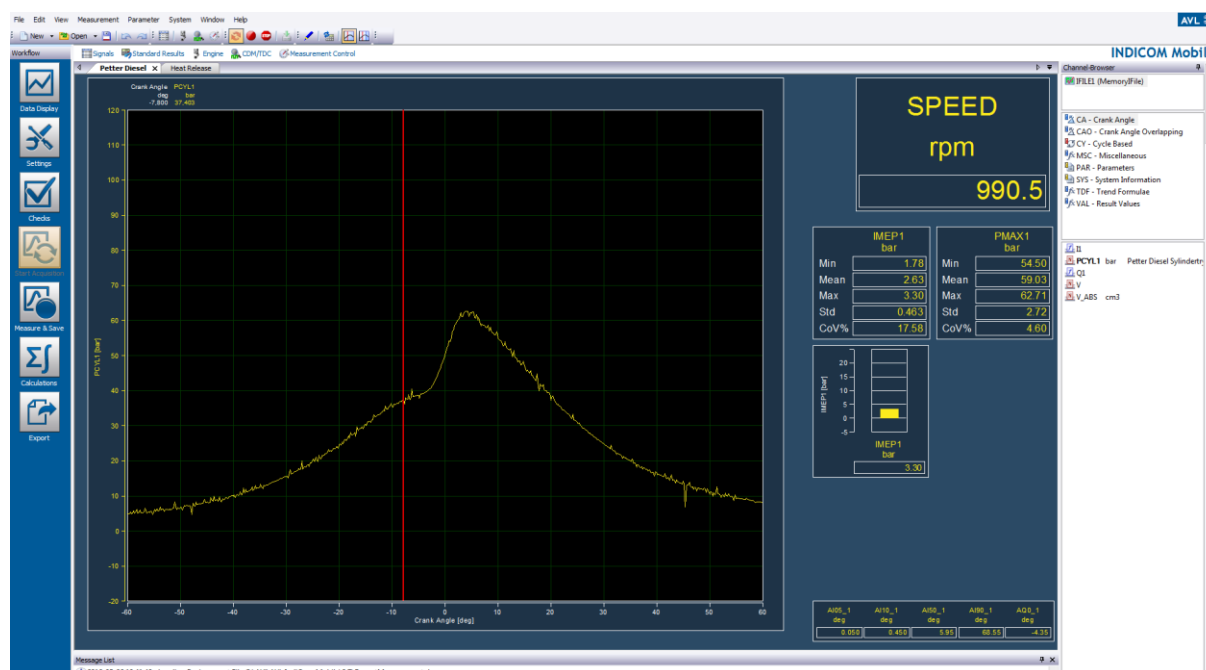


Videre ble informasjonen sendt via Ethernet til en PC med AVL programvaren «IndiCom». Kommunikasjonen her gikk med hastigheter opp mot en gigabit per sekund, som for operatøren virket som reell tid. Sylindertrykket ble vist kontinuerlig under kjøring i en trykk over veivinkelkurve eller en trykk over volumkurve. Under forsøkene var det kun mulig å bruke en analog inngang på «AVL FlexIFEM»-utstyret. Det betydde at det kun var sylindertrykket som ble vist i forhold til veivinkelen. På sikt var det ønskelig å kunne bruke inngang nummer to til innsprøytningsstrykket, slik at begge trykkene ble synkronisert. Før dette ble klargjort var det ønskelig å kjøre målingene hvor begge trykkmålingene ble ført til et eksternt analyseverktøy, et analyseoskop, som logget verdiene per millisekund. Samtidig som sylindertrykkmålingen var koblet til AVL-systemet som logget sylindertrykket dobbelt. Dermed ville det vært å analysere innsprøytningsforløpet ut i fra sylindertrykket og si noe om tenningsforsinkelsen og dets effekt på andre parametre.

### 3.7.3 Programvare fra AVL

#### Måling under kjøring

I «IndiCom» var det mulig å se sylindertrykkskurven kontinuerlig ved kjøring, ta målinger med ett gitt antall sykluser, beregne gjennomsnittet og lagre dette.



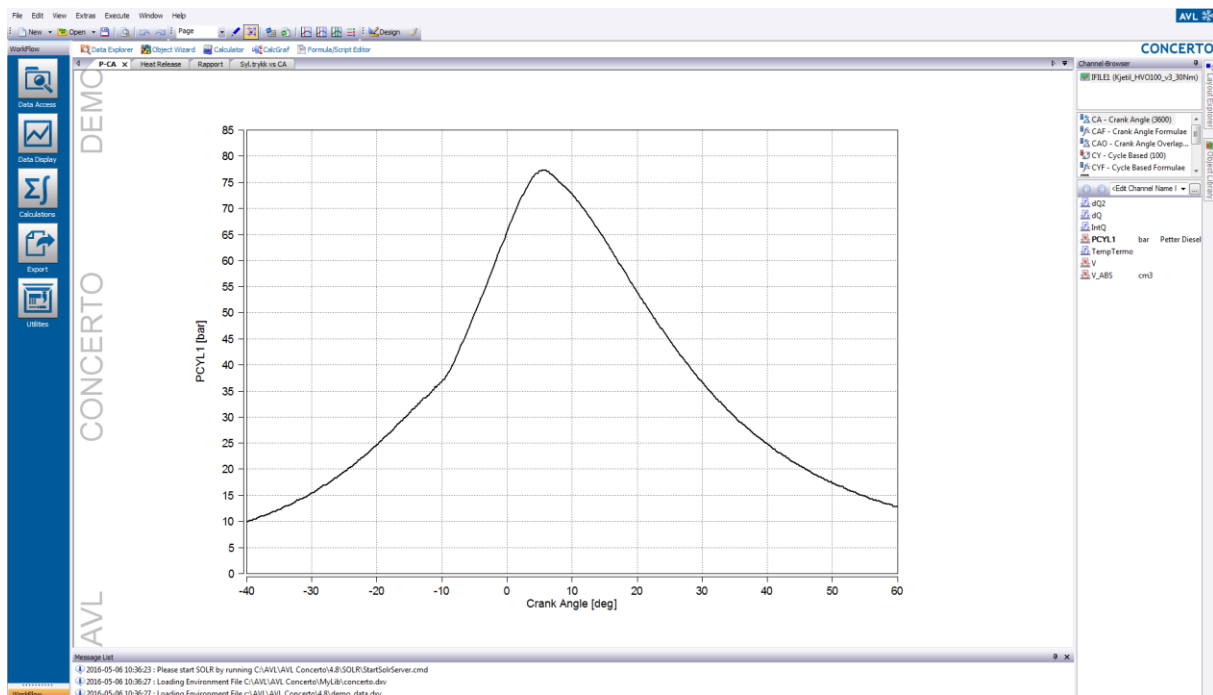
Bilde 33: Skjerm bilde av AVL IndiCom

Skjerm bilde 33 av «IndiCom» viser sylindertrykkskurven ved 990,5 %/min og rundt 3 Nm belastning. Dette var kun ment som illustrasjon av hvordan det gikk an å overvåke

forbrenningsparametrene til motoren under kjøring. Det var mulig å følge med på makstrykk, indikert middeltrykk, CoV% og energiomsetning. På grunn av det midlertidige belastningsutstyret som ble brukt var det også mye støy på signalet. Støy var tydelig på hver enkelt syklus, men for målingene ble det kjørt 100 sykluser og lagret et gjennomsnitt av disse. Det ble ikke blitt gjort arbeid med å redusere støy, da gjennomsnittsmålingene filtrerte vekk uønskede verdier.

#### Analyse i etterkant av kjøring

«Concerto» var programvaren for fremvisning av lagrede data. Her var det mulig å lage grafer, kurver, samt utskrifter av måledata. HiB hadde kun tilgang til en enklere versjon av «Concerto» som kun kunne vise grafer og målte verdier. Utregninger, beregninger og analyser måtte gjøres i et eksternt program. Det var mulig for studenter å laste ned en demoversjon av «Concerto» via nettsidene til AVL. Denne var kun gyldig et gitt antall uker, men gav brukeren alle muligheter til å gjøre beregninger og analyser av måleresultater.



Bilde 34: Skjerm bilde av AVL Concerto

Skjerm bilde 34 viser et gjennomsnitt av 100 sykluser kjørt på 1500 %/min med 30,1 Nm belastning. Alle støykilder er blitt filtrert vekk og det er lett å studere kurvene. «Concerto» kunne også vise energiomsetningsdiagrammer og ulike andre termodynamiske beregninger som forbrenningsstart, prosentvis beregning av hvor mye brennstoff som var brent opp og lignende. For å beregne energiomsetning baserte AVL seg på formlene forklart i kapittel 2.4.7.

$$Q_i = \frac{C}{\kappa_i - 1} V_{i+n_i} \cdot \left[ p_{i+n_i} - p_{i-n_i} \left( \frac{V_{i-n_i}}{V_{i+n_i}} \right)^{\kappa_i} \right] \cdot (X_i + 1)$$

$n_i$ : Intervall (1 grad)  
 $Q_i$ : Energiomsetning  
 $\kappa_i$ : Polytropisk koeffisient = 1,39  
 $C$ : Konstant  
 inneholder: - lavere brennverdi ( $H_n$ )  
 - masse (m)  
 -  $C_v$ ,  $C_p$  og  $R$   
 - innløpstemperatur

$$CV_i: 0,7 + T_i \cdot (0,155 + A_i) \cdot 10^{-3}$$

$$A_i: 2 \cdot X_i$$

$$X_i: \frac{\sum Q_i \cdot 28}{p_i}$$

$$T_i: \frac{p_i \cdot V_i}{m \cdot R}$$

$p_i$ : Lufttrykk  
 $V_{i \pm n_i}$ : Sylindervolum i forhold til veivinkel  
 $p_{i \pm n_i}$ : Sylindetrykk i forhold til veivinkel

Formel 39: AVL formler for beregning av energiomsetning [43]

### 3.7.4 Bestemmelse av ØD

Det var kritisk for målingene at øvre dødunkt ble bestemt nøyaktig. På grunn av massekrefter i motoren vil det være litt kast i stempellet, samt motstand i lufttrykk ved kompresjon. Dette gjør at stempelets ØD ikke er nøyaktig på 0° veivinkel. Hver gang noe endres på motoren, enten vinkelgeber, trykksensor eller mekaniske endringer i sylinderen, må ØD bestemmes på nytt. Metoden for å bestemme ØD gikk ut på å kjøre motoren uten last i høyt turtall. Deretter ble drivstofftilførselen kuttet, samtidig som trykksensoren målte sylindetrykket. Det ble da mulig å måle noen sykluser uten trykkøkning fra forbrenning. Bare kompresjonstrykket ble målt og ØD ble satt i punktet da trykket var maksimalt. Et gjennomsnitt av 10 sykluser gav en svært nøyaktig definisjon av ØD. Programvaren sjekket om alle de målte syklusene var symmetriske, altså at det ikke var noen forbrenning som ble gjennomført. Testen ble definert som ugyldig om sylindetrykket ikke var symmetrisk. Hvis bestemmelsen av ØD bare var veivgrad feil, kunne de termodynamiske kalkulasjonene for indikert middeltrykk bli opp mot 10 % feil og energiomsetningen opp mot 25 % feil [44].



## 4 Simuleringsmodell

Den enkleste måten å simulere en motor på er å bruke ideelle modeller for syklusene. Syklusene er innsug, kompresjon, forbrenning og eksostømming. Deretter for å få mer nøyaktige og reelle verdier, må det tas høyde for en del forutsetninger som gjør at det ikke finnes ideelle modeller uten tap. Slike effekter er irreversibiliteter, reelle gasegenskaper som funksjon av temperatur, varme- og friksjonstap, strømmingstap inn og ut av sylindere samt brennstoff og forbrenningskarakteristikk [1].

### 4.1 Bakgrunn

I bunn og grunn er det termodynamikkens første og andre lov, formel 17 og formel 18 som beskriver prosessen. Det er også viktig å ta høyde for konserveringslovene og varmeoverføringslovene forklart i kapittel 2.4.7.

#### Massebalanse

Modellen beregner nøyaktig hvor mye brennstoff som sprøytes inn i sylinderen for å oppnå det gitte sylindetrykket, ved å konservere massene:

$$\frac{dm_{\text{sys}}}{dt} = \frac{dm_{\text{inn}}}{dt} + \frac{dm_{\text{ut}}}{dt} + \frac{dm_{\text{bb}}}{dt} + \frac{dm_{\text{brst-fd}}}{dt} \quad (40)$$

Formel 40: Massebalanse brennstoff [1]

Massebalansen i systemet bestemmes av hvor mye som kommer inn, ut, blåses gjennom og fordampes. Massen som kommer inn i et slikt system kan være ren luft, blandet luft og brennstoff eller en kombinasjon av luft, eksos og/eller brennstoff (ved EGR).

#### Energibalanse

Energibalansen til en slik modell neglisjerer den kinetiske energien. Den ser på varmemengden fra brennstoffet, varmetapet til vegger og deksel, arbeidet utført på stempelet, entalpien til massen som tilføres og som går ut av systemet, samt varmemengden som brennstoffet må tilføres før det når cylindertemperatur [1].

$$\begin{aligned} \frac{dE_{\text{sys}}}{dt} = \frac{dU}{dt} = & \frac{dQ_{\text{br}}}{dt} + \frac{dQ_{\text{v}}}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{dm_{\text{inn}}}{dt} \cdot h_{\text{inn}} + \frac{dm_{\text{ut}}}{dt} \cdot h_{\text{ut}} + \frac{dm_{\text{bb}}}{dt} \cdot h_{\text{bb}} \\ & + \frac{dm_{\text{br-fd}}}{dt} \cdot h_{\text{br-fd}} + \frac{dQ_{\text{fd}}}{dt} \end{aligned} \quad (41)$$

Formel 41: Energibalansen i modell [1]

Den viktigste parameteren er  $dQ_{br}/dt$ , som beskriver den tilførte varmemengden med brennstoffet som funksjon av tid, altså energiomsetningen, ROHR. Energiomsetning er kompleks å modellere og krever at en sylindetrykkskurve fra testing legges inn i programmet for best mulige resultater. Ut fra det blir brennstoffets forbrenningsrate beregnet og anvendt på den neste syklusen. Energiomsetningsanalyse er en sekundær forbrenningsmodell, som baserer seg på en primær modell, hvor det for en standard DI-dieselmotor brukes Diesel Wiebe eller en forbrenningsprofil hentet fra en testmotor [45]. Diesel Wiebe er en semi-prediktiv forbrenningsmodell som er svært nøyaktig for direkteinnsprøytede dieselmotorer. Den gir muligheten for å endre på cetantall og referansehastighet, da den predikterer antennelse og responderer til forandring i blandingsdannelse og turtall på motor [45]. Diesel Wiebe forbrenningsmodellen til «WaveBuild» baserer seg på det som Watson fant ut i 1980 ved å bruke en dobbel Wiebe-funksjon [46]. I tillegg er det lagt til en tredje funksjon for å representere den trege sluttforbrenningen, også kalt for haleforbrenningen.

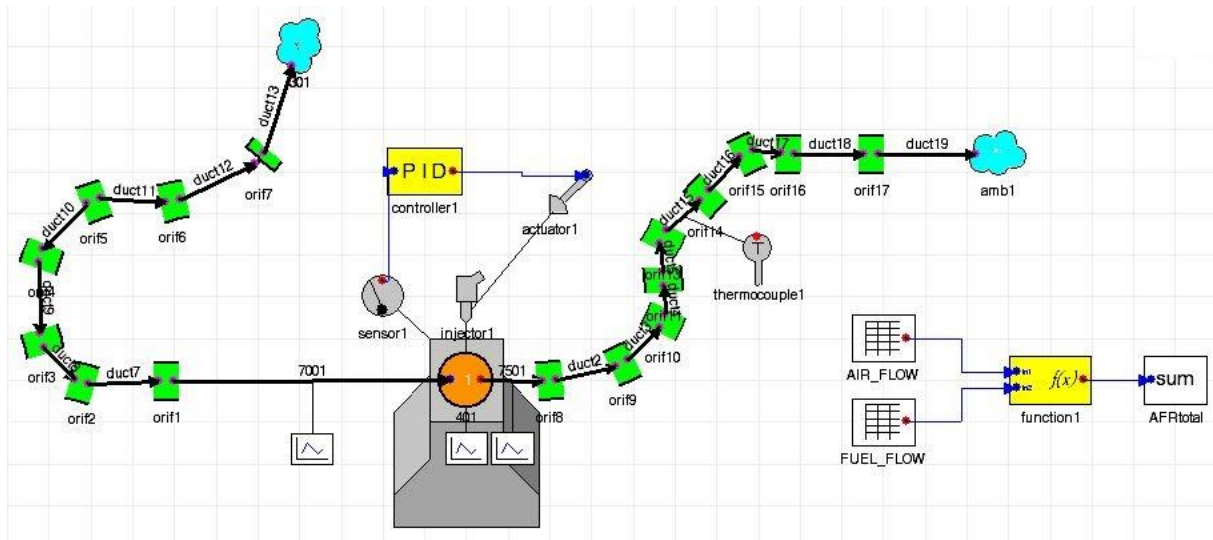
$$m_{b-w} = m_{f-p}\{1 - [1 - (0,75 \cdot \tau)^2]^{5000}\} + m_{f-d}\{1 - [1 - (cd_3 \cdot \tau)^{1,75}]^{5000}\} + m_{f-h}\{1 - [1 - (ch_3 \cdot \tau)^{25}]^{5000}\}$$

$m_{f-b,w}$ : massefraksjon forbrent brennstoff  
 $m_{f-p}$ : massefraksjon av forblandet-forbrenningskurve  
 $m_{f-d}$ : massefraksjon av diffusjons-forbrenningskurve  
 $m_{f-h}$ : massefraksjon av hale-forbrenningskurve  
 $cd_3$ : Forbrenningstidskoeffisient for diffusjonsforbrenningskurven  
 $ch_3$ : Forbrenningstidskoeffisient for haleforbrenningskurven  
 $\tau$ : Forbrenningstiden

**Formel 42: Diesel Wiebe WaveBuild modell for forbrent masse-fraksjon [45]**

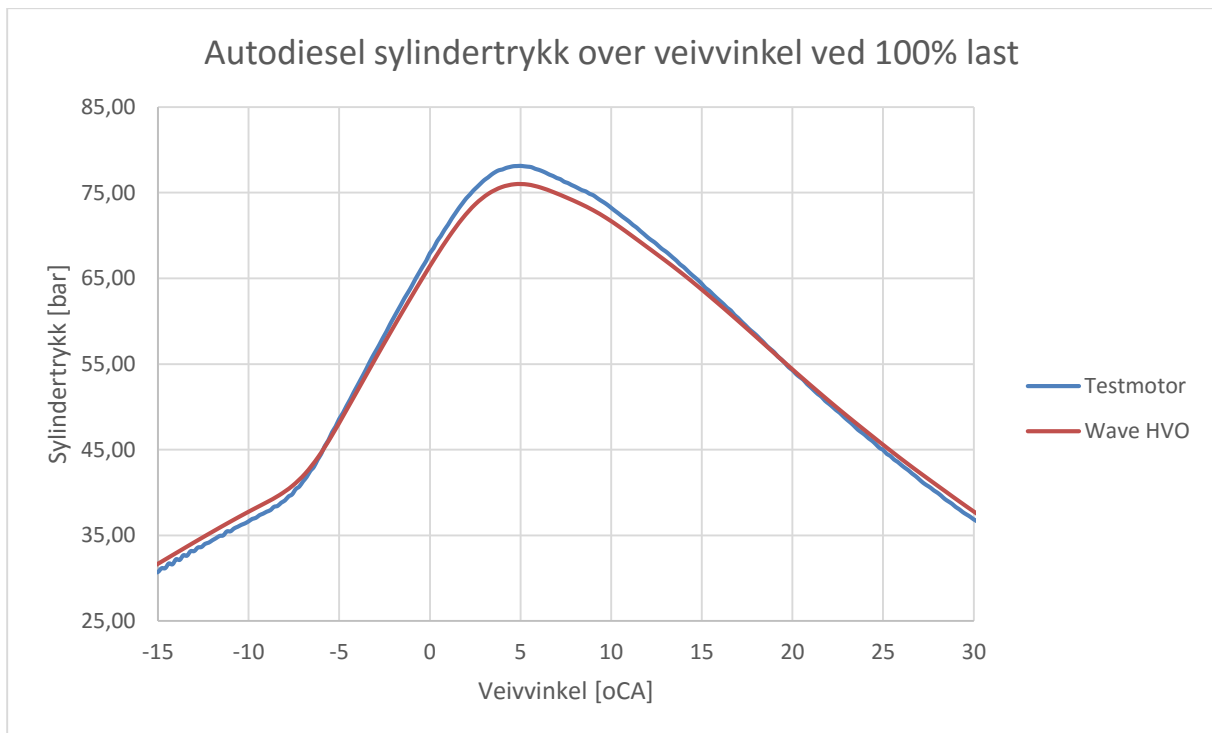
## 4.2 Modell

Modellen som ble bygget i Ricardo «WaveBuild» var endimensjonal med forskjellige parametre satt for å etterligne Petter-laboratoriemotoren på best mulig vis. Modellen hadde matematiske formler som beskrev fysiske lover og som var gyldige i hver situasjon. Samtidig hadde modellen empiriske, eller semi-empiriske formler som beskrev ulike fenomener som ikke kunne beskrives med fysiske lover. Det ble antatt at hver prosess dermed kunne beskrives komplett og eksplisitt. I «WaveBuild» ble det brukt fenomenalske formler i «under-modellene», f-eks. i forbrenningsmodellen og varmeoverføringsmodellen.



Figur 19: «WaveBuild» modell av Petter-laboriemotor ved HiB

Til venstre i modellen kom luften inn fra den blå skyen og ut på høyre siden til den andre blå skyen, som illustrerte omgivelsesluften. Innsugs- og eksosrørene ble modellert etter de reelle rørene i motorlaboratoriet. Motoren var den grå boksen i midten, med sylinderen som var den oransje ringen. Injektoren ble styrt av en aktuator, som ble regulert av en PID-kontroller. Den regulerte etter målte momenter ut fra motoren. Nede til høyre i Figur 19 er det illustrert en funksjon. Den beregnet AFR ut fra forbruk og luftstrøm. Før sylinderen, ut fra sylinderen og etter sylinderen ble det illustrert en graf. En funksjon genererte automatisk grafer for trykkene i disse punktene. Sylindetrykk, samt innsugs- og eksosstrykk ble vist i forhold til veivinkel. Det ble også forsøkt å lage en termisk måler, «thermocouple1», som stod i eksosrøret. Den ble flyttet litt rundt for å se om den ville påvirke strømmingene nok til å endre på motorparametrene. Dette ble gjort for å sjekke om motorens egenskaper ble påvirket av de eksisterende målerne som stod i innsug og eksosrørene på laboriemotoren. Det ble ikke funnet noen forskjeller og det ble dermed antatt at på grunn av svært overdimensjonerte innsug og eksosrør, påvirket ikke slike målere laboriemotoren i nevneverdig grad. På grunn av oppgavens omfang ble det besluttet i ikke gå i detalj på formlene som ligger bak de aktuelle modellene. Programvaren som ble brukt var verifisert av store anerkjente firma, som blant annet Ford [47]. I tillegg ble modellen utviklet i samarbeid med ansatte ved Ricardo Ltd i Shoreham-by-sea. Kalibreringsfasen til modellen ble kuttet ned til et minimum, da testmotoren ikke var operativ før sent ut i masteroppgavens tidsplan. Dermed ble det besluttet at modellen kun ble brukt til å finne relative forskjeller, men uten helt nøyaktige resultater.



Figur 20: Sammenlignet sylindetrykk testmotor og simuleringsmodell ved 100 % last

Ut i fra sylindetrykkskurvene var det tydelig at modellen hadde slakkere stigning, samt senere forbrenning. Dette kommer av at modellens innsprøytningsystem, friksjon og kompresjonsforhold ikke var helt korrekt. Likevel ble det antatt at modellen genererte gode nok resultater til å verifisere de forskjellige testene som ble gjort på testmotoren.

#### 4.2.1 Geometri

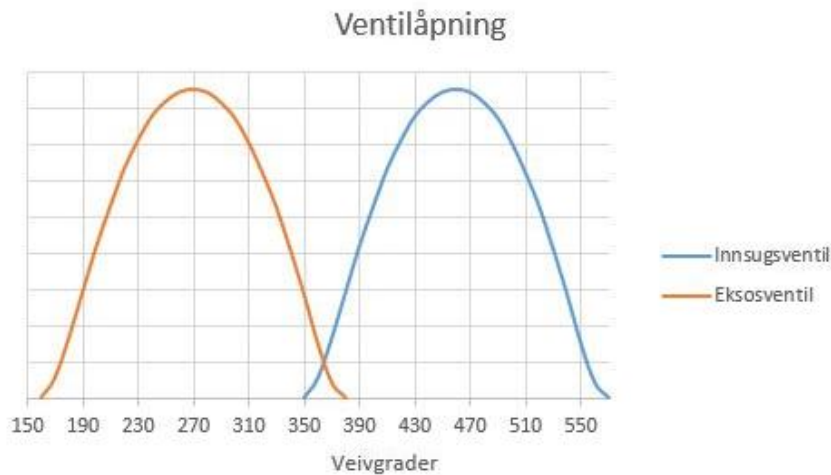
Først ble motorens enkle geometri lagt inn i modellen. Slaglengde, boring, veivstakelengde, ventilstørrelser og ventilprofiler var blant de viktigste parametrene for å få korrekte verdier.

Template Name		
Default Engine Cylinder		
Name	Cylinder Number	Number of Valves
401	1	2
Edit Engine General Properties		
Geometry Initial Conditions Valves Sub-Models Initial Fluid Composition		
Liner Head Piston		
Bore	87.3	mm
Stroke	110	mm
Clearance Height	0.05	mm

Bilde 35: WaveBuild Petter Geometri

Ventiltidene, -profil og -størrelser er blitt målt i et tidligere prosjekt ved HiB [48].



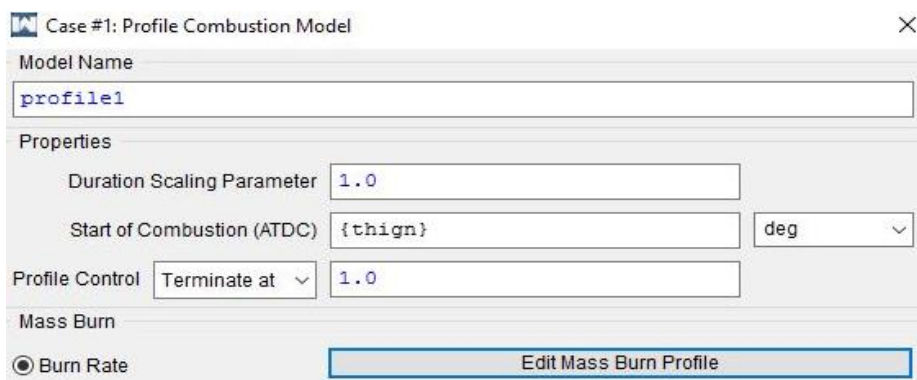


Figur 21: Ventilåpningstider og profil [48]

Det var tydelig et stort tidsrom hvor begge ventilene var åpne samtidig, for å kjøle ned og sikre at all eksosgass ble blåst ut av sylindere. Det var kritisk å legge inn disse verdiene i modellen for å simulere korrekt gassutvekslingsprosess, samt å få korrekt luftmengde til forbrenning og varmeoverføring. Modellen ble antatt at hadde tilnærmet korrekt geometri i forhold til testmotoren. Selve dysen var ikke mulig skråstille slik som på testmotoren. Programmet tok ikke høyde for skråstilt innsprøyting, i så fall måtte motoren modelleres i flere dimensjoner. I éndimensjonal modellering antok programmet at dysen sto mer i senter av forbrenningsrommet, med bedre mulighet for å få brennstoffet fordelt i hele området.

#### 4.2.2 Forbrenningsmodell

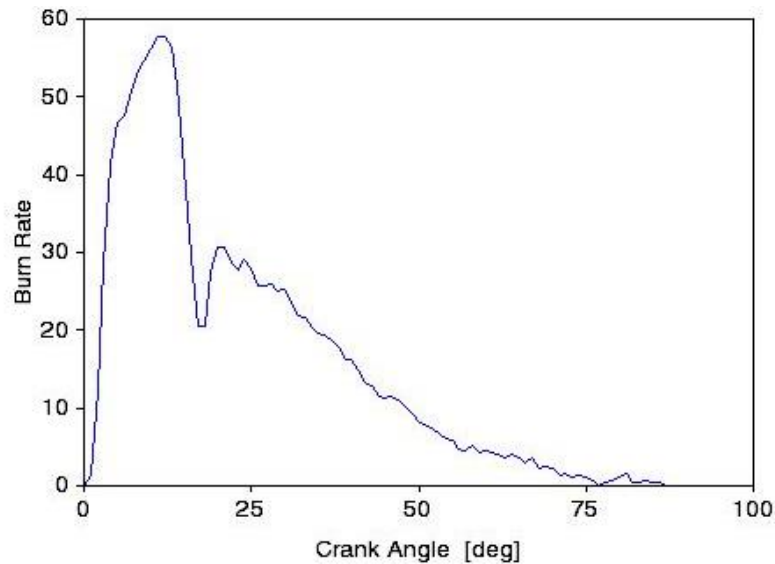
For å få riktig forbrenningskarakteristikk i modellen, ble det lagt inn et energiomsetningsdiagram for motoren. Dette var hentet fra målinger gjort ved 1500 %/min og 30,1 Nm, altså fullt moment, men ikke maksimalt turtall.



Bilde 36: WaveBuild forbrenningsprofil innstillinger

Innstillingene til forbrenningsprofilen ble satt til å starte ved en konstant tid kalt «thign», som kunne endres i konstanttabellen. Variabelen «thign» ble opprettet for å enkelt kunne endre

forbrenningsstart det for hver test. Motorens oppførsel ble sammenlignet med ulike forbrenningsstarttidspunkt, kalt SOC<sup>xliv</sup>. Forbrenningsprofilen ble hentet ut fra måleresultater fra testmotoren og ble lagt inn i «Edit Mass Burn Profile».



Bilde 37: WaveBuild «Mass Burn Profile»

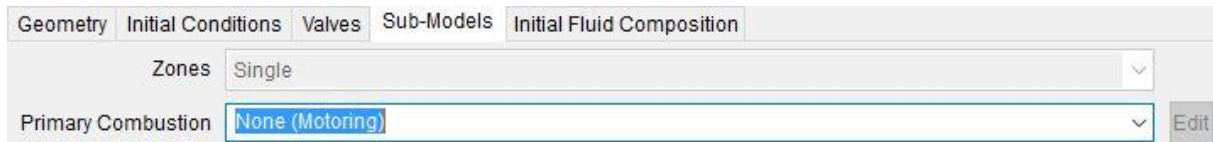
Motorens injeksjonsrate skulle måles med trykkmåling på innsprøytningsrøret for å si hvordan brennoljen ble injisert. Da den ikke ble målt før rapporten ble ferdigstilt, ble det nødvendig å ta kvalifiserte gjetninger, samt en del prøving og feiling for å reprodusere testmotorens forbrenningskurve.

### 4.2.3 Friksjon

For å finne ut av motorens friksjonstap, ble testmotoren kjørt uten brennstoff, kun dratt rundt med elektromotoren. Ved forskjellige turtall ble sylindetrykkene registrert og sammenlignet opp mot modellens kjøringen etter tilsvarende metode. Friksjon ble ikke beregnet i «WaveBuild», kun tilpasset. Derfor var det viktig å validere at friksjonsverdiene som ble oppgitt tilsvarte det som skjedde i virkeligheten.

---

<sup>xliv</sup> SOC – Start of combustion



Bilde 38: WaveBuild friksjonstest uten brennstoff

Friksjonstrykkene i «WaveBuild» ble beregnet ved bruk av en modifisert versjon av Chen-Flynn korrelasjonen [45]. Den har et konstant uttrykk for tilhørende friksjon. Et uttrykk som endrer seg med sylindetrykket. Et lineært uttrykk som endrer seg med stempelhastigheten, såkalt hydrodynamisk friksjon. Og et siste kvadratisk uttrykk som også endrer seg med stempelhastigheten for motstand i trykket inni sylinderen.

$$FMEP = A_{cf} + \frac{1}{n_{syl}} \sum_{i=1}^{n_{syl}} [B_{cf} \cdot (p_{maks})_i + C_{cf} \cdot (S_{fakt})_i + Q_{cf} \cdot (S_{fakt})_i^2]$$

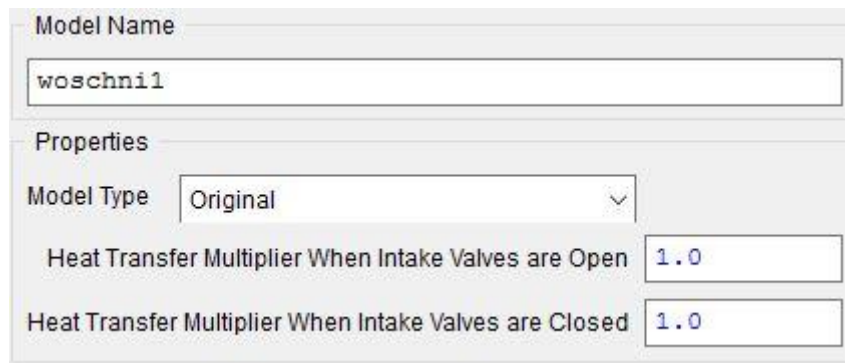
$S_{fakt}$ :	$\frac{o/min \cdot slag}{2}$	
$A_{cf}$ :	ACF brukerverdi	
$B_{cf}$ :	BCF brukerverdi	(43)
$p_{maks}$ :	Maksimalt sylindetrykk	
$o/min$ :	turtall	
$slag$ :	stempelslag	
$C_{cf}$ :	CCF brukerverdi	
$Q_{cf}$ :	QCF brukerverdi	

Formel 43: Friksjonstap i WaveBuild etter Chen-Flynn korrelasjon [45]

Utfordringen ble å finne korrekte ACF, BCF, CCF og QCF verdier. Modellen ble kalibrert etter målinger tatt på testmotoren. Noen verdier avvike fra virkeligheten, men det ble ikke funnet noen god forklaring på dette. Tidsmessig var det ikke vært mulig å utvikle modellen videre i løpet av denne oppgaven.

#### 4.2.4 Varmeroverføring

Varmeroverføring ble beregnet for alle komponenter i motoren og Woshni sine modeller ble brukt for dette.



Model Name  
woschni1

Properties  
Model Type Original

Heat Transfer Multiplier When Intake Valves are Open 1.0

Heat Transfer Multiplier When Intake Valves are Closed 1.0

Bilde 39: WaveBuild varmeoverføring Woshni

Det ble også beregnet konduksjon i stempel, sylinderdeksel og foringer. Her gjaldt de fysiske lovene for varmeoverføring gjennom faste legeme.

Cylinder Walls				
Cylinder Cooling				
Valves				
Properties				
	Units	Piston	Cylinder Head	Cylinder Liner
Mean Thickness	mm	7.0	10	12
Thermal Conductivity	W/m/K	58	58	54
Total Volume	mm <sup>3</sup>	100	2000	100
Volumetric Heat Capacity	J/m <sup>3</sup> /K	3.e6	3.e6	3.e6
Coolant-Side Area	mm <sup>2</sup>	5985.75	5985.75	30168.7

Bilde 40: WaveBuild konduksjonsparametre

Samtidig ble kjøling fra kald innsugsluft og sprut fra smøreoljen beregnet.

	Units	1
Piston Oil Temperature	K	380.0
Piston Oil-Side Heat Transfer Coefficient	W/m <sup>2</sup> /K	1170.0
Cylinder Head Coolant Temperature	K	370.0
Cylinder Head Coolant-Side Heat Transfer Coefficient	W/m <sup>2</sup> /K	Corr.
Cylinder Liner Coolant Temperature	K	370.0
Cylinder Liner Coolant-Side Heat Transfer Coefficient	W/m <sup>2</sup> /K	Corr.
Fraction of Engine Friction which Heats Piston		0.37
Fraction of Engine Friction which Heats Liner		0.37

Bilde 41: WaveBuild sylinderkjølingsparametre

#### 4.2.5 Regulering og innsprøytning

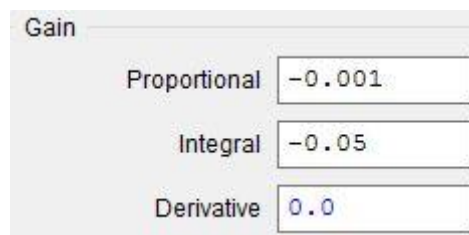
Modellen ble regulert med en PID-kontroller. En sensor målte oppnådd moment ut fra motoren og styrte en aktuator som tilførte mer eller mindre brennstoff til injektoren som sprøytet det inn

i cylinderen. Sensoren målte momentet på akselen i Nm. Den beregnet et gjennomsnitt før den sendte signalet videre til PI-kontrolleren.



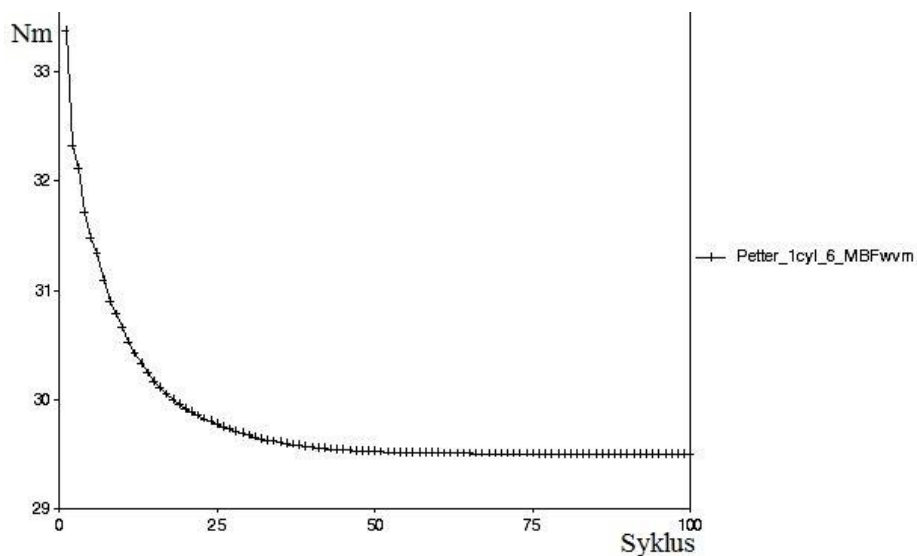
Bilde 42: WaveBuild Momentsensor

PID-kontrolleren mottok signalet fra «sensor1» som gav en verdi i Nm. For å regulere innsprøytingen til å nå ønsket moment, ble ønsket moment satt som en konstant i tabellen for hvert forsøk. Verdier for P og I som gav stabil drift på ønsket moment etter et gitt antall sykluser, ble utarbeidet.



Bilde 43: WaveBuild PID - kontrollere

Siden «Derivative» delen var satt til null, var det egentlig kun en PI-kontroller.



Figur 22: WaveBuild målt moment fra sensor per syklus

## KAPITTEL 4: SIMULERINGSMODELL

Som figur 22 viser, oppnådde modellen ønsket moment etter omtrent 35 sykluser. Når alle forsøk ble kjørt minimum 100 sykluser, var det rimelig å anta at modellen var stabil med korrekte verdier. Denne testen ble kjørt på mange forskjellige turtall og ønskede lastpunkter, for å sjekke at modellen fant stabile verdier i hele motorens testområder.

Name	<input type="text" value="actuator1"/>	Units	<input type="text" value="kg/hr"/>
Type	<input type="text" value="Fuel Flow Rate"/>		

Bilde 44: WaveBuild volumetrisk styrt aktuator

Aktuatoren ble styrt av PI-kontrolleren og tilførte mer eller mindre brennstoff til injektoren.

Name		Junction Name	
<input type="text" value="injector1"/>		<input type="text" value="401"/>	
Operating Point	Properties	Fluid Composition	Profiles
Injection Rate	<input type="text" value="{fuel}"/>		<input type="text" value="kg/hr"/>
Start of Injection	<input type="text" value="{soinj}"/>		<input type="text" value="deg"/>

Bilde 45: WaveBuild injektor

Injektoren leverte brennstoffet inn etter kilogram per time. Den ble satt opp med tre hull og omtrentlige verdier for vinkler og diametere. Innsprøytningsstidspunktet og forbrenningsstart ble definert som variabler som kunne forandres på etter gitt lastpunkt. Modellens innsprøytningsystem avvike en god del fra testmotoren, som var med på å påvirke forskjellene vist i figur 20. Hvis trykket eller raten ble endret på, påvirket det forbrenningsforløpet, som igjen gav en annerledes sylindetrykkskurve. Dette burde blitt målt på testmotoren, deretter kalibrert modellen med korrekte verdier. Modellen var fortsatt aktuell til å bruke for å se på relative forskjeller, når en gitt parameter ble endret på. I denne masteroppgaven ble drivstoffet endret. Hvordan testene ble satt opp er beskrevet i kapittel 5.5.

## 5 Brennljer og forsøk

Masteroppgavens hovedformål var å bruke testmotoren til å teste ulike dieseldrivstoff. For å kunne se på relative forskjeller var det nødvendig å kjøre motoren på nøyaktig samme turtall og lastpunkt. I tillegg var det viktig å ha like omgivelsesparametre som kjølevannstemperatur, lufttrykk, -fuktighet og -temperatur. Det ble besluttet å definere motoren som en marine hjelpemotor med konstant turtall, etter D2-syklusen, se tabell 4. De fem testpunktene ble kjørt med et turtall på 1500 %/min, vist i tabell 11.

<b>Last</b>	<b>Effekt</b>	<b>Turtall</b>	<b>Dreiemoment</b>	<b>Middeltrykk</b>
<b>[%]</b>	<b>[kW]</b>	<b>[%/min]</b>	<b>[Nm]</b>	<b>[BMEP]</b>
100	4,73	1500	30,1	5,74
75	3,55	1500	22,6	4,31
50	2,60	1500	15,1	3,16
25	1,30	1500	7,5	1,58
10	0,52	1500	3,0	0,63

Tabell 11: Testpunkt Petter Diesel etter D2-syklus

Hvert punkt ble kjørt i minimum fem minutter for at motoren skulle få jevn temperatur i alle systemene og at målingene skulle stabilisere seg. Spesielt avgassmålingene brukte noen minutter på å finne stabil og korrekt verdi. Ved alle punktene ble det tatt tre målinger og deretter tatt et gjennomsnitt av de. Alle punktene ble kjørt minimum to ganger, for å sikre repeterbarhet. Full last først, deretter nedover til 75 %, 50 % 25 % og 10 % last. Runde to ble kjørt fra 10 % last og opp gjennom alle punktene til full last. Referansedrivstoffet ble kjørt både før og etter testene, for å dobbeltsjekke at forskjellene i løpet av dagen ikke ble for store. Testene ble gjennomført i løpet av to uker i slutten av april 2016. Det ble kjørt flere tester av autodiesel på forskjellige dager for å kontrollere repeterbarhet og reproducerbarhet. Den relative luftfuktigheten ble ikke målt under kjøring. Luftfuktigheten burde blitt målt, da det i etterkant ble observert store forskjeller. I samtaler med veiledere ble det besluttet at på grunn av de store forskjellene i atmosfærisk lufttemperatur, -trykk og -fuktighet, burde alle forsøkene gjennomføres samme dag. Det ville redusere forskjellene mellom testene til et minimum, og relative forskjeller mellom testene bli mer korrekt.

Ut i fra tabell 4, vektes de forskjellige testpunktene ulikt. For nøyaktig beregning av det vektete tallet var det viktig at lufttrykk, -temperatur og -fuktighet ble målt ved hver kjøring.

Regelverket har formuler for å kompensere for avvik i disse verdiene, en såkalt «testkondisjonsparameter» [24]. Siden alle testene er gjennomført den samme dagen er rapportens verdier ikke kompensert med denne parameteren. Det betyr at verdiene *ikke* kan brukes til å sammenligne med verdier kjørt på andre dager.

### 5.1 Autodiesel

For å kunne sammenligne drivstoffenes ulikheter ble vanlig autodiesel brukt som referansedrivstoff. Alle forsøk og tester ble sammenlignet opp mot autodiesel, som ble kjørt like før eller like etter for at forskjellene ikke skulle være for store.

Autodiesel skal ha en tetthet på mellom 0,82 til 0,845 kg/l. Cetantallet skal være høyere enn 51. Viskositeten ved 40 °C skal være mellom 2,0 og 4,5 mm<sup>2</sup>/s [15]. Brennstoffets lavere brennverdi er ikke målt på noen av oljene. For autodiesel er brennverdien,  $H_n = 42,7$  MJ/kg [49].

### 5.2 Biodiesel fra HiB

Ved HiB gjennomføres det et fag om brennstoff, smøremidler og tribologi hver vår. I en laboratorieøvelse i faget, blir det produsert biodiesel fra planteoljer, for å bli kjent med produksjonsmetoden, samt utfordringer ved produksjonen og bruksutfordringer med slik brennolje. Et sammenligningsforsøk blir kjørt på laboratoriemotoren hvor biodiesel blir sammenlignet opp mot autodiesel. Motoren blir kjørt med konstant last og turtall, måledata blir registrert og det blir mulig å se forskjellene på drivstoffet.

### 5.3 «Fornybar» dieselolje - HVO

HVO<sup>xlv</sup> står for hydrogenert vegetabilsk olje. HVO er en type biodiesel basert på Fischer-Tropsch-prosessen [50]. Syntetisk biodiesel produsert etter Fischer-Tropsch-prosessen har tradisjonelt vært mye dyrere enn fossil olje, og dermed ikke levedyktig i markedet. I Norge ble avgiften på slikt drivstoff fjernet i 2015. Dermed har etterspørselen for denne typen drivstoff økt stort. Produktet tilfredsstiller ikke autodiesel standard EN590, men EN15940. Hver motorprodusent står fritt til å godkjenne sine motorer for bruk av dette drivstoffet, da motorene

---

<sup>xlv</sup> HVO – Hydrogenert Vegetabilsk Olje



i utgangspunktet kun er sertifisert for EN590. Våren 2016 var det hovedsakelig kun lastebilmotorer og noen marine dieselmotorer som var godkjent for å bruke HVO. Personbilprodusentene er ventet å komme etter hvert, men per 1. juni 2016 var det kun PSA Peugeot Citroen som godkjente bruken på sine dieselmotorer [51]. Det er flere store fordeler med HVO-brennoljer. Produsentene av HVO fremhever selv i stor grad hvor bærekraftig brennstoffet er. HVO kan i seg selv være CO<sub>2</sub>-nøytralt, derav navnet «fornybar» dieselolje. Å være CO<sub>2</sub>-nøytralt betyr at det ikke tilføres mer CO<sub>2</sub> til atmosfæren ved brenning av oljen. CO<sub>2</sub>-nøytraliteten kommer av at HVO lages av produkter som allerede har absorbert tilsvarende mengde CO<sub>2</sub> under veksten, som slippes ut under forbrenning [52]. I tillegg lover produsentene av HVO at lokale utslipp reduseres. Mindre lokale utslipp betyr mindre partikler og sot, samt lavere NO<sub>x</sub>-utslipp i eksosgassen. Cetantallet skal være høyere enn konvensjonell dieselolje. Med det lover produsentene en renere forbrenning [52]. I en samtale med motor- og drivstoffspesialist Knut Skaardalsmo ble det nevnt at de største fordelene med HVO er teknologiavhengig. Forskjellene på grunn av teknologi var på grunn av tettheten til drivstoffet og den hydrauliske stivheten som var forskjellige fra fossil diesel. Den hydrauliske forskjellen gjorde at ikke alle motorer ville respondere likt på HVO. En motor med CR-innsprøytningsystem opprettholder trykk og innsprøytning selv om drivstoffet endres. Da vil den korte tenningsforsinkelsen til HVO gjøre at motoren får tidligere forbrenningsstart. Følgen av dette er at NO<sub>x</sub>-utslippet ikke går ned i særlig grad på CR-motorer, men partikkelutslippet reduseres med 30-50 %. Tenningsforsinkelsen vil også være mindre på en motor med konvensjonelt innsprøytningsystem, men på grunn av hydraulisk stivhet og viskositet vil trykkoppbygging, åpningstid for dysenål og internlekkasje i pumpe gi ulik respons på HVO på ulike motorer. Likevel antok han at testmotoren på HiB ville kunne måle bedre utslipp av NO<sub>x</sub>, sot og partikler, men brennstoffforbruket på volumbasis ville kanskje øke litt [53].

### 5.3.1 HVO100 fra Statoil

Statoil Fuel & Retail solgte HVO under merkenavnet HVO100. Tidligere var det basert på slakteavfall, men denne ressursen var begrenset. Dermed ble HVO100 produsert fra 100 % PFAD<sup>xlvi</sup> som var et avfallsprodukt fra palmeoljeproduksjonen [54]. I en e-postkorrespondanse med Anders Kleve Svella fra Statoil Fuel & Retail Norge AS, presiserte han at det var vanskelig

---

<sup>xlvi</sup> PFAD – Palm Fatty Acid Distillate

å få frem i media hva som var forskjellen på palmeolje og PFAD. Dermed ble det gjennom vinteren og våren 2016, stor diskusjon rundt etikken bak produksjonen av HVO. Statoil Fuel & Retail undersøkte også muligheten for å bruke brukt frityrolje til produksjon av HVO, men det eksisterete logistiske utfordringer knyttet til dette [54]. Statoil Fuel & Retail beskrev HVO100 som en syntetisk biodiesel som tilfredsstilte EN590, med unntak av tetthet. Derfor anbefalte de at forbrukere selv sjekket opp i instruksjonsboken eller konsulterte bilprodusenten, merkeverkstedet, eller importøren før produktet ble tatt i bruk. HVO100 var fullt blandbart med autodiesel. Produsenten lovet bedre kaldstartegenskaper, renere forbrenning og redusert støy [55]. Statoil Fuel & Retail lovet at CO<sub>2</sub>-utslippene ble redusert med 65 % - 85 %, avhengig av råvare. NO<sub>x</sub>-utslipp ble redusert med inntil 10 %, avhengig av motorteknologi. HC-utslipp ble redusert inntil 30 % og CO-utslipp ble redusert med inntil 45 %. Utslippene av helseskadelige stoffer som polyaromatiske hydrokarboner, aldehyder, benzen og 1,3-butadien ble redusert betraktelig på grunn av HVO100 sitt lave innhold av aromatiske hydrokarboner og at det hadde gode destillasjonsegenskaper uten tunge fraksjoner [55].

### 5.3.2 2G Marine fra ECO-1

Oljeprodusenten Neste Oil produserte den fornybare brennoljen som ECO-1 importerte og solgte til maritim drift under merkenavnet 2G Marine. Denne var basert på HVO fra animalsk slakteavfall og PFAD. 2G Marine tilfredsstilte kravene i EN15940 og kunne dermed erstatte marine gassolje (MGO<sup>xlvi</sup>) i stort sett alle marine dieselmotorer. Det var en syntetisk hydrokarbonolje som ble fremstilt fra biomasse hvor produsenten garanterte at den var bærekraftig og kunne spores tilbake til kilden. Produktet hadde ikke aromater eller svovel, slik at det ikke ble dannet belegg på motordeler eller tettete partikkelfilter og EGR-systemer [52]. ECO-1 skrev i databladet for 2G Marine at lokale utslipp ville bli redusert mye i forhold til fossil dieselolje. Partikkelutslippet (PM) ville bli redusert med 33 %. NO<sub>x</sub>-utslipp ville bli redusert med 9 %. CO-utslipp ville bli redusert med 24 % og HC-utslipp ville bli redusert med 30 %. For motorer uten EURO-emisjonsfilter vil reduksjonen bli enda større [52].

---

<sup>xlvi</sup> MGO – Marine gassolje

### **Praktisk test på norsk ferje**

Gas & Diesel Power, nå Mitsubishi Turbocharger and Engine Europe B.V. gjennomførte en test på Fjord 1s MF Lærdal. Motoren var en Mitsubishi S6R2-T2MPTK IMO 2 dieselmotor, med 640 kW ved 1500 °/min. Den ble sammenlignet med standard MGO, som var en annen type gassolje enn gassoljen som ble brukt i disse testene. Med 2G Marine klarte motoren maksimalt 721 kW, mens med gassolje klarte motoren 747 kW. Det massebaserte forbruket var tilnærmet identisk og ingen andre avvik ble funnet ved inspeksjon av motoren i etterkant. NO<sub>x</sub>-utslippene ble redusert med 2-8 %. CO-utslipp ble redusert 10-20 %. Sot ble ikke målt, men det ble observert mindre synlig røyk [56].

### **5.4 Lav-cetan gassolje**

I samarbeid med Britt Steine i Statoil Mongstad ble det blandet en lav-cetan gassolje. Denne gassoljen hadde egenskaper som lignet på den oljen som ble solgt i England når testmotoren var ny. Svovel var fjernet, noe som ikke var tilfellet i brennoljen som ble solgt i 1960 da motoren var ny. Cetantallet var lavt i 1960, antakeligvis rundt 43-45 [57]. Gassoljen hadde tilsvarende lavt cetantall. Dermed var det mulig å se effekten av sen antenning på testmotoren. På grunn av svovelreduksjonen var det også nødvendig å tilsette noe smøremiddel til brennoljen, da dette forsvant i svovelrensprosessen. Denne gassoljen tilfredstilte de internasjonale kravene til gassolje, og dette ble testet av Statoil Mongstad. Cetantallet var 43,6, noe var svært lavt. Det har stort sett kun vært store skipsmotorer som har kjørt med CN lavere enn 45 i 2016. Viskositeten ble målt ved 20 °C til å være 3,98 mm<sup>2</sup>/s. Tettheten ved 15 °C ble målt til 0,8566 kg/l.

### **5.5 Forsøk i simuleringsmodell**

Modellen ble bygget og kalibrert etter testmotoren. Det var ønskelig å se om en endring i modellen tilsvarte endringene i virkeligheten på testmotoren. Modellen ble kjørt med fem «cases», altså fem ulike scenarioer. De ble definert med ulike lastpunkter, slik som testmotoren ble kjørt. I begynnelsen av mai 2016 ble forsøkene kjørt på simuleringsmodellen. Det ble kjørt mange forskjellige forsøk som ble sammenlignet med måleresultatene fra testmotoren. Verdiene stemte ikke helt overens med måleresultatene fra testmotoren, men trendene var de samme. Det ble lagt mye vekt på å generere brennoljer til modellen som tilsvarte brennoljene som ble kjørt på testmotoren.

### Innsprøytningsforløpet i simuleringsmodellen

Da innsprøytningsforløpet ikke ble målt på testmotoren var det ikke mulig å hente disse verdiene til modellen. Noen verdier ble likevel angitt etter kvalifiserte gjetninger fra Joshua Dalby, motorutvikler i Ricardo Ltd. Innsprøytningsforløpet stemte ikke overens med testmotoren, men det ble likevel valgt å gå videre med testene for å se på de relative forskjellene ved endring av gitte parametre. Det statiske innsprøytningsstidspunktet ble målt på testmotoren og den verdien ble brukt som innsprøytningsstidspunkt. Det gjorde at den hydrauliske stivhetsforskjellen i drivstoffene ikke ble tatt høyde for. Det var umulig å vite størrelsen på stivhetsforskjellen, uten å måle det på testmotoren. Forbrenningsstarten ble definert ut i fra forsøkene på testmotoren, og denne forskjellen ble implementert i simuleringsforsøkene i modellen. Modellen var trolig god til å vise relative forskjeller ved endring på motorparametre, som innsprøytningsstart, forbrenningsstart, ventiltider, kompresjonsforhold og andre fysiske parametre.

### Brennoljene i simuleringsmodellen

Tre typer brennoljer ble definert i «WaveBuild».

Fuel Editor		Type
Fuel Label: Gassolje		Liquid
<b>Composition</b>		
Carbon	15	
Hydrogen	25.05	
Oxygen	0	
Nitrogen	0	
<b>Fuel Properties</b>		
Lower Heating Value	42E+6	J/kg
<b>Liquid Properties</b>		
Density	856	kg/m <sup>3</sup>
Specific Heat	1675	J/kg/K
Heat of Vaporization	-0.22E+6	J/kg
<b>Vapor Properties</b>		
Entropy of Formation	-6699.05	J/kg/K
Edit Specific Heat Profile		Edit Liquid Property Profiles
Save to File: <C:\Users\kjskaar\Documents\Master i Energi ved UiB og HiB\Hovedoppgave		
OK	Cancel	Help

Bilde 46: Definerings av brennolje i WaveBuild

Både standard autodiesel og en form for MGO fantes allerede i programmet. Gassoljen ble noe tilpasset, men HVO måtte genereres fra bunn. Alle parametre ble definert etter oppgitte verdier, vist i bilde 46.

**Fuel and Air Properties Panel**

**Air Composition**

Oxygen	0.21
Nitrogen	0.79
Carbon Dioxide	0
Water	0

**Reaction**

Freeze Temperature: 1700 K

**Available Fuels**

Fuel Name	File Path
1 Gassolje	C:\Users\kjskaar\Documents\Master i Energi ved UiB ...

Add Fuel Create Edit Remove

**Fuel File**

Fuel Type	Blend Factor
▼ FUEL1	
Gassolje	1.0

Add Fuel Type Remove

**Fuel Label**

Gassolje

Generate Fuel File

Close Help

Bilde 47: Generering av brennolje i WaveBuild

Videre ble brennoljen generert til en fil som ble lastet inn i modellen. I tillegg var det viktig å definere når forbrenningen skulle starte. Cetantall var ikke en parameter som programmet tok høyde for, da forbrenningsstart måtte defineres som en variabel. Ricardo Ltd hadde definert et

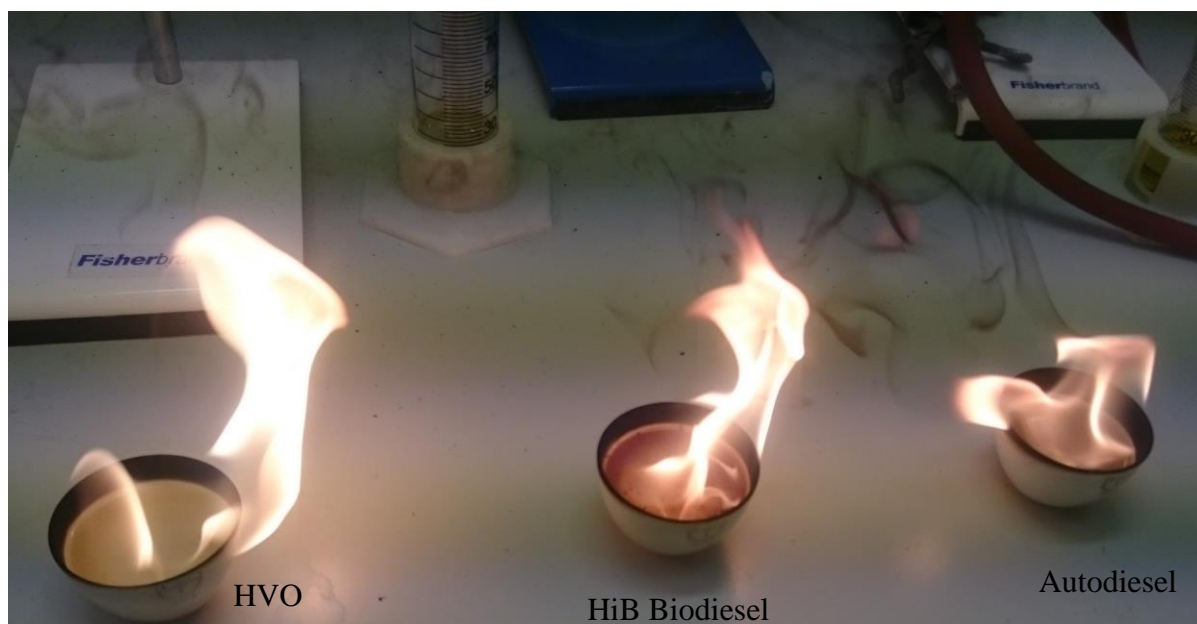
drivstoff som tilsvarte MGO, med forandring i viskositet, tetthet, kokepunkt og destillasjonskurve. Dette drivstoffet ble endret litt for å ligne mer på gassoljen som ble brukt i de fysiske testene på testmotoren. Det lyktes ikke å finne tilsvarende karakteristikk for HVO. For å definere HVO til modellen ble det tatt i bruk en autodiesel og forsøkt å endre gitte parametre. Forbrenningskarakteristikken til HVO har det ikke vært anledning til å forske nærmere på for å kunne bruke det i modellen. Det ble gjort forsøk med å lage et drivstoff til modellen som tilsvarte HVO-brennolje. En god del ulike parametre ble forsøkt å forandre på for å gjenskape forbrenningstrykkskurven til HVO fra virkeligheten. Samtaler med veiledere gav indikasjoner på at brennoljens kokepunkt, cetantall og brennverdi var viktig for å kunne reproducere HVOs forbrenningskarakteristikk. Det ble også forsøkt å lage en alternativ destillasjonskurve og viskositetskurve ved forskjellige temperaturer. Ved å studere autodiesel sine karakteristikk mer nøyaktig og diskutere brennstoffenes egenskaper med veiledere på HiB, ble en HVO-lignende brennolje generert. Autodiesel var definert i programvaren med flere forbrenningsforløp. Dette var for å simulere forblandet forbrenning, i tillegg til forbrenning av kontrollert miksing på best mulig vis. Det ble derfor forsøkt å definere HVO med to forskjellige forløp. Nærmest som en blanding av to ulike brennoljer. En mindre andel på omtrent 35 %, med svært lett antennelige og hurtige forbrenningsegenskaper. Så en større andel med forbrenningsegenskaper av mer langsom karakter.

## 6 Resultater

Måleresultatene fra de ulike forsøkene er presentert i grafer og tabeller. Målinger ble hovedsakelig gjennomført i april 2016. Forklaringer og diskusjoner rundt måleresultatene er presentert i kapittel 7. Målingene presentert her er kun utvalget av målingene som ble brukt i analysene utført i denne masteroppgaven.

### 6.1 Forbrenningstest av dieseloljer

For å illustrere at biodiesel og hydrogenert vegetabilsk olje skilte seg fra petroleumsproduktet autodiesel, ble det den 11.03.2016 gjennomført en enkel forbrenningstest ved HiB. Under et avtrekkskap ble brennoljene fordelt i ulike kopper og antent. Deretter ble det studert røykdannelse og synlig sot.



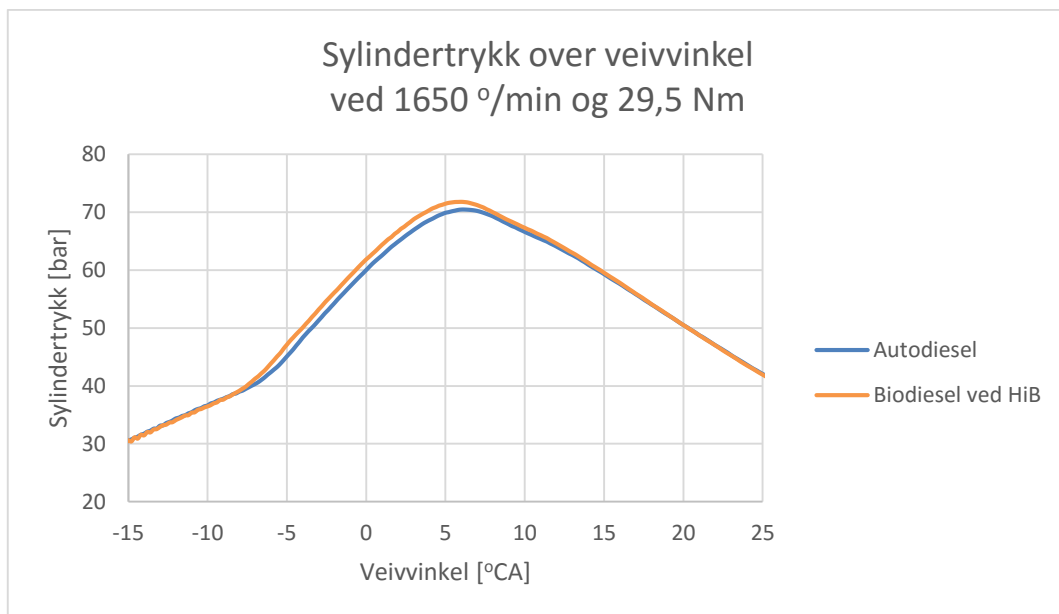
Bilde 48: Brenn-test ved HiB

Bilde 48 viser HVO (2G Marine) til venstre, biodiesel fra HiB i midten og autodiesel til høyre. Det var mye synlig røyk, spesielt fra autodieselen. Biodieselen fra planteoljer genererte ikke like mye røyk, se flere bilder i vedlegg 11.13. Derimot hadde den en del store partikler som ble liggende igjen i skålen. HVO-brennstoffet brant mye renere enn biodieselen produsert ved HiB, med mye mindre røyk, selv om det heller ikke var helt røykfritt. Røykmessig var det stor forskjell på HVO i forhold til petroleumsproduktet. Det gikk også ganske lang tid før det kom en svart sotkant i skålen over væsknivågrensen. I skålen med autodiesel var kanten svart

nærmest umiddelbart etter antennelsen. Det var også mulig å skimte litt fargeforskjell i flammen. HVO brant noe varmere enn de to andre, som gav en hvitere farge i flammen [58].

## 6.2 Biodieselforsøk under laboratorieøving

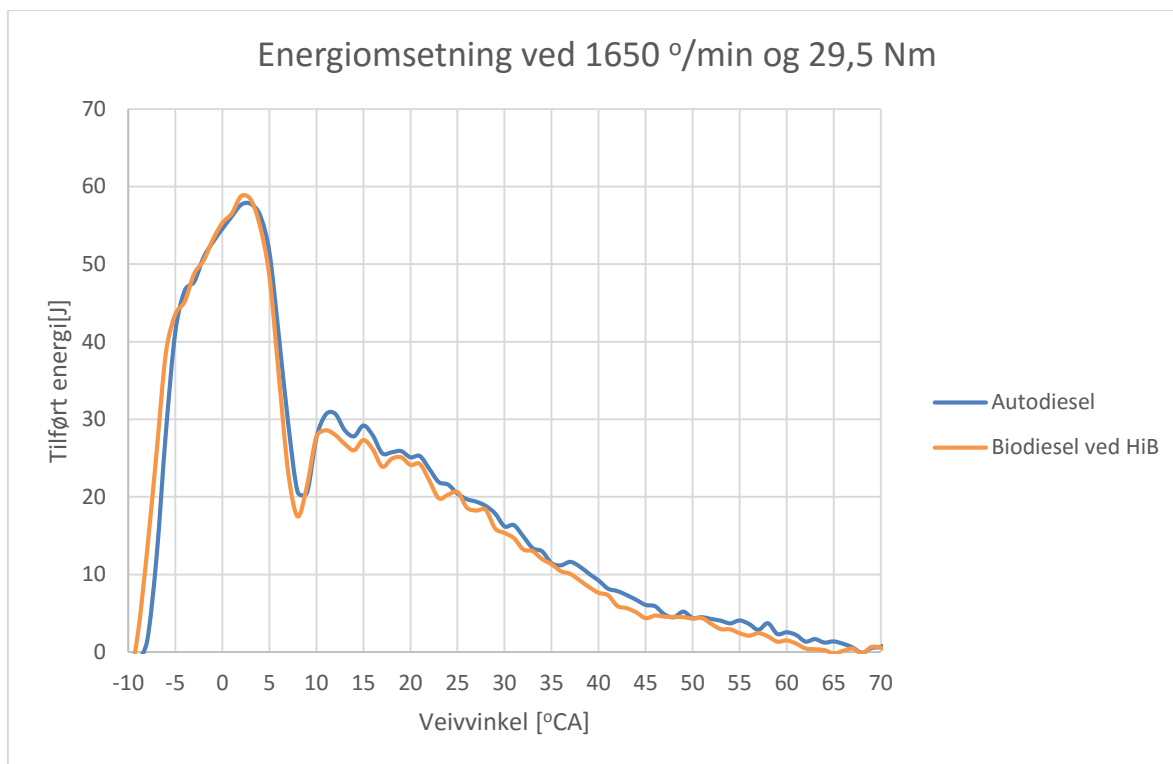
Sammenligningsforsøket med biodiesel og autodiesel ble gjennomført på Petter-laboriemotoren den 11.03.2016 med 1650 °/min og 29,5 Nm. Det ble målt brennstofforbruk, sot og NO<sub>x</sub>. Først ble det gjennomført på autodiesel, deretter ble samme punktet kjørt med biodiesel som ble brygget ved laboratorieøvingen året før.



Figur 23: Sylindertrykk for HiB Biodiesel og Autodiesel ved 1650 °/min og 29,5 Nm

På grunn av avvik i lastreguleringen var det ikke mulig å få til nøyaktig lik last på motoren den dagen disse forsøkene ble kjørt. Autodieselen ble kjørt med 29,5 Nm, mens biodieselen ble kjørt med 29,7 Nm.





Figur 24: Energiforbruk for biodiesel og autodiesel ved 1650 °/min og 29,5 Nm

Det ble målt forbruk, FSN og NO<sub>x</sub>-utslipp tre ganger med omtrent 45 sekunder mellom hver måling. Et gjennomsnitt ble beregnet og vist i tabell 12. I tillegg ble det spesifikke NO<sub>x</sub>-utslippet beregnet ut i fra produsert effekt.

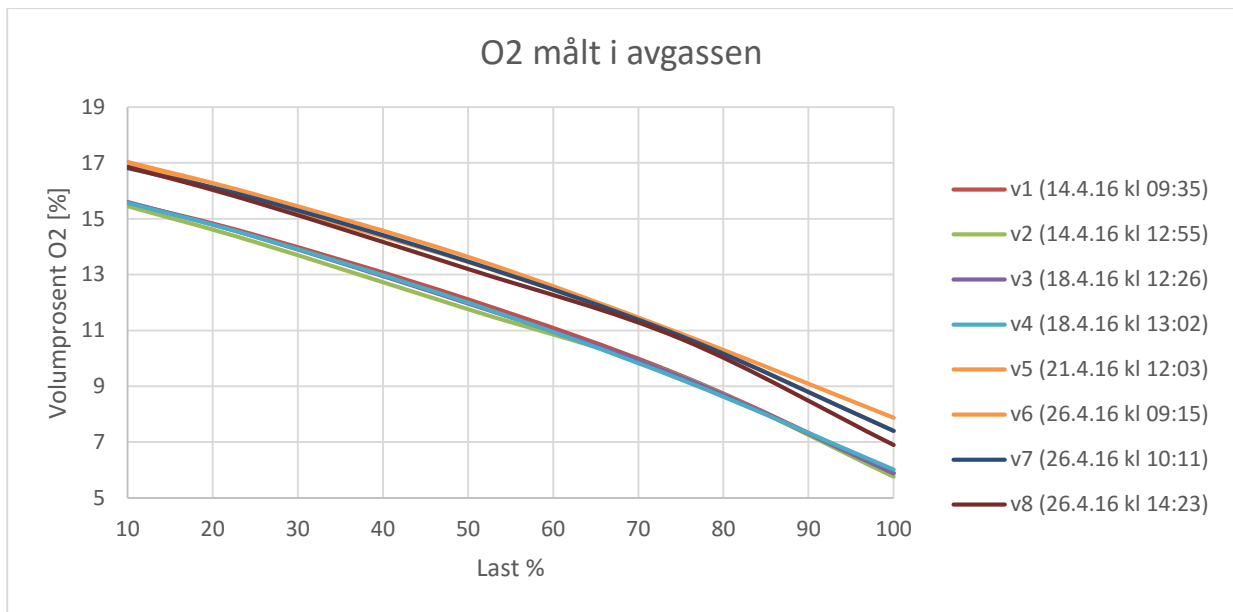
	NO <sub>x</sub> [ppm]	Spesifikk NO <sub>x</sub> [g/kWh]	FSN	BSFC [g/kWh]
<b>Autodiesel</b>	1161,3	11,21	3,81	254,1
<b>Biodiesel</b>	1326,7	11,92	2,3	272

Tabell 12: Måledata fra biodiesel og autodiesel ved 1650 °/min og 29,5 Nm

### 6.3 Måleresultater laboratoriemotor

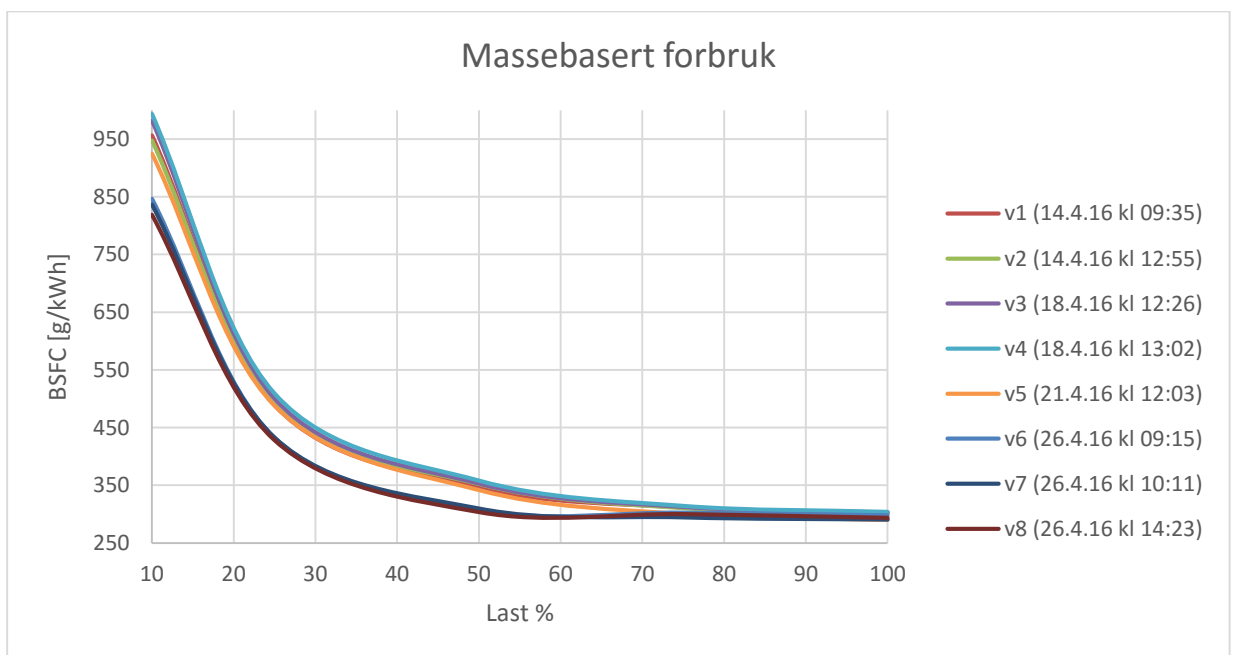
#### Autodieselforsøk

De første resultatene viste at omgivelsesforholdene i maskinrommet varierte i større grad enn først antatt. Lufttemperaturen i maskinrommet ble målt til alt fra 20 til 29 °C, og det ble observert en variasjon på 20 til 40 % relativ fuktighet. Vedlegg 11.3 viser at det var en del forskjell i omgivelsesforholdene utendørs i løpet av dagene hvor tester ble gjennomført. Autodiesel ble kjørt totalt 8 ganger (v1 til v8) over 4 forskjellige dager. Figurene under illustrerer forskjellene fra dag til dag.



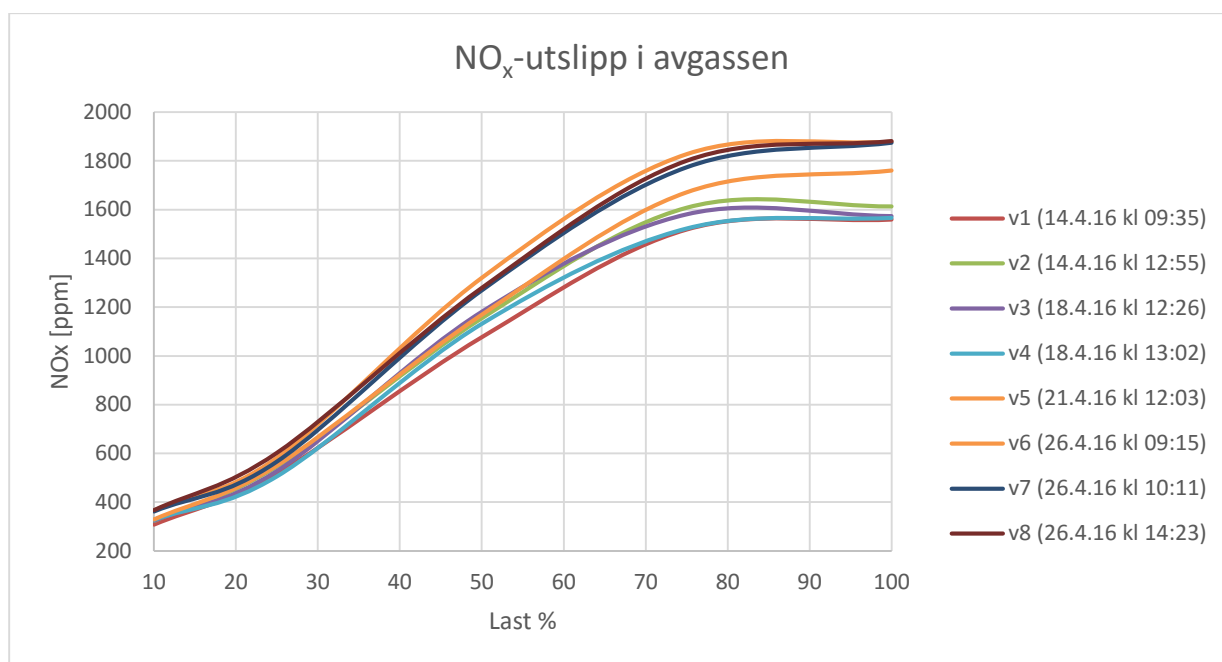
**Figur 25: Autodiesel forskjeller i målt O<sub>2</sub> i avgass**

Figur 25 viser at måling v6, v7 og v8 ble kjørt med et høyere oksygenforhold.



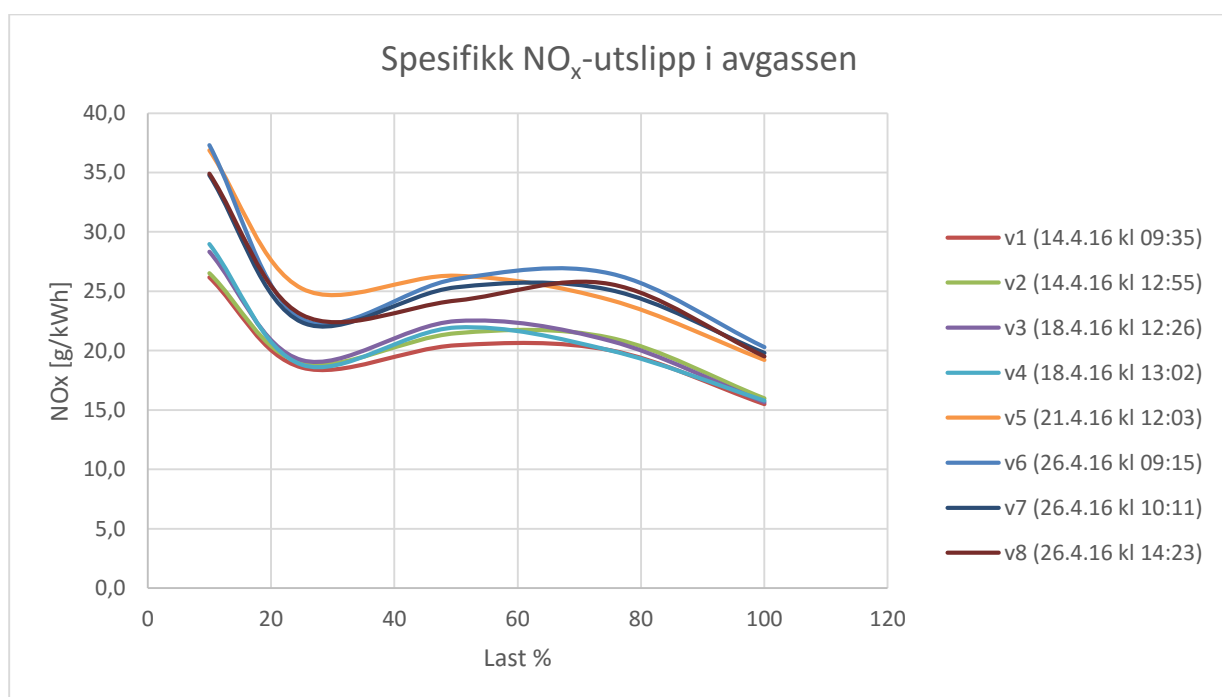
**Figur 26: Autodiesel forbruksforskjeller**

Figur 26 illustrerer at forbruket var noe lavere for v6, v7 og v8. Forskjellen blir størst ved lav belastning.



Figur 27: Autodiesel NO<sub>x</sub>-utslippsforskjeller

Figur 27 illustrerer hvor stor forskjell det var i NO<sub>x</sub>-produksjon i motoren.



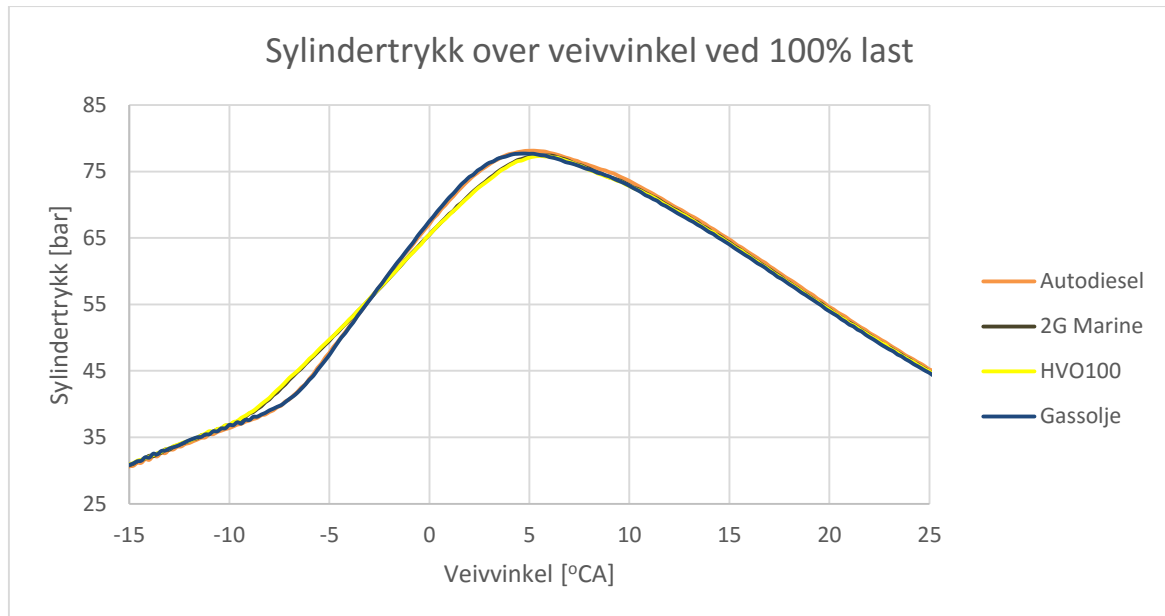
Figur 28: Autodiesel spesifikk NO<sub>x</sub>-utslippsforskjeller

Dette kommer av store forskjeller i lufttemperatur og relativ luftfuktighet, målinger gjort utendørs av meteorologer er vedlagt i kapittel 11.3. Mye fuktig og kald luft gav lavere forbrenningstemperaturer og dermed lavere NO<sub>x</sub>-produksjon.

### Sammenligningsforsøkene

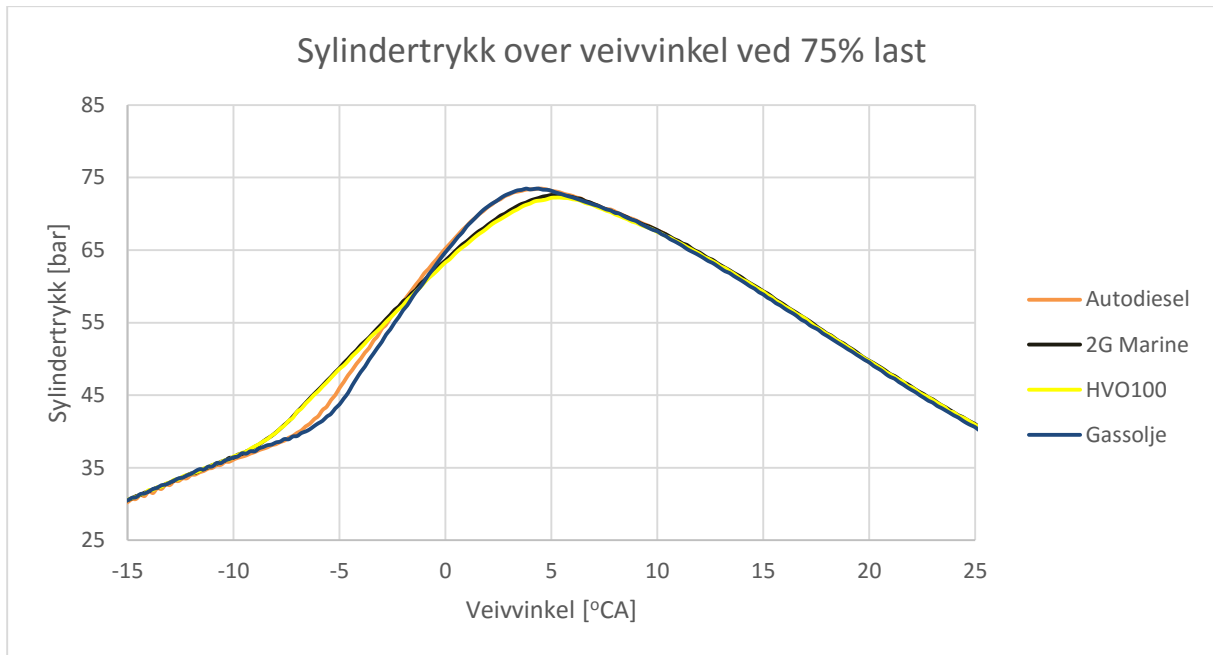
Resultatene som er vist videre i rapporten er hentet fra kjøringene beskrevet i kapittel 5. Alle forsøkene ble gjennomført den 26.04.2016.

#### 6.3.1 Sylindetrykk



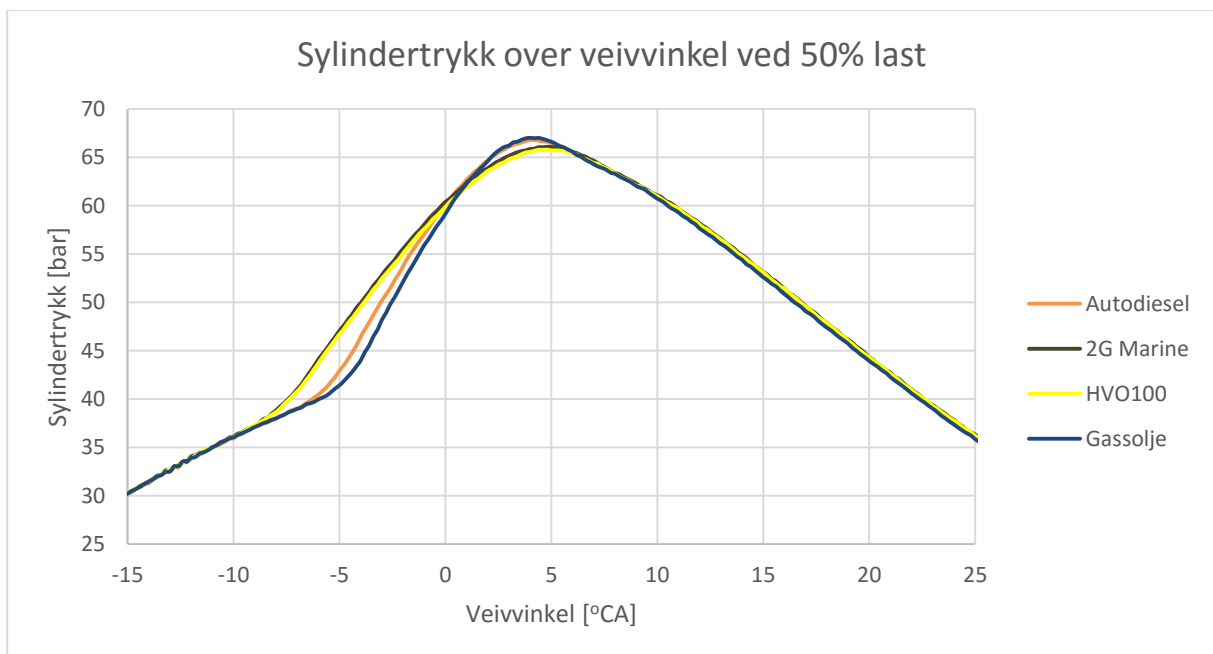
Figur 29: Sylindetrykk over veivinkel ved 100% last

Figur 29 viser hvordan trykkøkningen til HVO var slakkere enn fossil olje. Det er også mulig å se at forbrenningsstarten var tidligere med HVO enn for fossil olje. Dette gjaldt for alle testpunktene, og illustreres videre i figur 30 til figur 33.



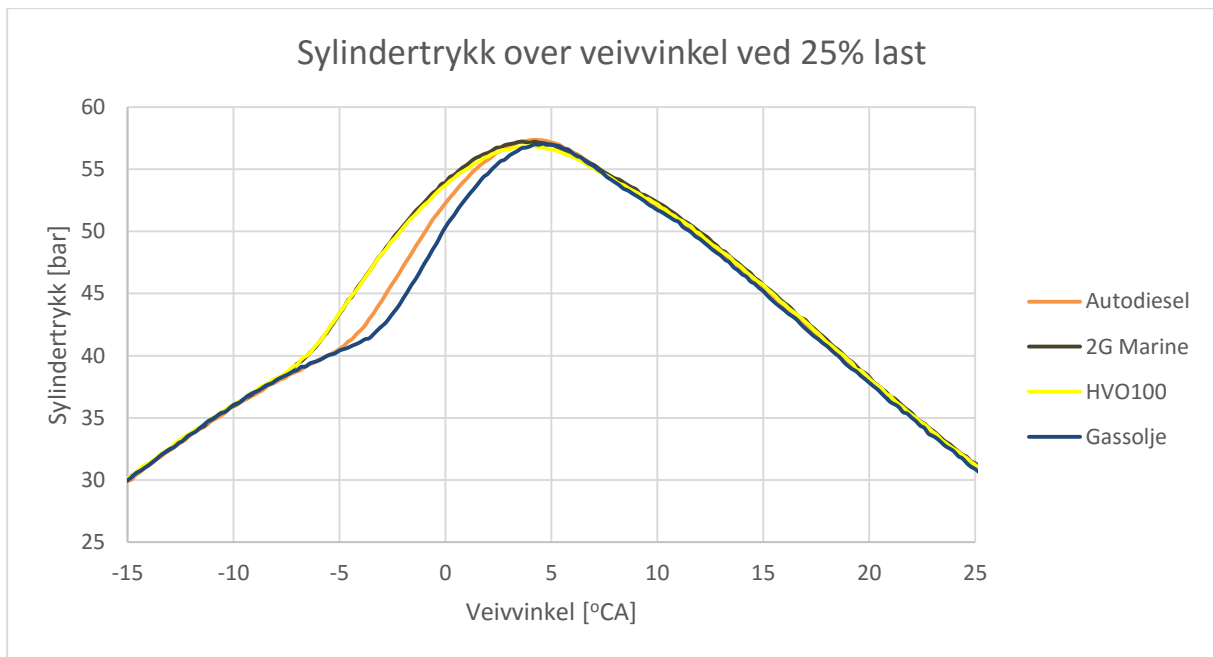
Figur 30: Sylindertrykk over veivinkel ved 75% last

Forskjellen mellom autodiesel og gassolje er vanskelig å få øye på ved 100 % last, men fra 75 % last og nedover er det mulig å se at autodiesel startet forbrenningen noe tidligere enn gassolje.



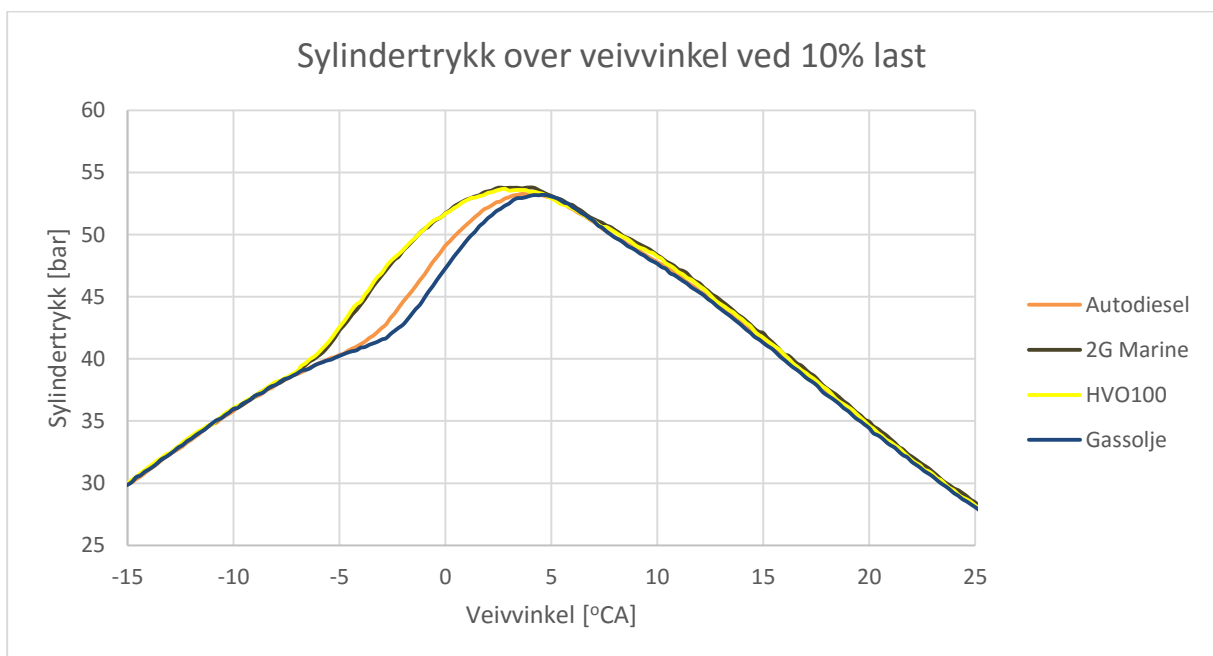
Figur 31: Sylindertrykk over veivinkel ved 50% last

Ved 50 % belastning viser figur 31 at de fossile oljene fortsatt fikk større makstrykk enn HVO-brennoljene, selv om forbrenningen startet senere.



Figur 32: Sylindertykk over veivinkel ved 25% last

Spesielt på lavere last, som vist i figur 32 og figur 33, er det tydelig at forbrenningen startet mye tidligere med HVO enn fossil olje. Her er det også tydelig at autodiesel startet enda tidligere enn gassoljen. Ved 25 % belastning og lavere ble ikke makstrykket til de fossile oljene større enn HVO-brennoljene.



Figur 33: Sylindertykk over veivinkel ved 10% last

Det maksimale sylindertykket som oppstår sier også noe om hvor hardt motoren er belastet termisk og mekanisk.

Lastpunkt	Autodiesel	Gassolje	2G Marine	HVO100
[%]	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
<b>100</b>	78,13	77,69	77,44	77,34
<b>75</b>	73,49	73,48	72,60	72,25
<b>50</b>	66,80	67,02	66,10	65,80
<b>25</b>	57,36	57,05	57,22	56,90
<b>10</b>	53,27	53,18	53,79	53,68

Tabell 13: Makstrykk brennoljeforskjeller ved forskjellige lastpunkt

Det var ikke sikkert at sylindetrykkene er helt nøyaktige, da trykkgiveren ikke er kalibrert. Det var likevel interessant å se på de relative forskjellene i forhold til autodiesel.

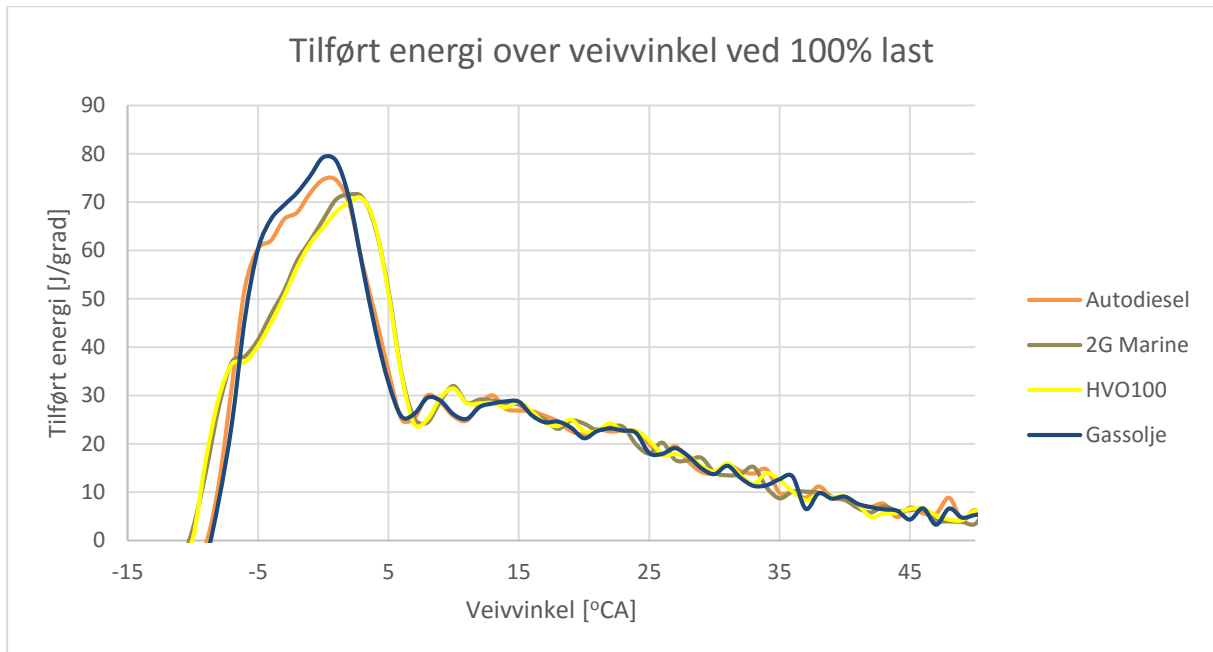
Lastpunkt	Autodiesel	Gassolje	2G Marine	HVO100
[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
<b>100</b>	0,0	-0,6	-0,9	-1,0
<b>75</b>	0,0	0,0	-1,2	-1,7
<b>50</b>	0,0	0,3	-1,0	-1,5
<b>25</b>	0,0	-0,5	-0,2	-0,8
<b>10</b>	0,0	-0,2	1,0	0,8
<b>Gjennomsnitt</b>	0,0	-0,2	-0,5	-0,8

Tabell 14: Makstrykkforskjell for brennoljene fra autodiesel ved forskjellige lastpunkter

Tabell 14 viser at HVO-brennoljene hadde noe lavere makstrykk enn de fossile oljene ved belastning over 25 %.

### 6.3.2 Energiomsetning

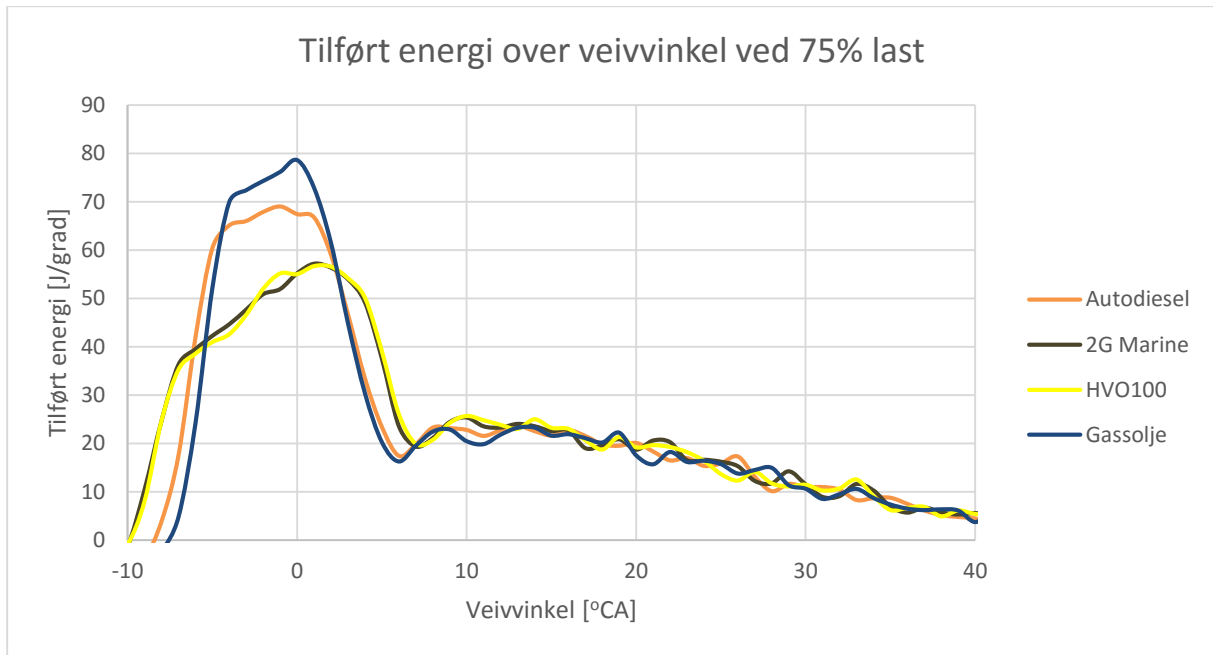
Energiomsetningen, som beskrevet i kapittel 2.4.7, sier mye om hvordan forbrenningen forløper. Det var tydelig av HVO-brennoljene hadde en annen forbrenningsprofil enn fossil olje.



Figur 34: Energiomsetning ved 100% last

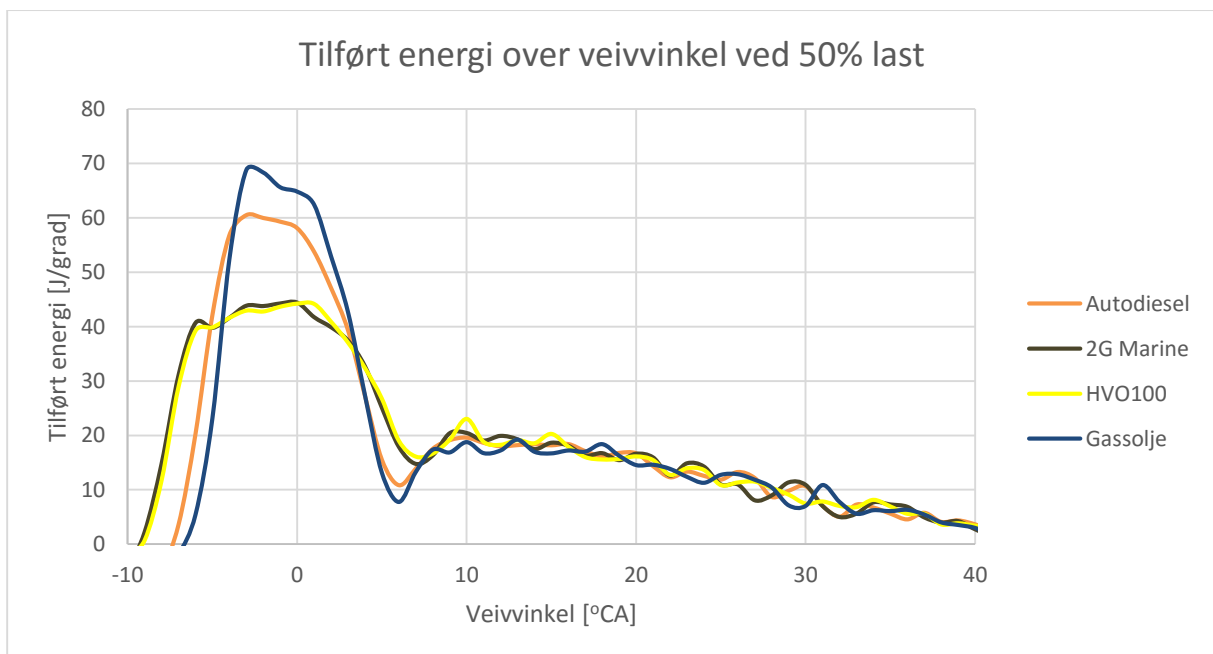
Figur 34 viser at HVO-brennoljene hadde en signifikant annerledes forbrenningskurve enn de fossile oljene. HVO-brennoljene startet tidligere og hadde en slakkere kurve, som varte noe lengre enn de fossile oljene.





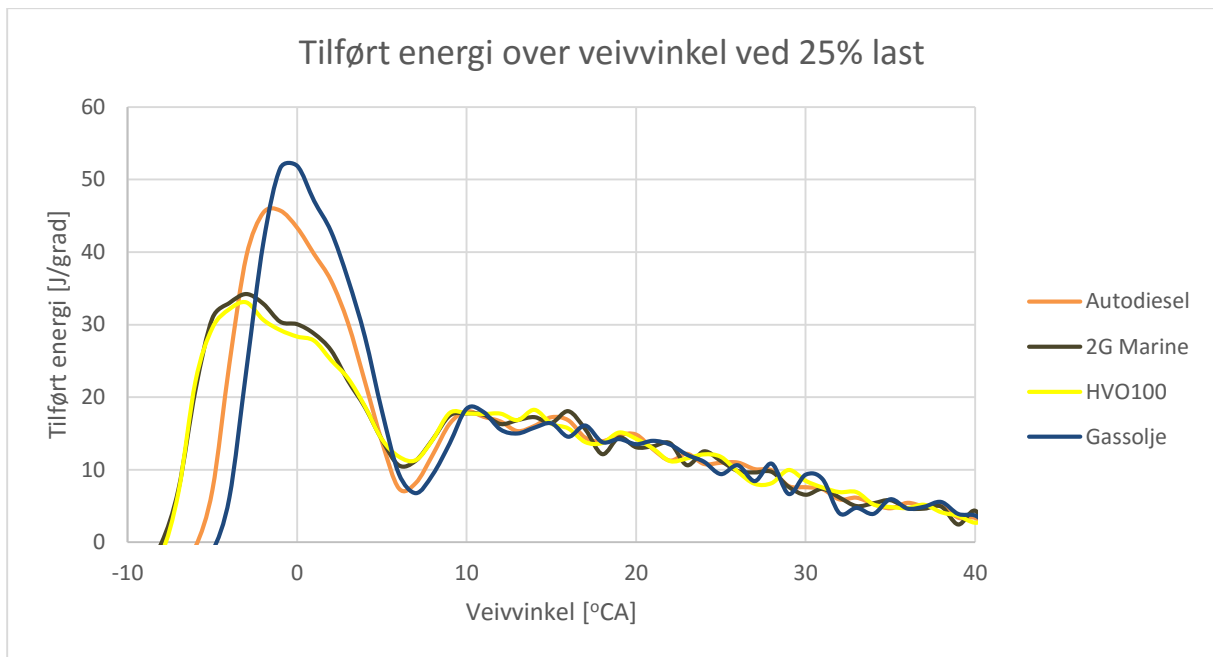
Figur 35: Energiomsetning ved 75% last

Ved redusert belastning ble forskjellen mellom HVO-brennoljene og de fossile oljene enda større. Figur 35 viser at HVO-brennoljene tilførte energien tilnærmet likt til systemet, over det samme tidsrommet. De fossile oljene tilførte energien over kortere tid, men mer intenst.



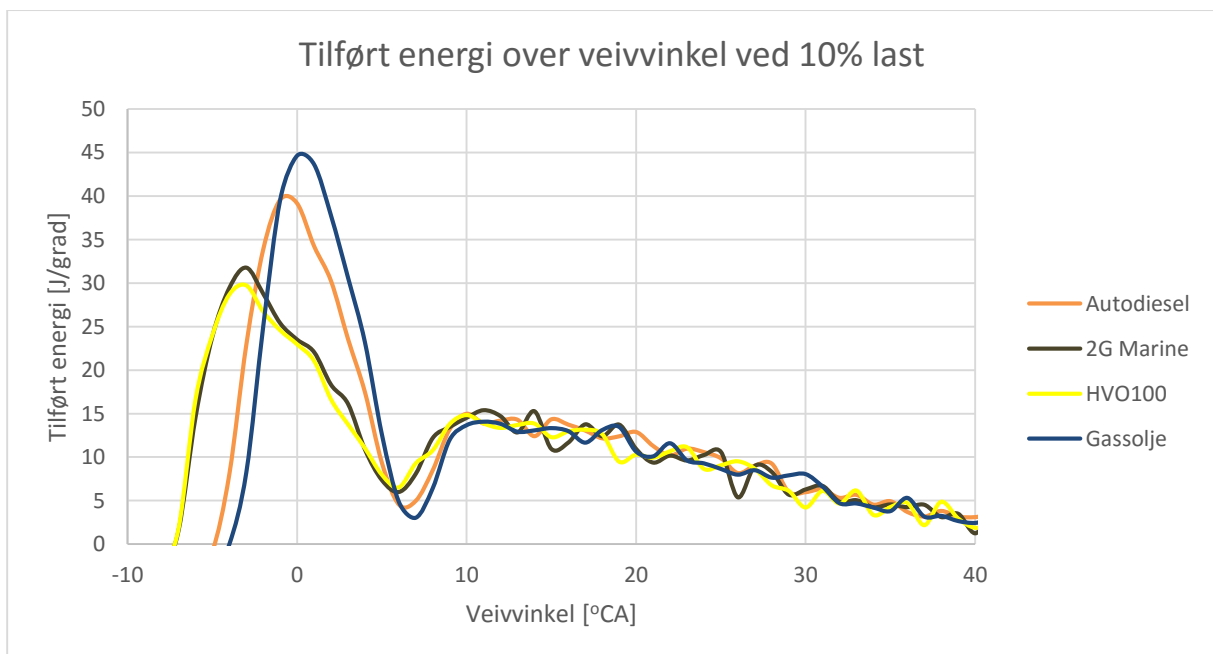
Figur 36: Energiomsetning ved 50% last

Figur 36 viser at ved lavere belastning skjer forbrenningen av HVO-brennoljene med veldig mye mer konstant forløp enn de fossile oljene. Energien som kommer fra brennstoffet tilføres jevnere og over lengre tid.



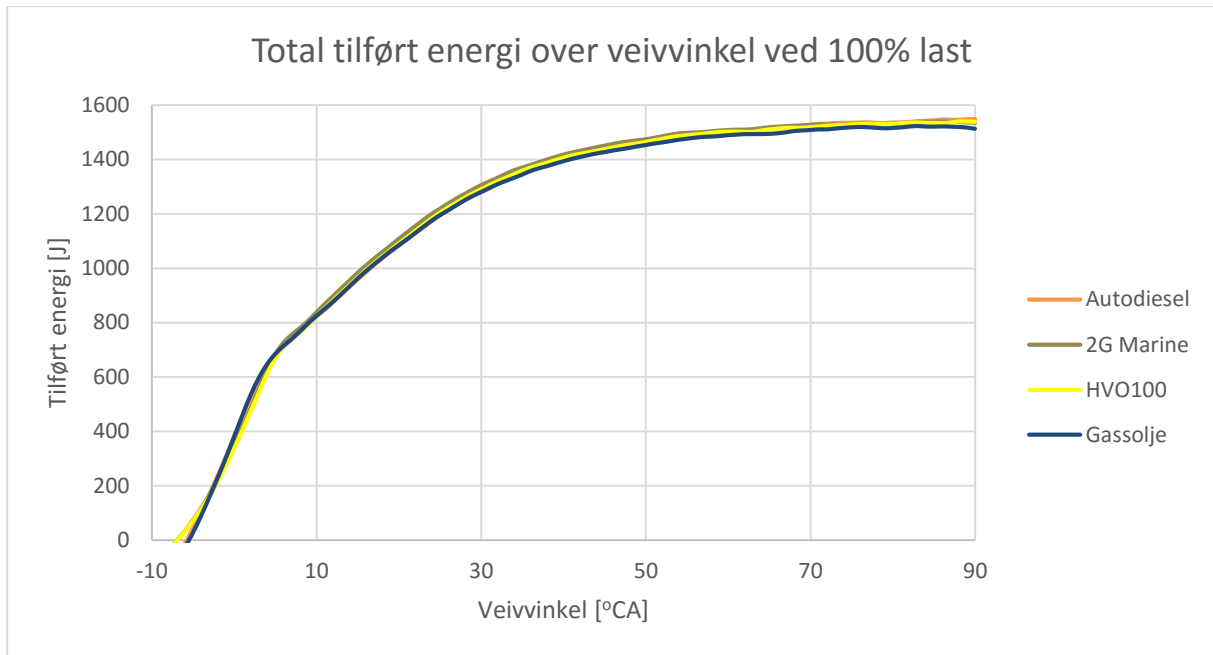
Figur 37: Energiomsetning ved 25% last

Ved lavere belastning ble energien tilført ganske annerledes på testmotoren. Figur 37 viser at de fossile oljene hadde en forblandet forbrenning som var veldig intens, nesten som en trekant. HVO-brennoljene tilførte energien over lengre tid, men ikke like intenst som de fossile oljene.



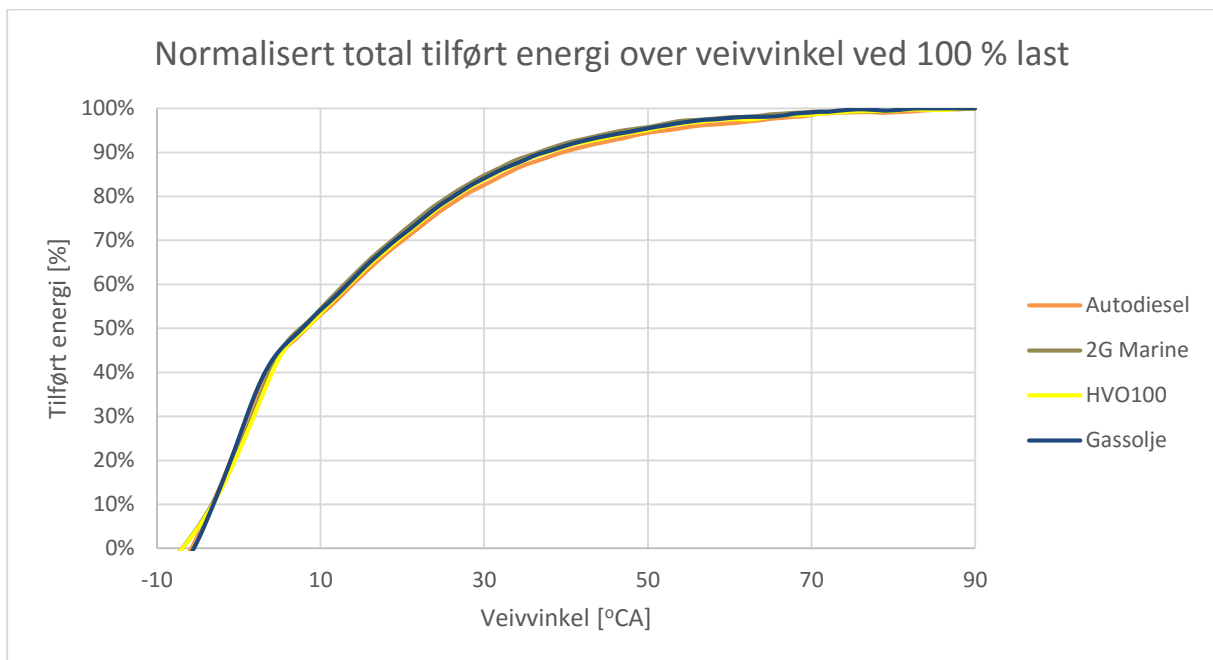
Figur 38: Energiomsetning ved 10% last

Figur 38 viser svært kjapp forblandet forbrenning av de fossile oljene. Også HVO-brennoljene har mindre konstant forbrenning, slik tilfellet var ved høyere belastning.



**Figur 39: Total energiomsetning ved 100% last**

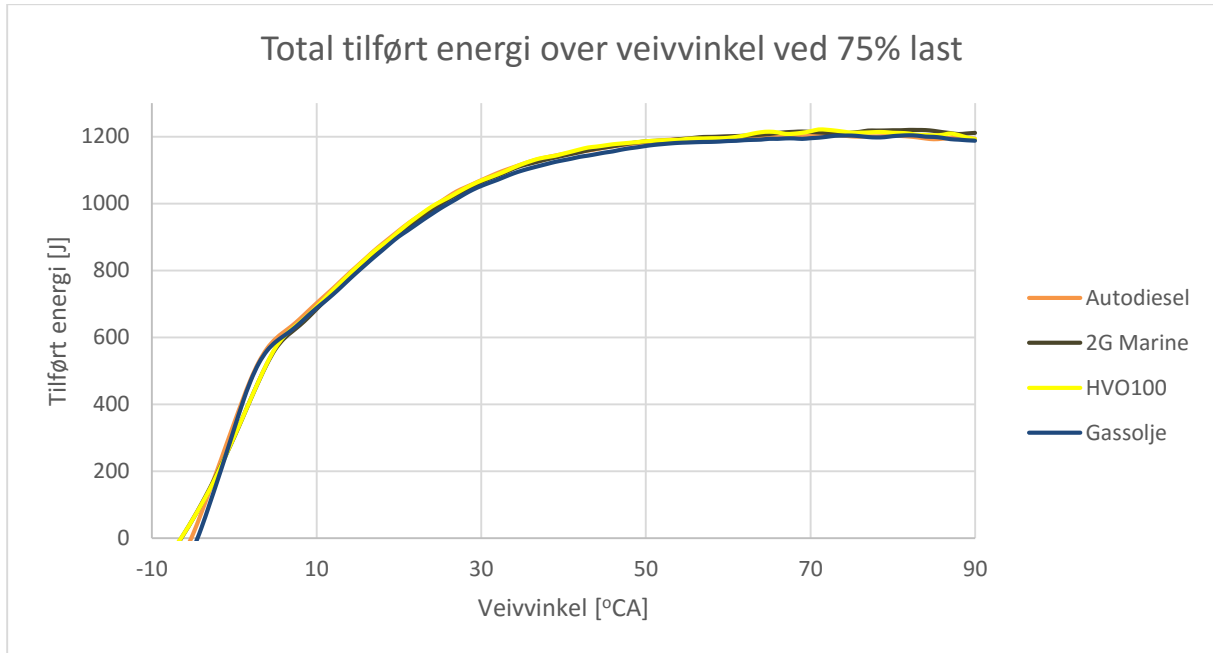
Figur 39 viser den totale tilførte energien over veivinkelen, som er integralet av den tilførte energien fra kurven med tilført energi over veivinkel ved tilsvarende lastpunkt, vist i figur 34.



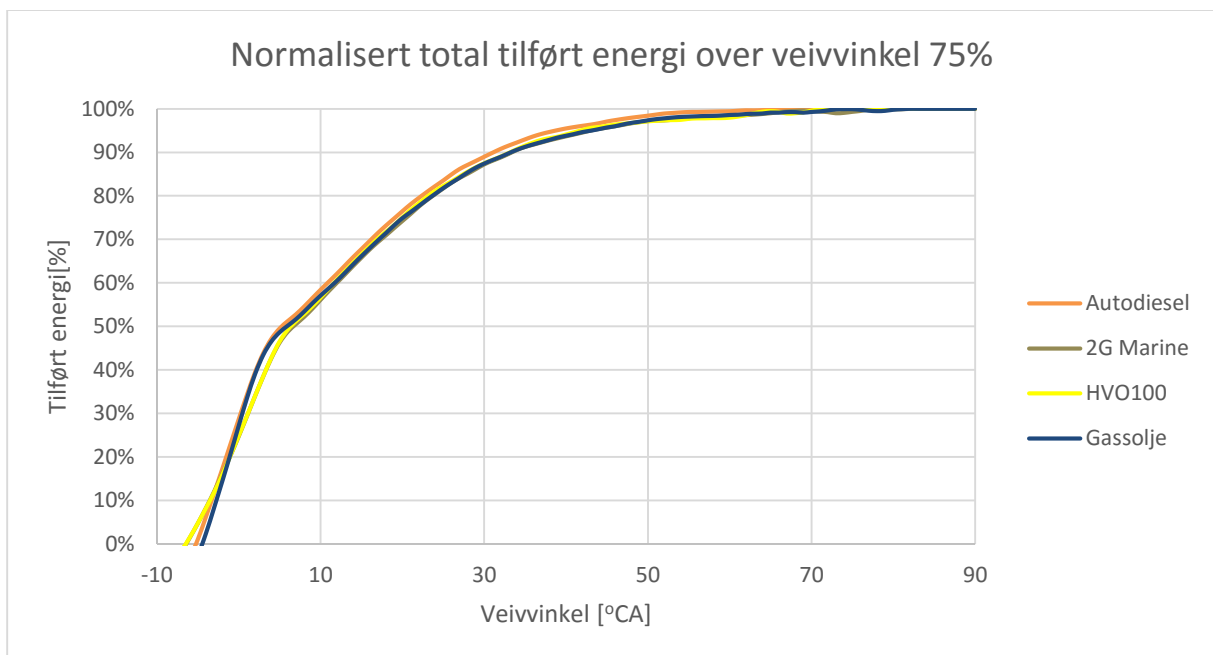
**Figur 40: Normalisert total energiomsetning ved 100 % last**

Den totale energiomsetningen ble normalisert ut i fra den maksimale verdien, altså den totalt tilførte energien til sylinderen over en syklus. Dermed ble energiomsetningen vist i prosent, slik at det er mulig å se hvor mye brennstoff som er forbrent ved de forskjellige veivinkelgradene,

vist i figur 40. De fossile oljene tilførte energien litt kjappere rundt ØD, men HVO-brennoljene tilførte mer energi totalt for å oppnå tilsvarende effekt.



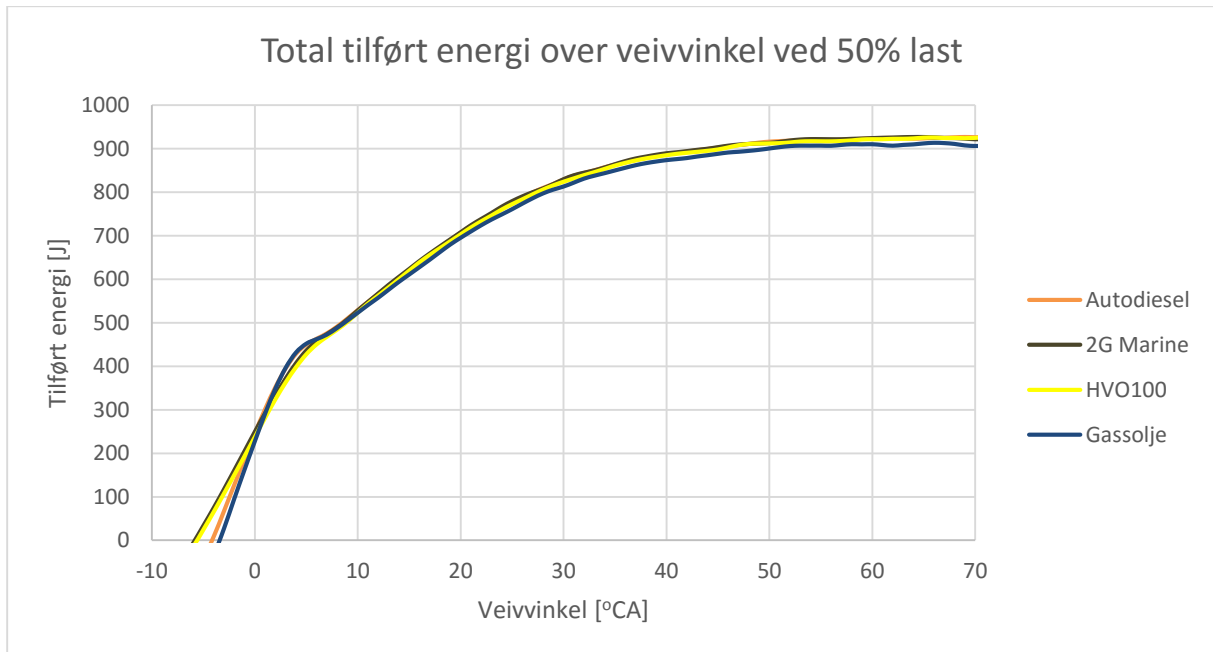
Figur 41: Total energiomsetning ved 75% last



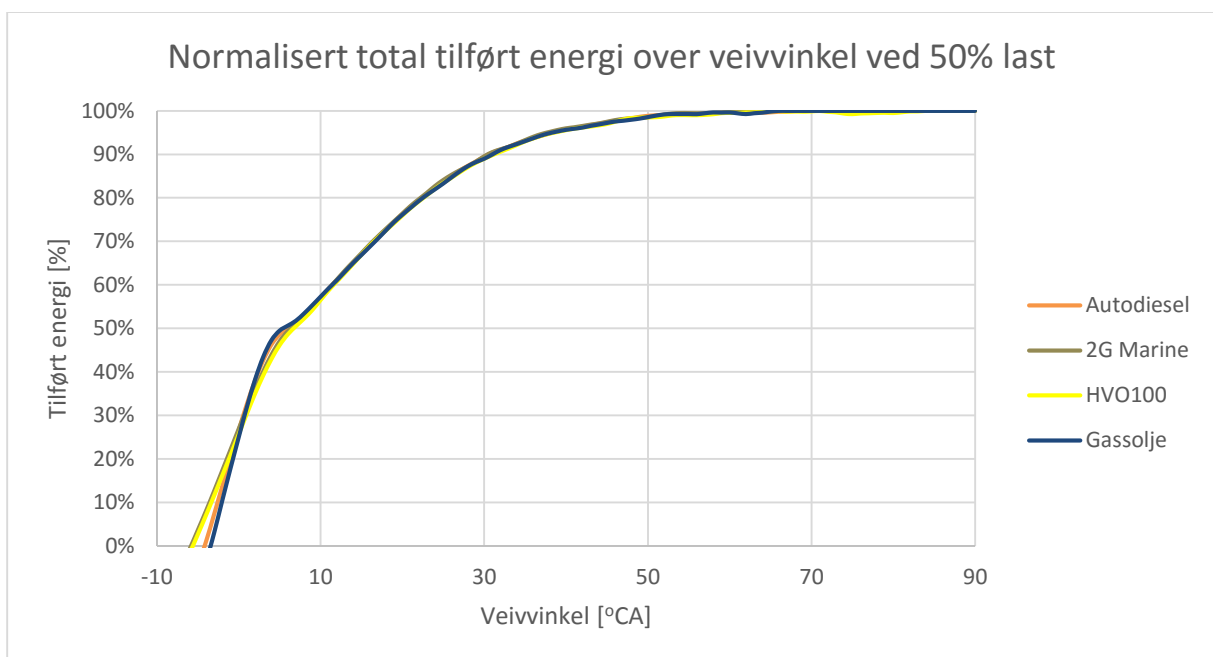
Figur 42: Normalisert total energiomsetning ved 75 % last

Den totale energiomsetningen ved lavere last nådde sitt maksimale punkt tidligere enn ved høyere belastning. Dette kommer av at forbrenningen ble avsluttet tidligere, og dermed ble det ikke tilført mer energi til systemet. Når sylindetrykket sank, trodde programvaren at energi ble ut av systemet og dermed sank kurven etter omtrent 70 veivgrader. Ut i fra

energiomsetningsdiagrammene fra figur 34 til figur 38 er det tydelig at tilført energi til systemet falt mot 0 etter omtrent 50 veivgrader.

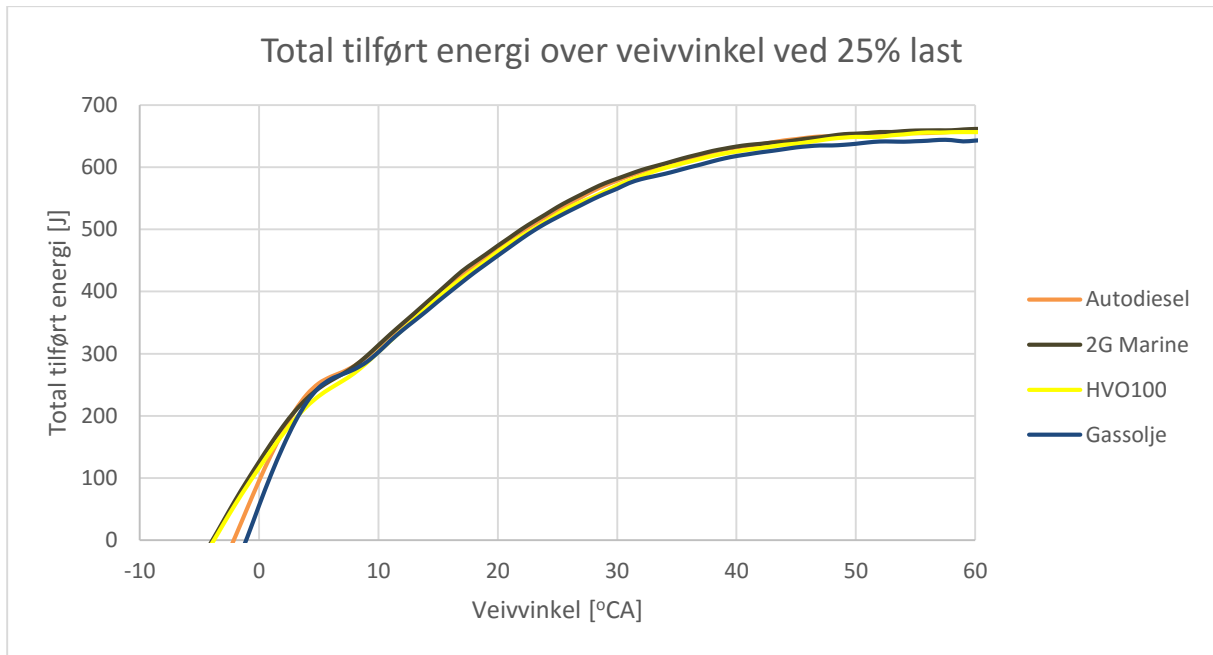


Figur 43: Total energiomsetning ved 50% last

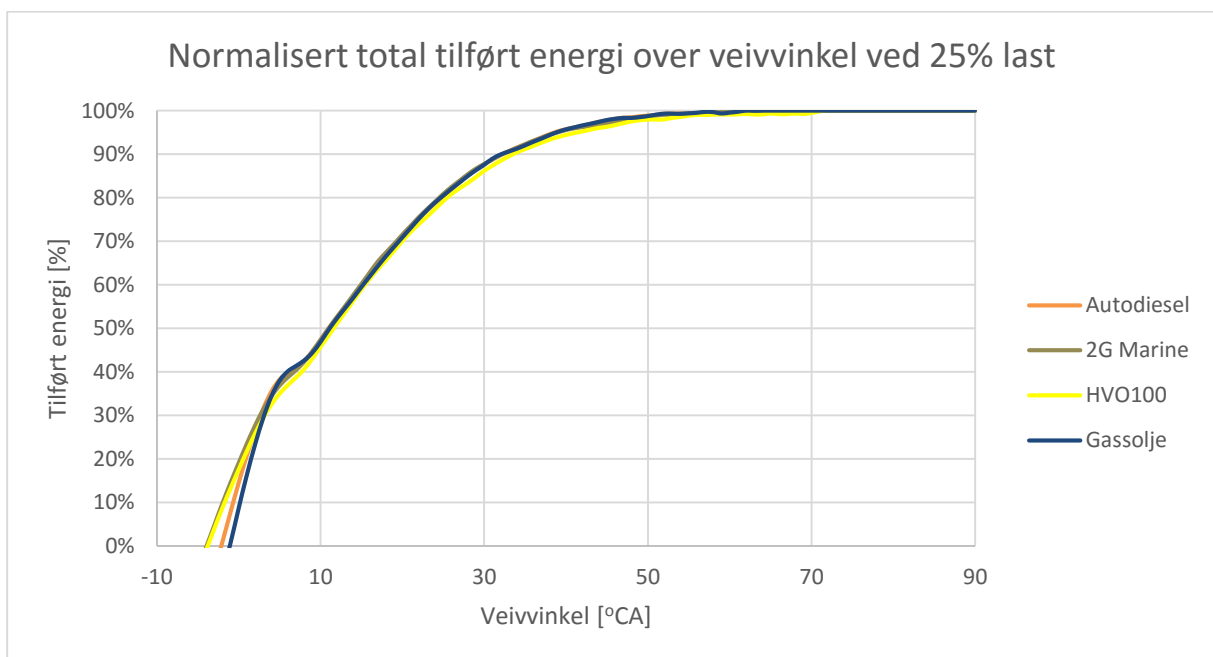


Figur 44: Normalisert total energiomsetning ved 50 % last

Figur 43 viser at energien ble tilført tidligere med HVO-brennstoffene, men de fossile oljene tilførte energien mer intenst. Omtrent halvparten av energien tilføres i og rundt ØD, da den forblandede forbrenningen foregår. Den andre halvparten kommer av den miksede forbrenningen og den lange «halen».

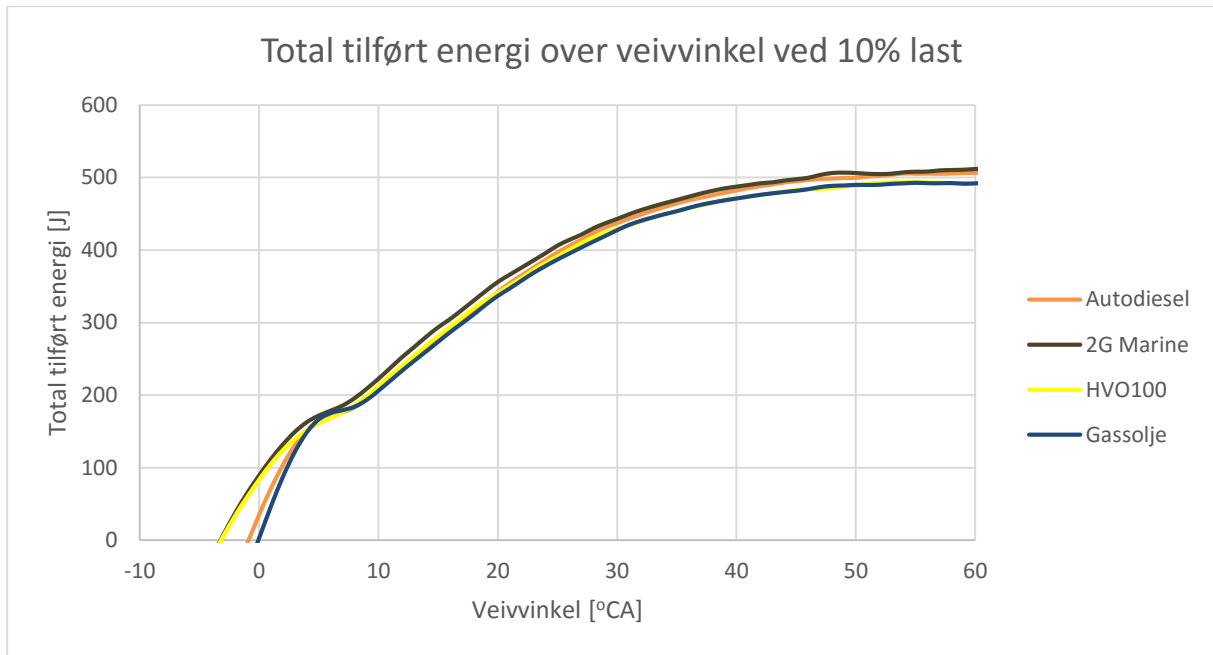


**Figur 45: Total energiomsetning ved 25% last**

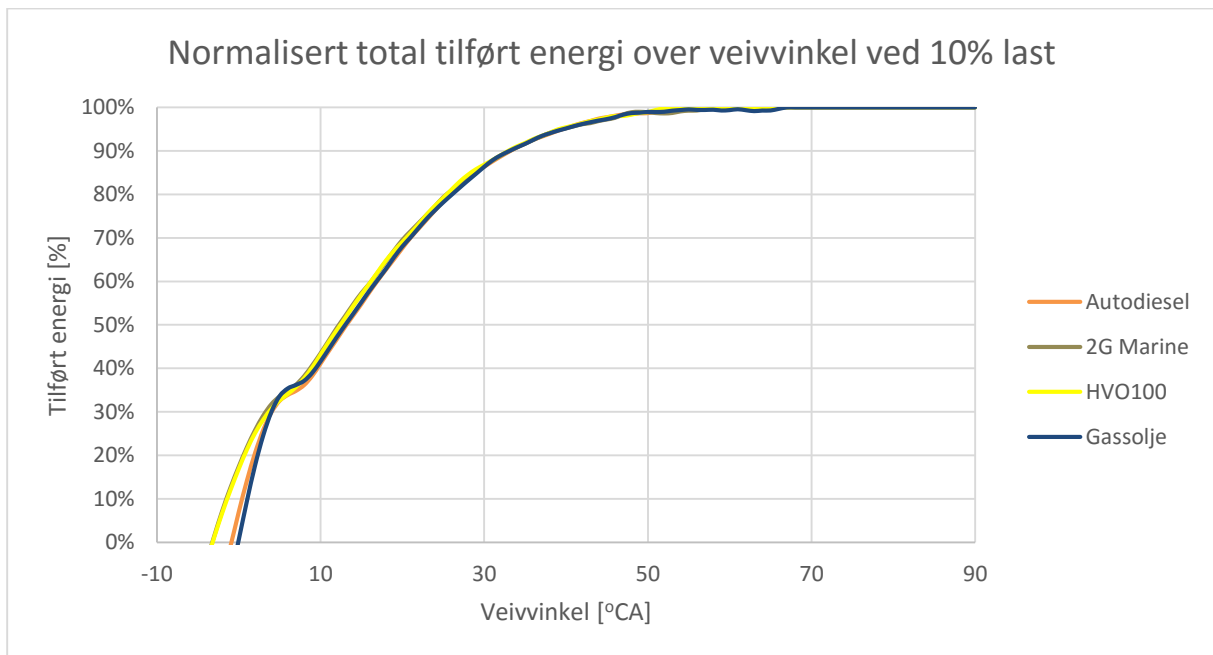


**Figur 46: Normalisert total energiomsetning ved 25 % last**

Ved lavere belastning viser figur 45 og figur 47 at energien ble tilført i større grad av den kontrollerte, miksede forbrenningen. HVO-brennoljene tilførte mer energi over hele veivinkelkurven, som kom av tidligere forbrenningsstart.



**Figur 47: Total energiomsetning ved 10% last**



**Figur 48: Normalisert total energiomsetning ved 10 % last**

Nøyaktig hvor mye energi som ble sprøytet inn i sylindere hver syklus er vist i tabell 15.

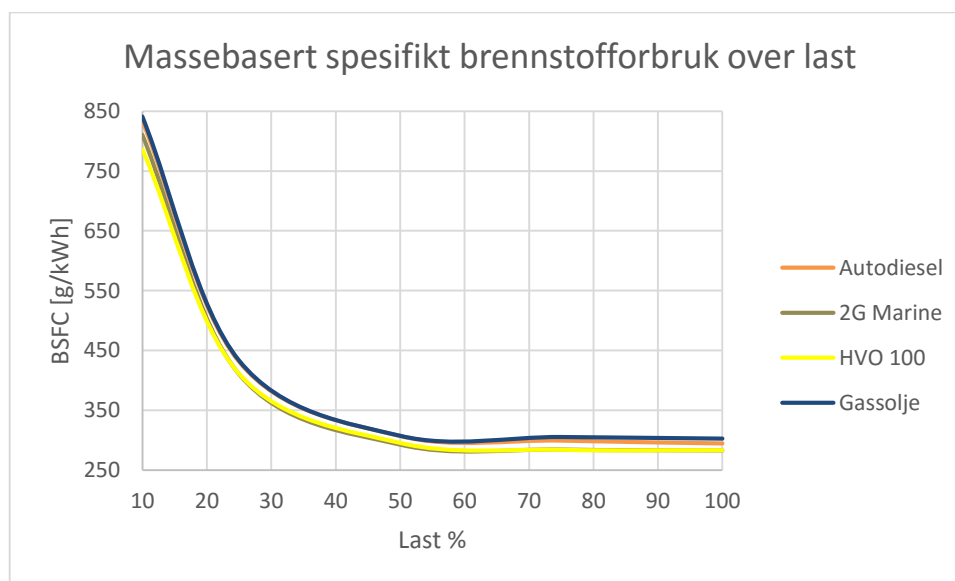
Lastpunkt	Gassolje	Autodiesel	2G Marine	HVO100
[%]	[J/syklus]	[J/syklus]	[J/syklus]	[J/syklus]
100	1523	1548	1539	1539
75	1203	1205	1220	1221
50	913	927	927	925
25	645	660	662	662
10	495	506	512	494

Tabell 15: Tilført energi per syklus

Verdiene i tabell 15 er hentet fra den totale energiomsetningen, vist i figur 39, figur 41, figur 43, figur 45 og figur 47, ikke de normaliserte grafene.

### 6.3.3 Forbruk

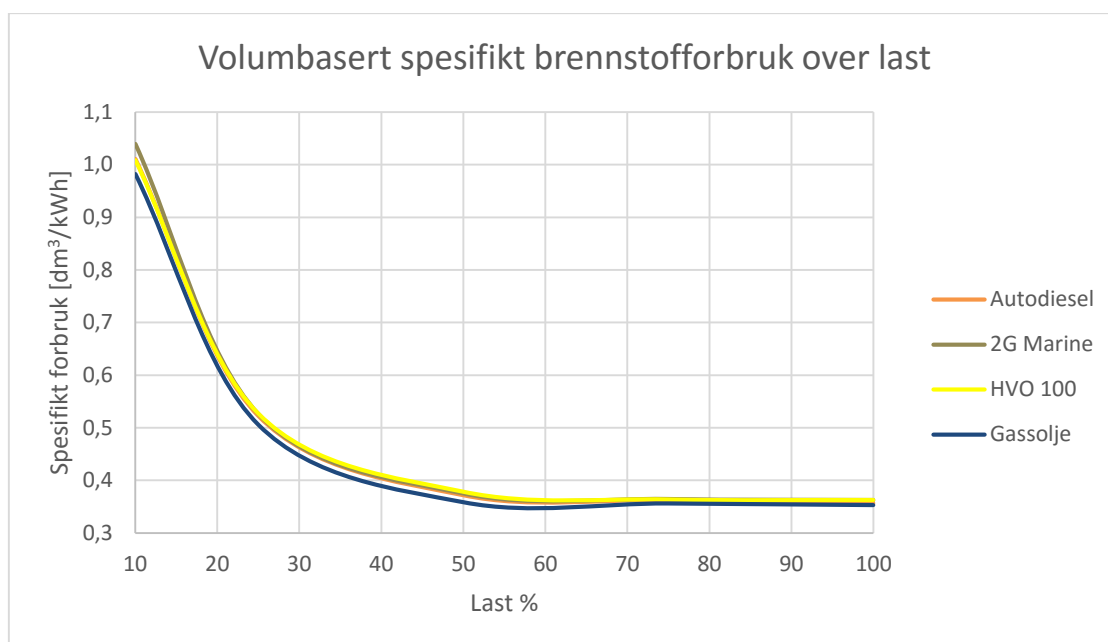
Alle testene ble kjørt ved 1500 %/min, siden testmotoren i disse forsøkene er definert som en marine hjelpemotor med konstant turtall. Dermed ble testene kjørt etter D2-syklusen, vist i tabell 4.



Figur 49: Massebasert spesifikt forbruk

Figur 49 viser at det massebaserte forbruket var lavere for HVO-brennoljene enn de fossile oljene.





Figur 50: Volumbasert spesifikt forbruk

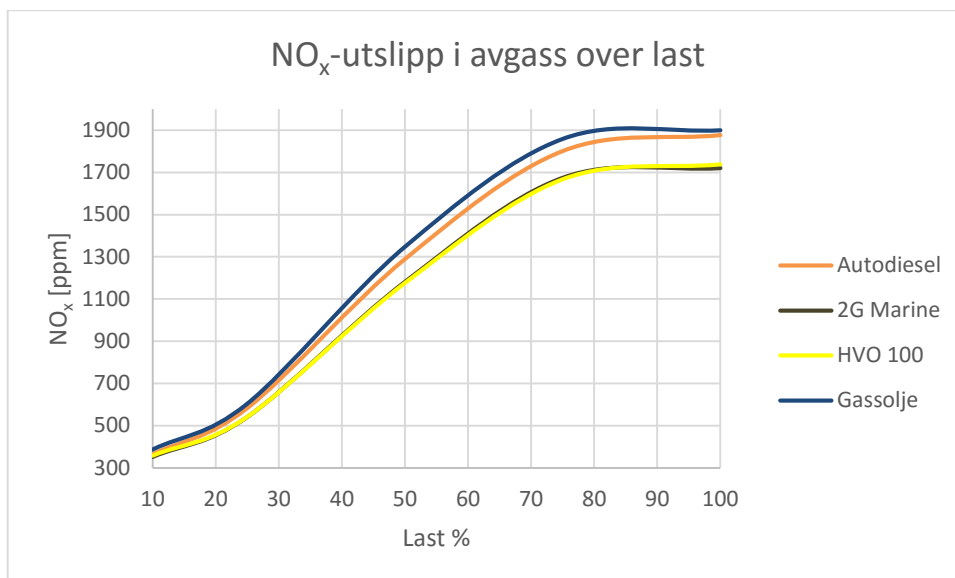
	Autodiesel	2G Marine	HVO100	Gassolje
<b>D2-syklus vektet forbruk [g/kWh]</b>	394,3	377,1	375,6	397,5
<b>Massebasert forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	-4,4	-4,7	+0,8
<b>D2-syklus vektet forbruk [dm<sup>3</sup>/kWh]</b>	0,478	0,483	0,482	0,464
<b>Volumbasert forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	+1,1	+0,8	-2,8

Tabell 16: Spesifikt forbruk og forskjell mot autodiesel

Figur 50 viser at det volumbaserte forbruket var høyere for HVO-brennstoffene enn for de fossile oljene. Tabell 16 viser nøyaktig hvor stor forbruksforskjell det var mellom brennstoffene og autodiesel.

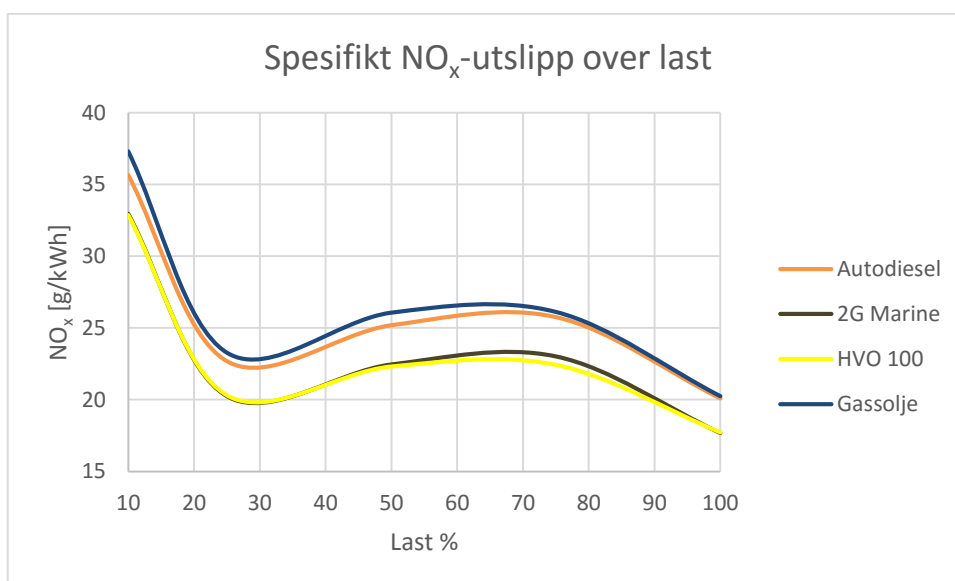
### 6.3.4 Utslipp

I eksosgassen ble NO<sub>x</sub>-utslippene målt for hvert lastpunkt og presentert i grafer. Tilsvarende ble gjort med sot- og partikkelmålingene.



Figur 51: NO<sub>x</sub>-utslipp i avgassen

NO<sub>x</sub>-utslippene ble målt i ppm i avgassen og vist i figur 51. De fossile oljene hadde betydelig mye mer NO<sub>x</sub>-utslipp enn HVO-brennoljene. NO<sub>x</sub>-utslippet ble beregnet ut i fra produsert effekt og vist i figur 52.



Figur 52: Spesifikk NO<sub>x</sub>-utslipp i forhold til effekt

Ut i fra tabell 4, vektet de forskjellige testpunktene ulikt. Det gav en NO<sub>x</sub>-verdi i gram per kilowatttime som kan sammenlignes opp mot andre motorer og drivstoff.

	Autodiesel	HVO100	2G Marine	Gassolje
<b>D2-syklus vektet spesifikk NO<sub>x</sub> [g/kWh]</b>	25,5	22,8	22,6	26,1
<b>Forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	-10,9	-11,6	+2,1

Tabell 17: D2-syklus vektet spesifikt NO<sub>x</sub>-utslipp

Tabell 17 viser at HVO-brennoljene hadde en betydelig reduksjon av NO<sub>x</sub>-utslipp i forhold til autodiesel. Gassoljen gav en liten økning av NO<sub>x</sub>-utslipp i forhold til autodiesel.



Figur 53: Sot og partikler målt i avgass

Figur 53 viser FSN-verdien for hver brennoljen ved alle lastpunkt. HVO-brennoljene gav en betydelig reduksjon, spesielt ved 50 og 75 % last, i forhold til autodiesel. Gassoljen gav en betydelig økning totalt sett i forhold til autodiesel.

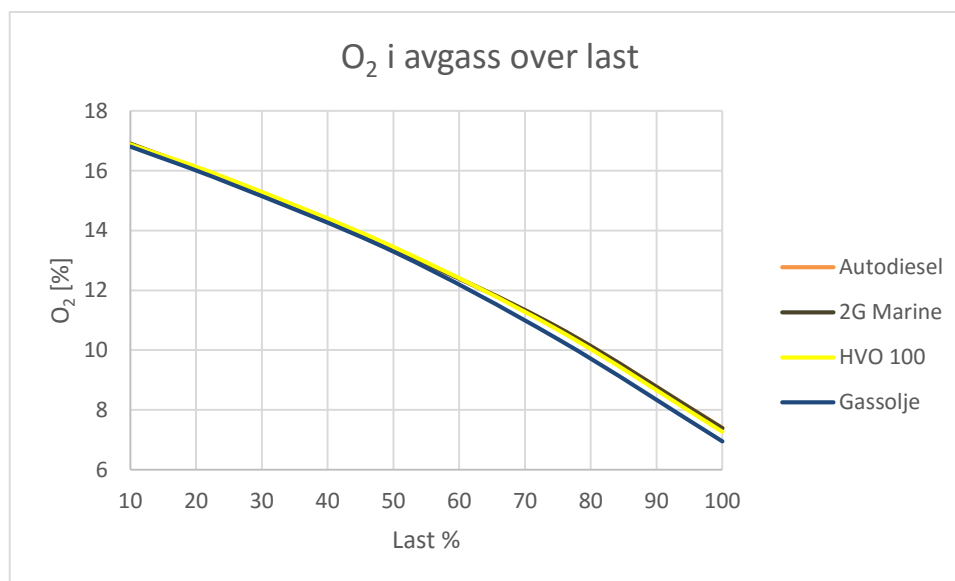
		Autodiesel	HVO100	2G Marine	Gassolje
<b>D2-syklus vektet sot</b>	<b>FSN</b>	1,2	1,0	1,0	1,5
<b>Forskjell fra autodiesel</b>	<b>Ved 100%</b>	0	0 %	+1,7 %	+19,2 %
	<b>Ved 75%</b>	0	-23,4 %	-32,4 %	+25,3 %
	<b>Ved 50%</b>	0	-20 %	-27,3 %	+34,5 %
	<b>Ved 25%</b>	0	+9,7 %	+5,5 %	+13,7 %
	<b>Ved 10%</b>	0	-1,9 %	+10 %	+3,8 %

Tabell 18: D2-syklus vektet sotutslipp og forskjell fra autodiesel

Sotutslippene ble sett i forhold til autodiesel som referansedrivstoff ved hvert belastningspunkt i tillegg til vekting ut i fra tabell 4.

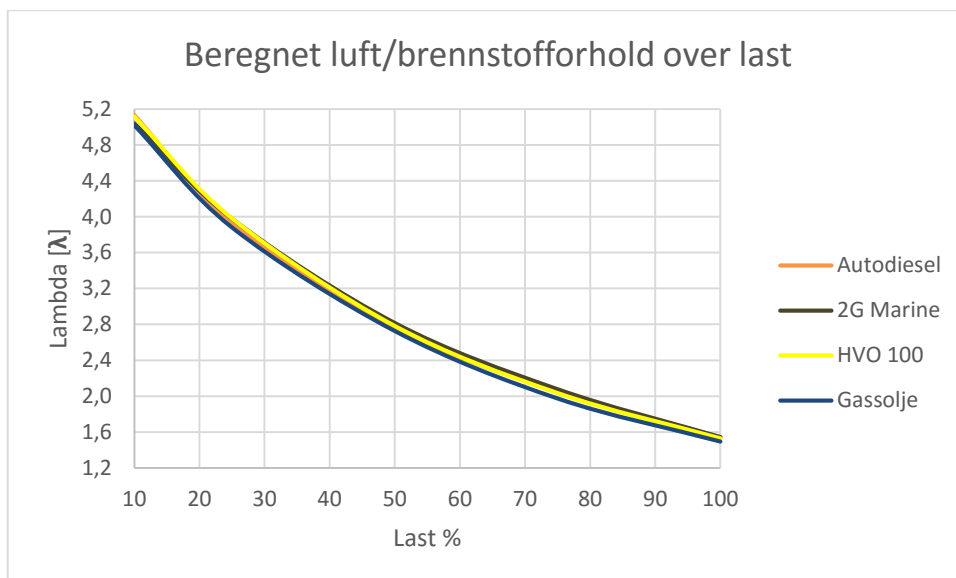
### 6.3.5 Luftoverskudd

Da motoren ikke har luftforbruksmåling før forbrenning, beregnes den ut ifra oksygenmengden som er igjen i avgassen etterpå.



Figur 54: Målt O<sub>2</sub> i avgassen

Oksygeninnholdet målt i avgassen ble i liten grad påvirket av brennoljen, vist i figur 54. Det var noen forskjeller i mengden luft som ble brent opp hvor gassolje forbrukte mest luft for å oppnå tilsvarende effekt. Det gjorde at utslippene av sot og partikler økte noe. Det beregnede luft/brennstoff-forholdet defineres som lambda og er vist i figur 55.

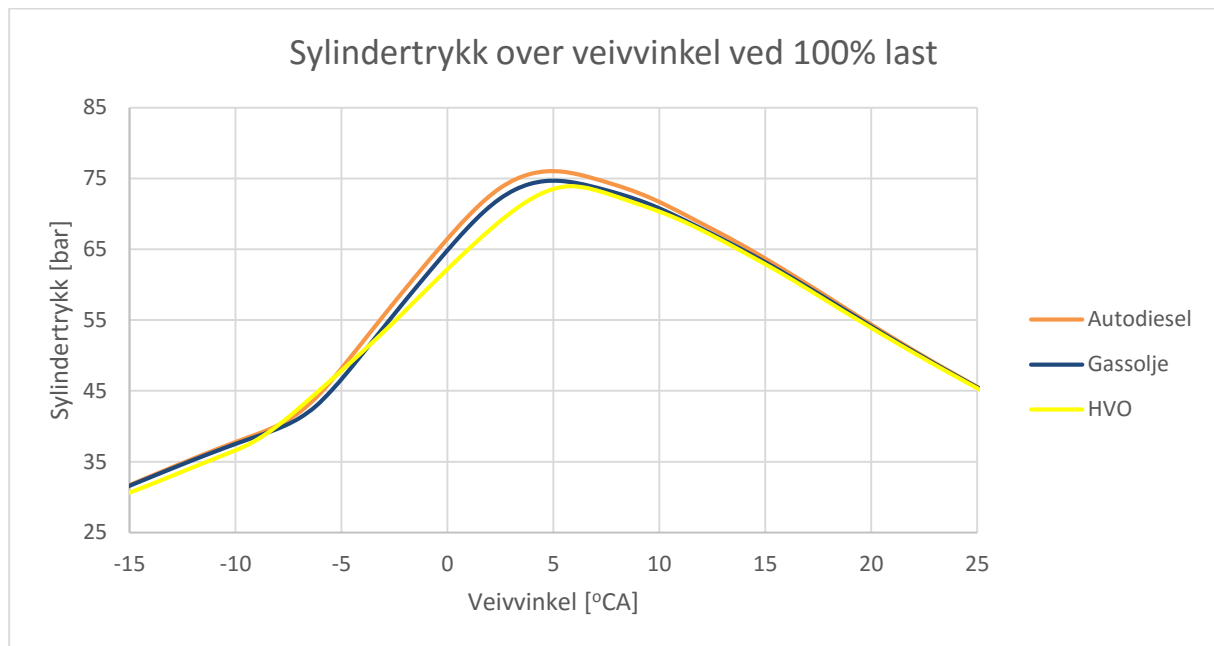


Figur 55: Beregnet lambda fra oksygen i avgass

## 6.4 Simuleringsresultater fra «WaveBuild»

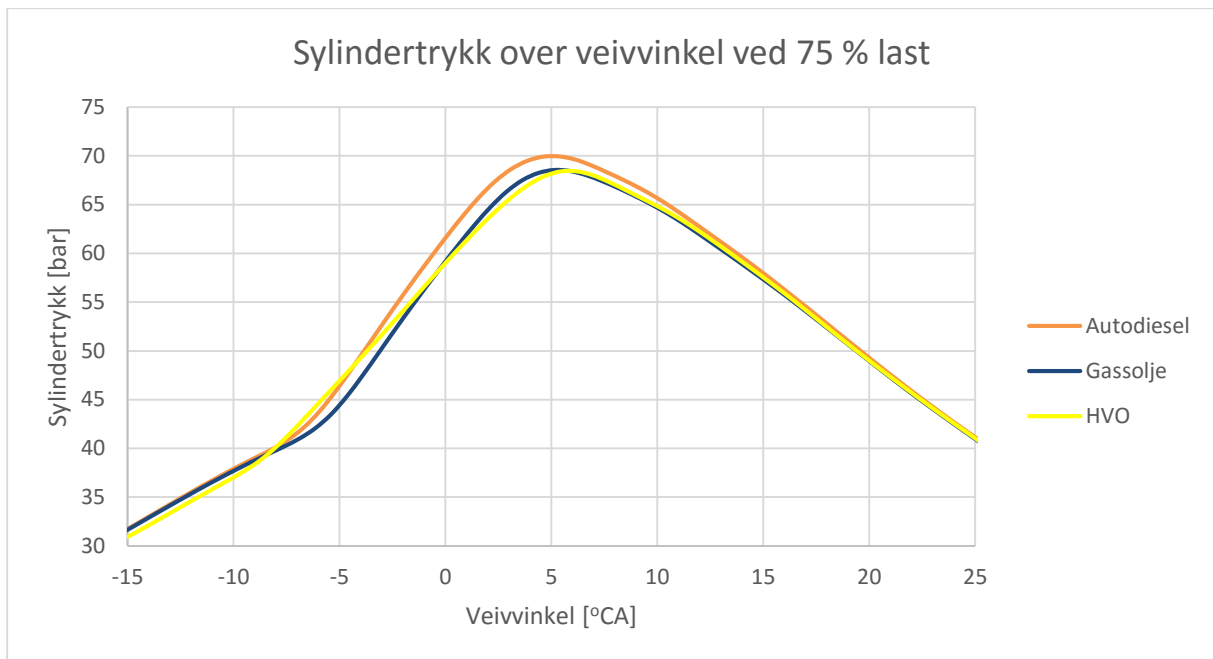
Simuleringsmodellens resultater er vist i figurer og tabeller, på samme vis som måleresultatene fra testmotoren. HVO-brennoljene 2G Marine og HVO100 er blitt slått sammen til en HVO-brennolje, da det ikke har lyktes undertegnede å finne underlag på disse brennoljene som ville distinktere de fra hverandre i simuleringsmodellen.

### 6.4.1 Sylindetrykk



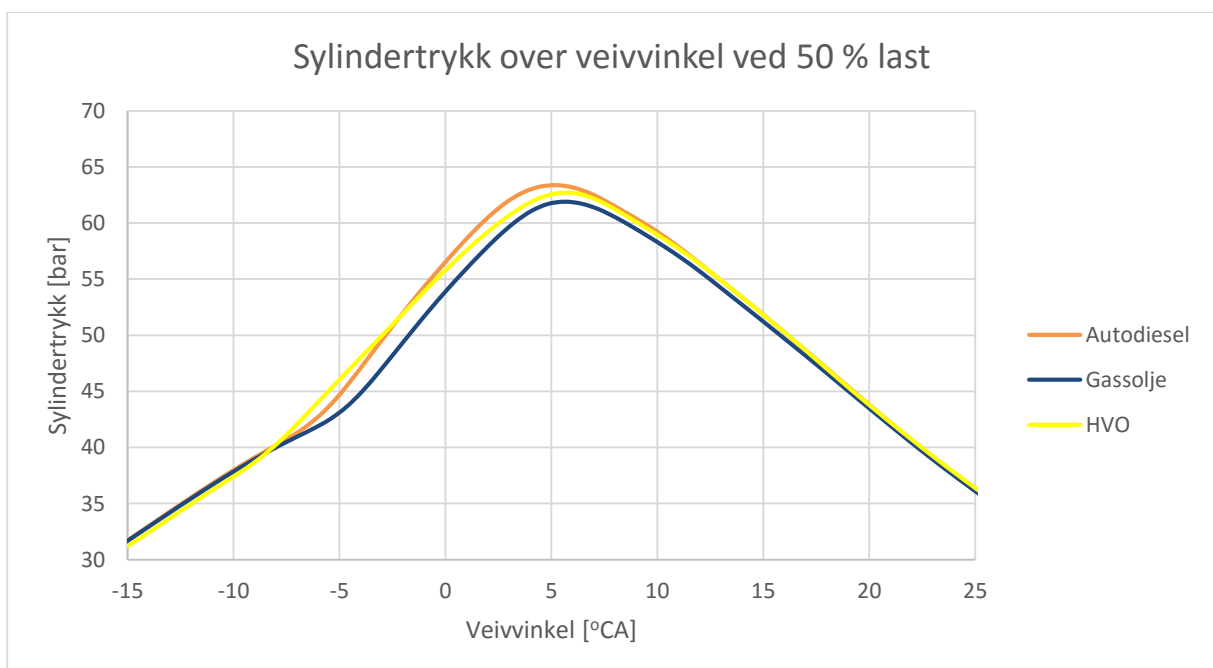
Figur 56: Sylindetrykk fra simuleringsmodell ved 100 % last

Sylindetrykkene fra testmotoren illustrerte at HVO-brennoljene hadde en slakkere trykkstigning enn de fossile oljene. Det stemte også for sylindetrykkene fra simuleringsmodellen, vist i figur 56 til figur 60. Autodiesel gav et litt høyere makstrykk i simuleringsmodellen enn de andre brennoljene.



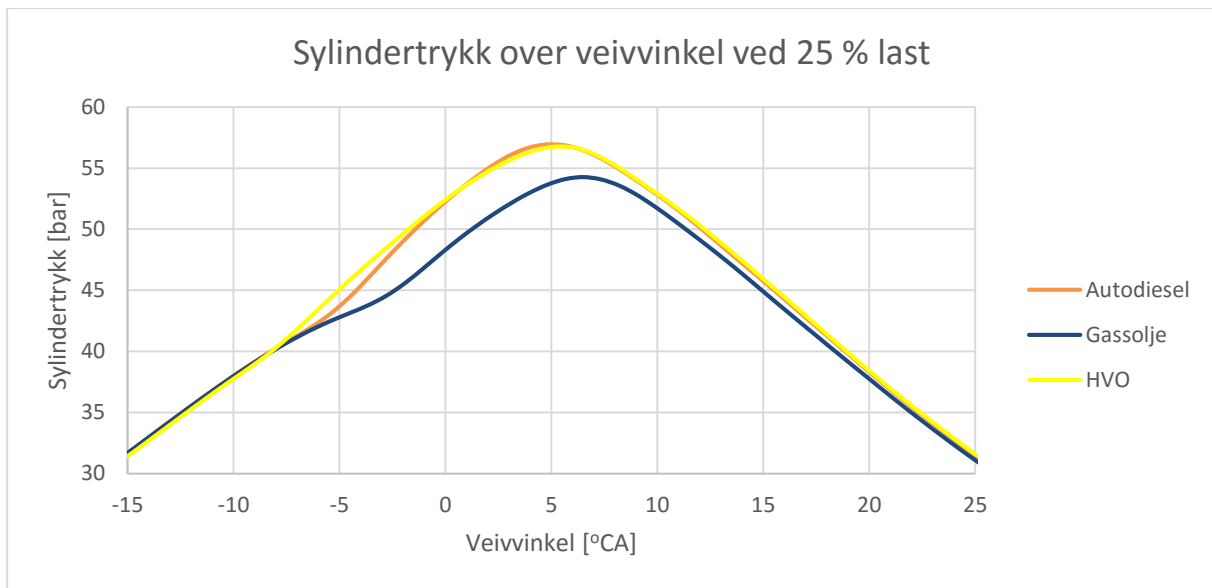
**Figur 57: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 75 % last**

Figur 57 viser at simuleringsmodellen genererte høyere sylindertrykk for autodiesel i forhold til gassolje og HVO. Testmotoren hadde tilnærmet likt sylindertrykk for autodiesel og gassolje.



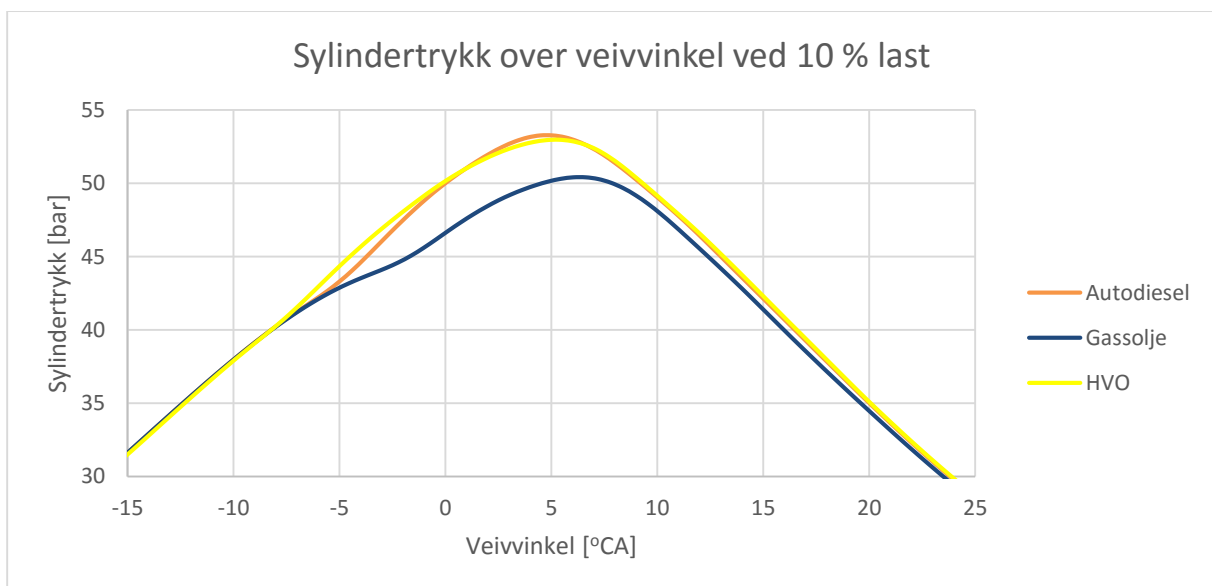
**Figur 58: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 50 % last**

Figur 58 viser at simuleringsmodellens gassolje ikke nådde de samme trykkene som autodiesel. I tillegg startet trykkøkningen noe senere.



**Figur 59: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 25 % last**

Ved lavere last er det tydelig at gassoljen ikke genererer de samme trykkene som autodiesel og HVO, vist i figur 59. Spesielt når forbrenningsstarten var så forsinket for gassoljen, nærmere ved fire grader før ØD, mens for HVO var den nærmere åtte grader før ØD.

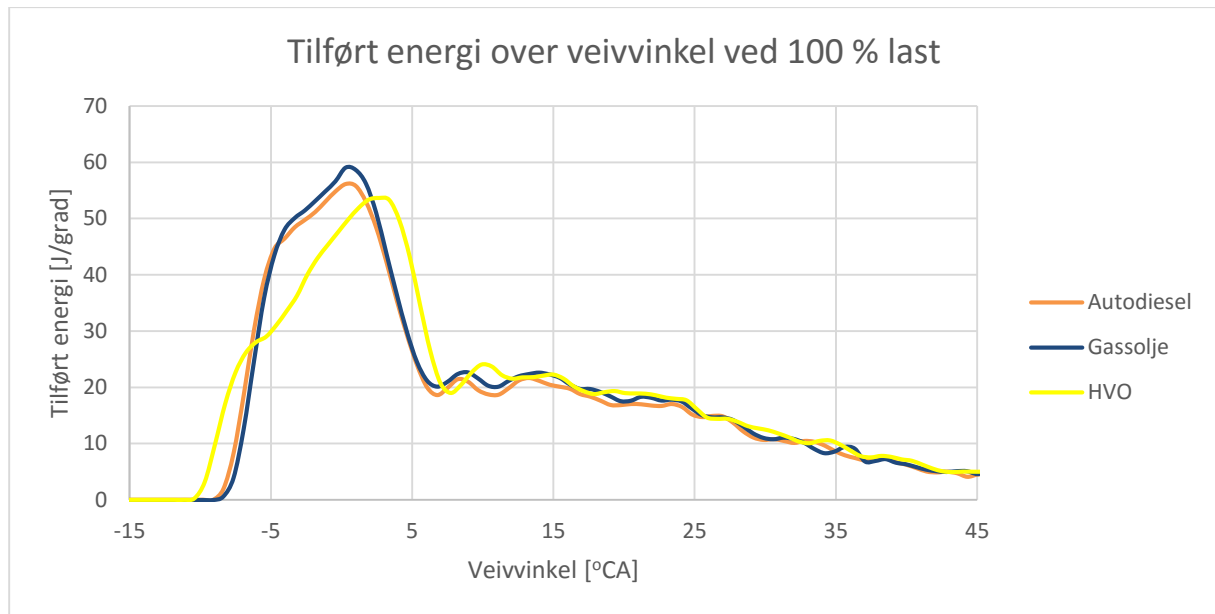


**Figur 60: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 10 % last**

Figur 60 viser at forbrenningen ved 10 % last ikke begynte med gassoljen før stempelet stod nesten i ØD. Det gav en veldig liten trykkøkning, på grunn av at stempelet var på vei ned, mens blandingen ble forbrent.

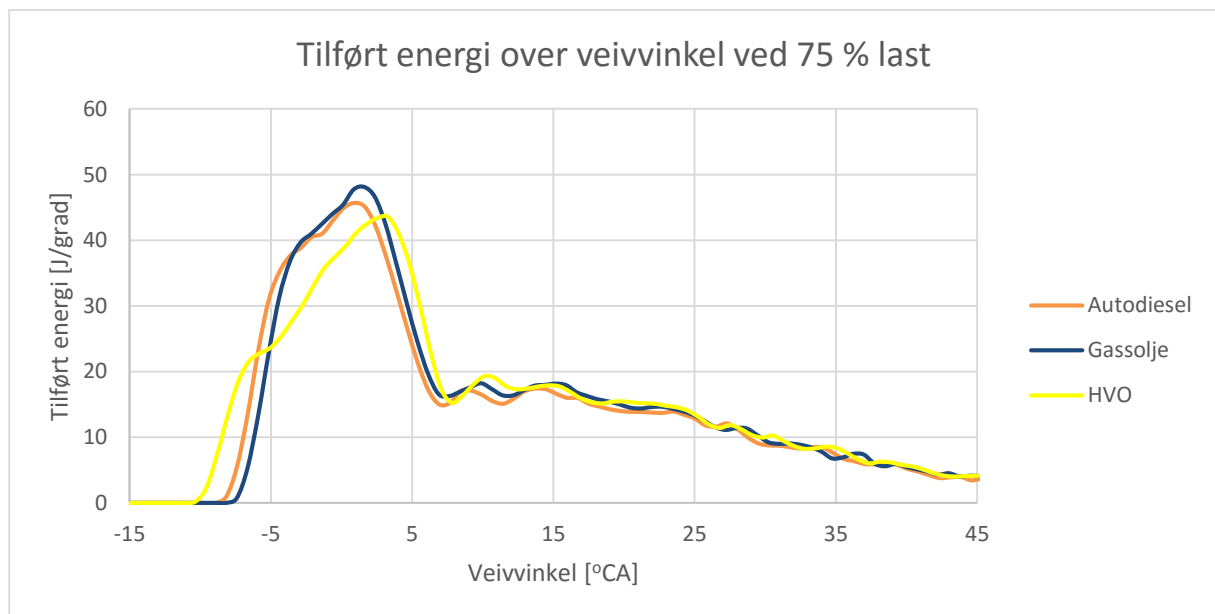


### 6.4.2 Energiomsetning



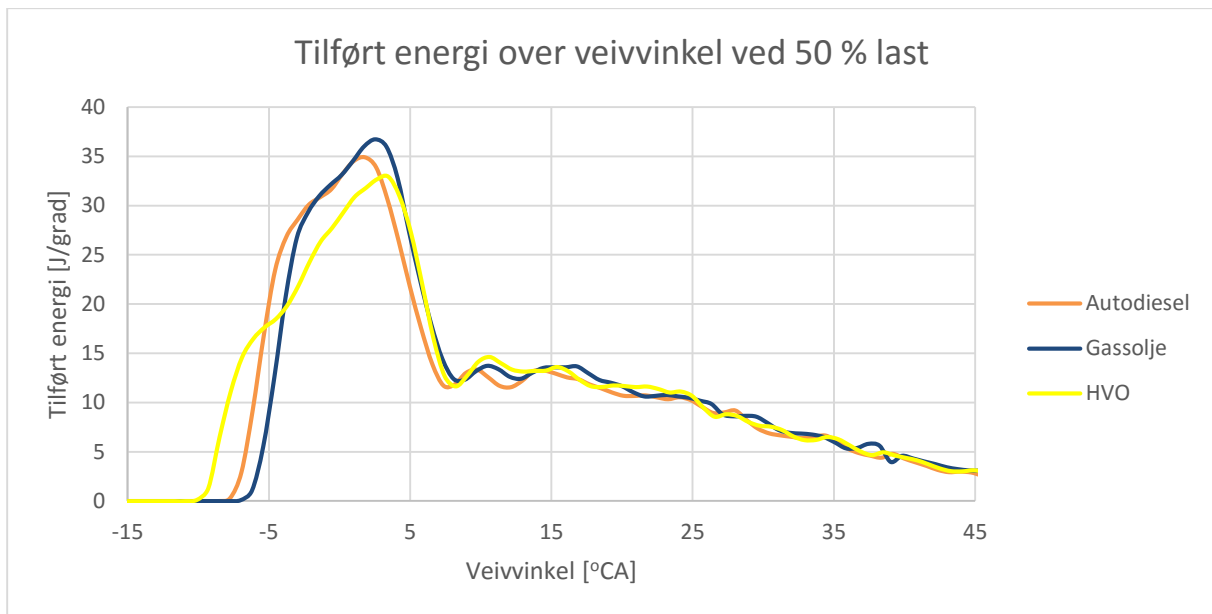
Figur 61: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 100 % last

Simuleringsmodellen beregner den tilførte energien, vist i figur 61 og resultatet ligner på måleresultatene fra testmotoren, vist i figur 34. HVO-brennoljen tilførte energien tidligere enn de fossile oljene, samt at den forblandede forbrenningen varte lengre.



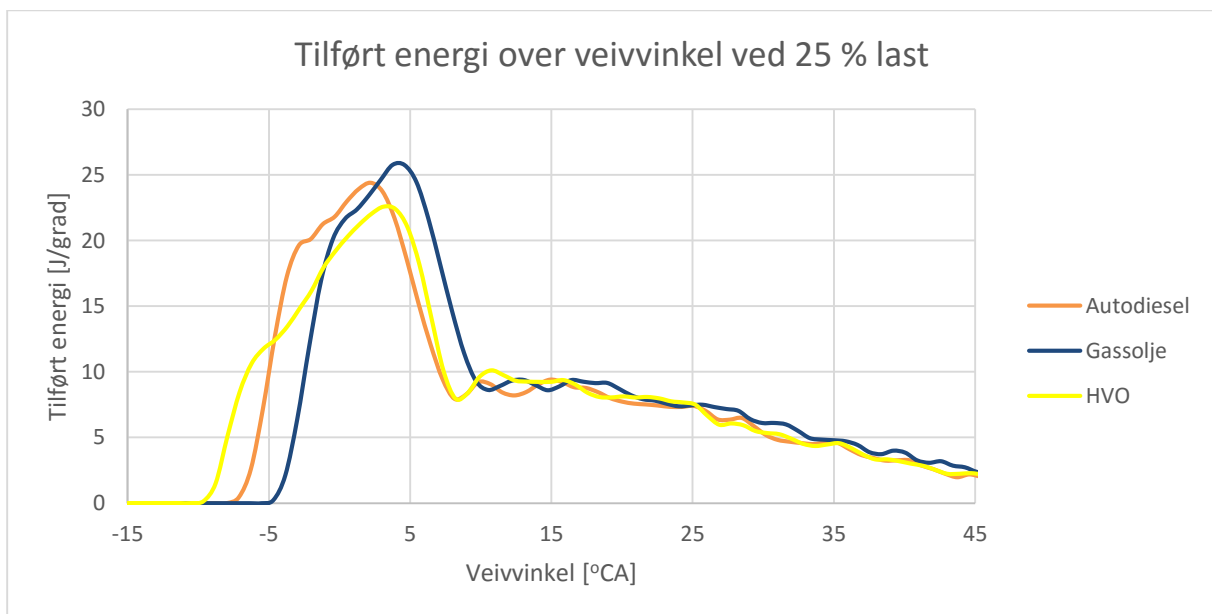
Figur 62: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 75 % last

Figur 62 viser den tilførte energien beregnet av simuleringsmodellen ved 75 % last. Forskjellen mellom gassoljen og autodieselen er omtrent kun når forbrenningen starter, men HVO-brennoljen har en litt annerledes karakteristikk.



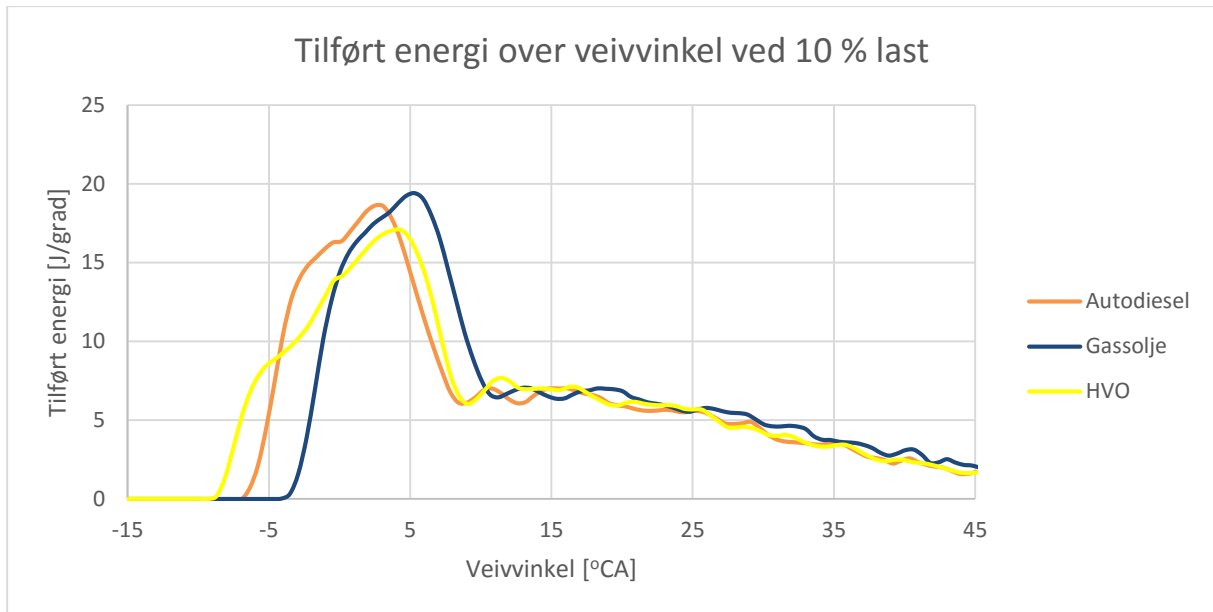
**Figur 63: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 50 % last**

Figur 63 viser at HVO-brennoljen fortsatt økte den tilførte energien i og rundt ØD. Resultatene fra testmotoren indikerte at HVO-brennoljene hadde en mer konstant tilført energi i den forblandede forbrenningsprosessen, vist i figur 36. Forskjellen mellom testmotoren og simuleringsmodellen var betydelig.



**Figur 64: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 25 % last**

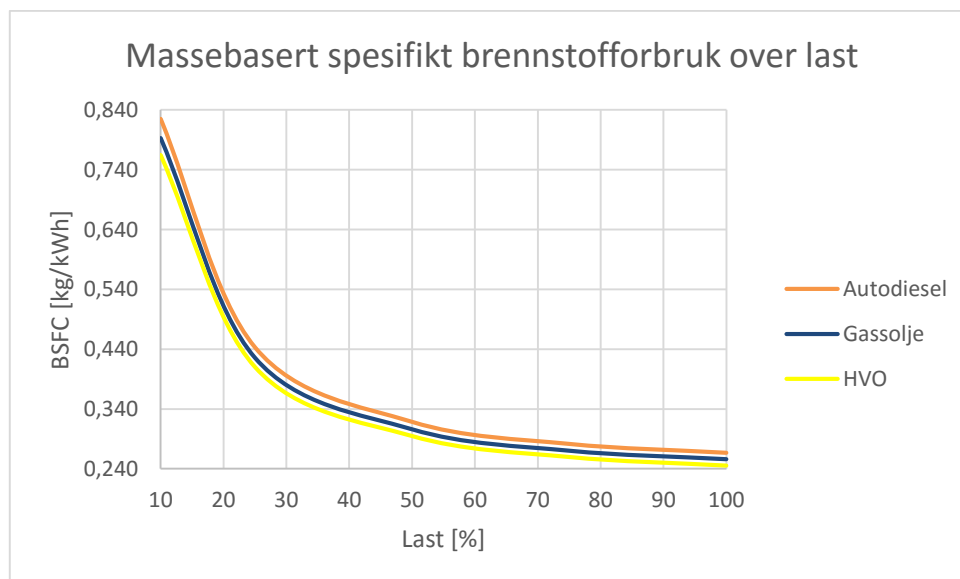
Ved lavere last viser figur 64 og figur 65 at energiomsetningsprofilen fortsatt var stigende. På testmotoren ble den tilførte energien karakteristisk annerledes med mer intens forblandet forbrenning, vist i figur 37 og figur 38.



Figur 65: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 10 % last

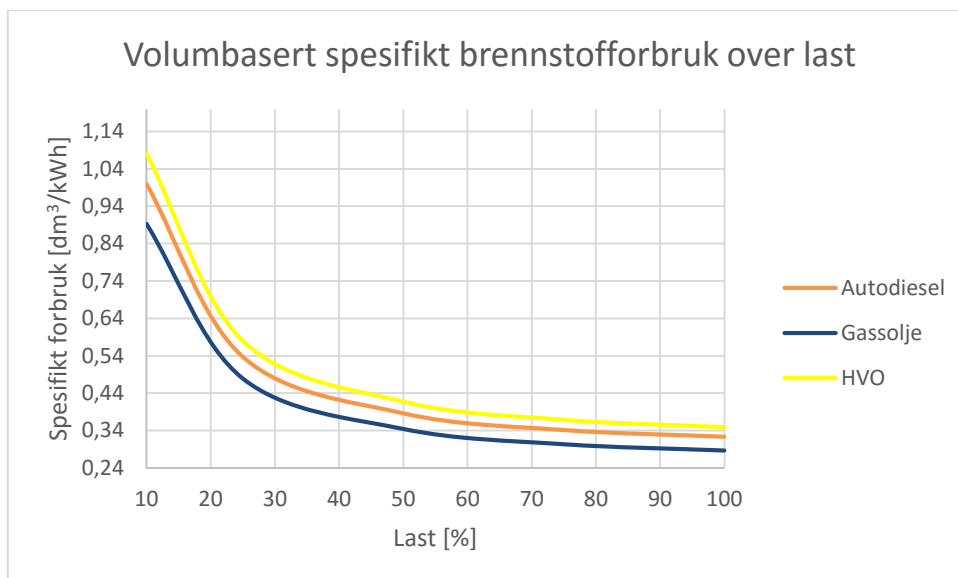
Den observerte forskjellen mellom brennstoffene i simuleringsmodellen var hovedsakelig tidspunktet hvor forbrenningen startet.

### 6.4.3 Forbruk



Figur 66: Massebasert spesifikt forbruk fra simuleringsmodell

Figur 66 viser at HVO-brennstoffen hadde lavere massebasert spesifikt forbruk enn de fossile oljene. Forbrukstallene ble vektet etter tabell 4 og forskjellen i prosent ble regnet ut og vist i tabell 19.



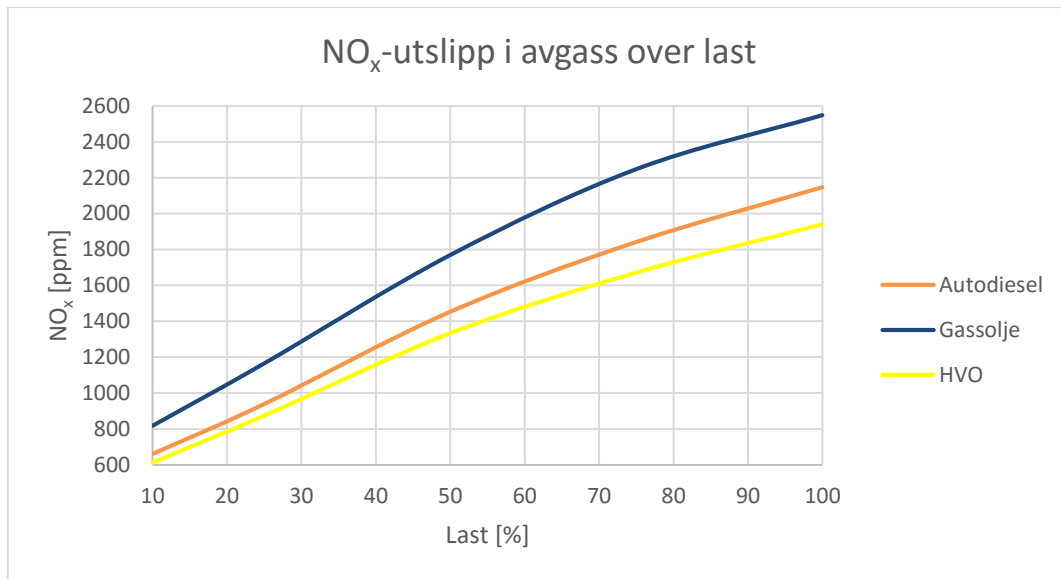
Figur 67: Volumbasert spesifikt forbruk fra simuleringsmodell

	Autodiesel	HVO	Gassolje
<b>D2-syklus vektet forbruk [g/kWh]</b>	394,6	365,2	378,9
<b>Massebasert forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	-7,5	-4,0
<b>D2-syklus vektet forbruk [dm³/kWh]</b>	0,478	0,517	0,427
<b>Volumbasert forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	+8,1	-10,8

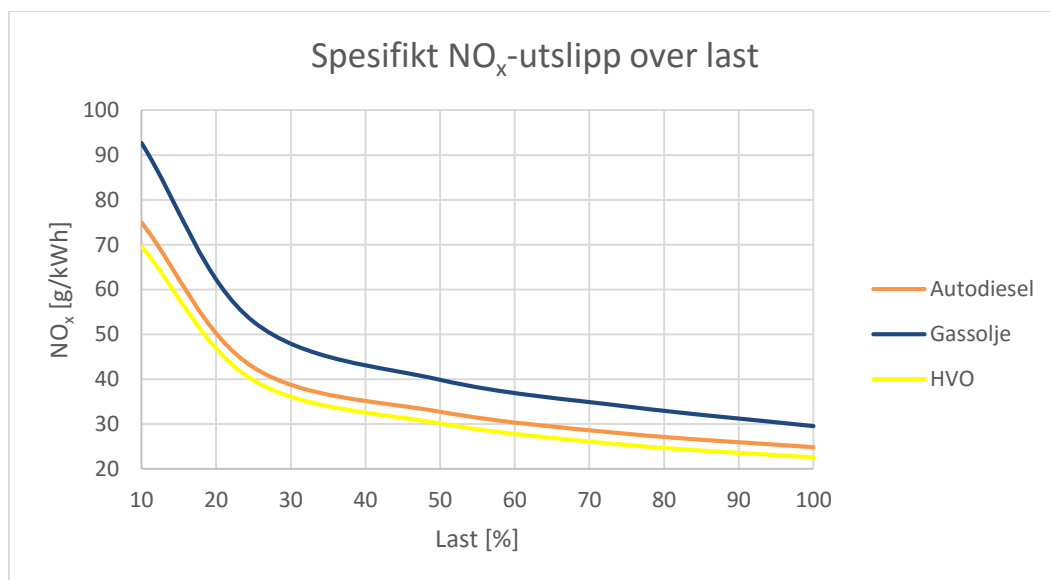
Tabell 19: Spesifikt forbruk og forskjell mot autodiesel – fra simuleringsmodell

Figur 67 viser det volumbaserte spesifikke forbruket fra simuleringsmodellen. HVO-brennoljen har noe høyere forbruk enn autodiesel, mens gassoljen har noe lavere forbruk. Det volumbaserte forbruket ble vektet etter tabell 4 og deretter ble forskjellen til autodiesel beregnet og illustrert i tabell 19.

## 6.4.4 Utslipp

Figur 68: NO<sub>x</sub>-utslipp fra simuleringsmodell

NO<sub>x</sub>-utslippene i ppm er vist i figur 68, hvor det kom frem at gassoljen hadde betydelig høyere NO<sub>x</sub>-utslipp enn autodiesel og HVO-brennoljen. Videre ble NO<sub>x</sub>-utslippet beregnet ut i fra produsert effekt og vist i figur 69. Den karakteristiske kurven funnet fra testmotorens NO<sub>x</sub>-utslipp, vist i figur 52, ble ikke reproduisert i simuleringsmodellen.

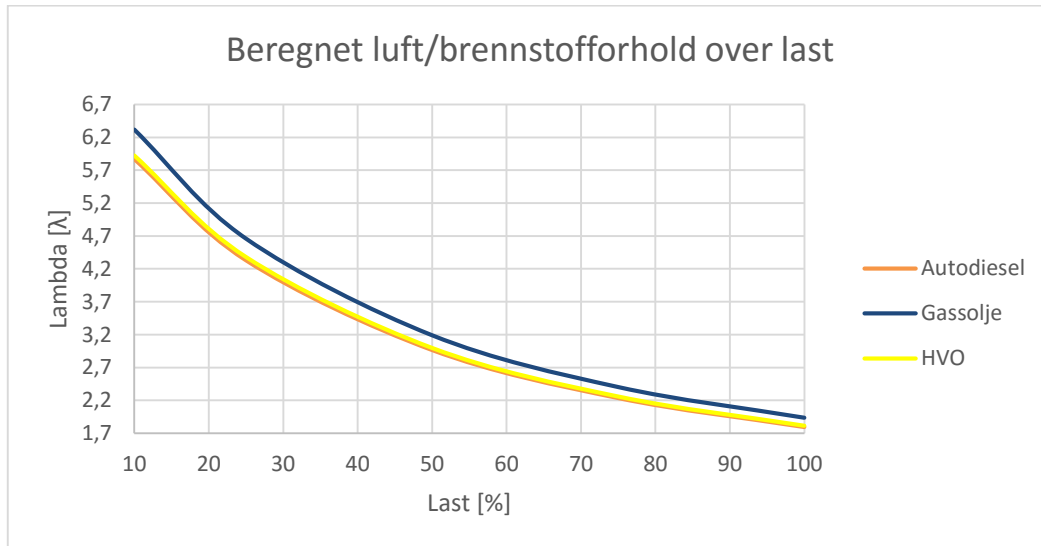
Figur 69: Spesifikt NO<sub>x</sub>-utslipp fra simuleringsmodell

Som for måleresultatene fra testmotoren, er utslippene vektet etter D2-syklus, se kapittel 6.3.4. Det vektete utslippet er sammenlignet opp mot autodiesel og vist i tabell 20.

	Autodiesel	HVO100	Gassolje
<b>D2-syklus vektet spesifikk NO<sub>x</sub> [g/kWh]</b>	38,3	35,4	47,0
<b>Forskjell fra autodiesel [%]</b>	0	-7,6	+22,7

Tabell 20: D2-syklus vektet spesifikt NO<sub>x</sub>-utslipp fra simuleringsmodell

### 6.4.5 Luftoverskudd



Figur 70: Beregnet lambda fra oksygen i avgass fra simuleringsmodell

Simuleringsmodellen genererte ganske store forskjeller i luftforbruket til motoren med de forskjellige brennstoffene, vist i figur 70.

## 7 Diskusjon

Måleresultatene viste en testmotor som av ulike grunner ikke var stilt inn helt optimalt. Det var tydelig at motoren hadde utfordringer med å kjøre full effekt effektivt. Det var tydelig at sotproduksjonen var svært stor ved full belastning, samtidig var utslippene i avgassen høye. Det ble også målt CO-utslipp i avgassen. CO-produksjonen sier mye om hvor mye brennstoff som ikke forbrennes fullstendig. Det kommer av at det ikke er tilstrekkelig med luft i sylindern i forhold til mengden brennstoff som er sprøytet inn. CO-verdiene ble ikke tatt med i måleresultatene, da måleverdiene ved full last og ned til 85 % last ikke var pålitelige. Måleverdiene var da utenfor de oppgitte grenseverdiene til avgassmåleren. I slike tilfeller garanterer ikke leverandøren at målingene er repeterbare. Det sier likevel mye om forbrenningen til motoren ved full belastning. Testmotoren hadde ellers ganske repeterbare måleresultater. Alle de aktuelle belastningspunktene som ble kjørt på den samme dagen, viste at motoren leverte repeterbar effekt og hadde tilnærmet likt luftforbruk tidlig og sent på dagen. Når belastningen av motoren er repeterbar og omgivelsesparametrene er tilnærmet uforandret gjør det at måleresultatene kan sammenlignes direkte opp mot hverandre.

### 7.1 Biodieselforsøk under laboratorieøving

Når biodieselforsøket ble kjørt var ikke lastreguleringen av testmotoren optimal. Det gav forskjeller i produsert effekt, hvor testmotoren ble belastet litt mer under biodieseltesten. Forskjellen i last gav noe avvik i resultatene, men enkelte trender var likevel tydelige. Sylindetrykkskurvene, i figur 23, viser at biodieselen hadde en tidligere antennelse enn autodieselen. Tidligere antennelse harmonerer med at cetantallet for FAME<sup>xlvi</sup> ligger noe høyere enn for autodiesel [59]. I følge ISO-EN 14214 skal FAME ha et cetantall på minimum 51, mens for RME<sup>xlvi</sup> pleier cetantallet å ligge mellom 55-59 [60]. Samtidig kan noe av dette trolig forklares med at biodieselen har høyere tetthet, og dermed også sannsynligvis stivere hydrauliske egenskaper, altså høyere E-modul. På laboratoriemotoren var det ganske stor avstand, omtrent 50 cm, mellom pumpe og dyse, som gav stor hydraulisk treghet. Den hydrauliske stivheten reduseres med stivere oljer. Da vil trykket ved dysen øke fortere, og

---

<sup>xlvi</sup> FAME – Fatty Acid Methyl Ester

<sup>xlvi</sup> RME – Raps Methyl Ester

innsprøytingen starte tidligere. Figur 24 viser at forbrenningen til biodieselen startet tidligere enn autodieselen. Dermed skjedde mer av trykkøkningen mens stempelet sto nært ØD. Dette medførte en del høyere temperaturer, samt bedre og mer komplett forbrenning. Høyere forbrenningstemperaturer medfører generelt også økt NO<sub>x</sub>-produksjon. Biodieselen hadde nesten 6 % økt spesifikk NO<sub>x</sub>, vist i tabell 12. Sotproduksjonen var mye lavere, nesten 40 %. Dette harmonerte med det som kom frem i energiomsetningsdiagrammet i figur 24, hvor den sene forbrenningen er mindre for biodieselen enn for autodieselen.

Etter disse forsøkene ble det klart at belastningen av motoren ikke tilfredsstilte behovet for repeterbarhet. Det ble derfor gjort en del endringer før masteroppgavens hovedforsøk ble gjennomført.

### **7.2 Autodieselforsøk**

For å kontrollere repeterbarhet og reproducerbarhet ble testmotoren kjørt på autodiesel over flere dager. Figur 25 antyder at motoren noen dager trengte mindre luft for å klare tilsvarende ytelse. Det forklares med lavere temperatur og trykk, som gav større tetthet av luft. Samtidig kan fuktigheten ha vært lav, som var med på å øke sylindetrykket og dermed maksimal temperatur. Da skal forbruket også ha blitt redusert noe, mens NO<sub>x</sub>-utslippet økte. Figur 26, viser at forbrukskurvene bekreftet antakelsen om at lavere fuktighet på noen dager, gjorde at testmotoren trengte mindre luft for å klare tilsvarende ytelse. Figur 27 viser at NO<sub>x</sub>-utslipp endret seg dramatisk ved endringer i omgivelsesforholdene.

### **7.3 Sammenligning av drivstoff**

I hovedsak viste måleresultatene at HVO-brennoljene oppførte seg en del annerledes enn de fossile oljene. Det var ikke spesielt stor forskjell mellom de to HVO-brennoljene, selv om den ene ble solgt til lastebilmotorer (HVO100), mens den andre ble markedsført mot marine dieselmotorer (2G Marine). Mellom de fossile oljene var det større forskjeller, hvor gassoljen var tydelig et dårligere raffinert produkt enn autodiesel.



		Autodiesel	2G Marine	HVO100	Gassolje
<b>Last</b>	<b>Cetantall</b>	> 51*	75-80**	> 70***	43,6****
<b>100 %</b>	<b>SOC</b>	-7,4°	-9,4°	-9,4°	-7,4°
	<b>Tenningsforsinkelse</b>	18,6°	16,6°	16,6°	18,6°
<b>75 %</b>	<b>SOC</b>	-7°	-9,2°	-9,2°	-6,6°
	<b>Tenningsforsinkelse</b>	19°	16,8°	16,8	19,4°
<b>50 %</b>	<b>SOC</b>	-6,4°	-9°	-9°	-5,6°
	<b>Tenningsforsinkelse</b>	19,6°	17°	17°	20,4°
<b>25 %</b>	<b>SOC</b>	-5°	-7,6°	-7,6°	-3,6°
	<b>Tenningsforsinkelse</b>	21°	18,4°	18,4°	22,4°
<b>10 %</b>	<b>SOC</b>	-4,6°	-7°	-7°	-2,8°
	<b>Tenningsforsinkelse</b>	21,4°	19°	19°	23,2°

Tabell 21: Cetantall og tenningsforsinkelse for brennoljene

\*Datablad [15].

\*\*Produsentens antakelse, fra datablad, vedlegg 11.8.

\*\*\*Datablad vedlegg 11.7.

\*\*\*\*Målt på testmotor for cetantallsdefinering, Statoil Mongstad.

Tabell 21 viser tenningsforsinkelsesforskjellen til brennoljene, hvor forbrenningsstarten er definert ut fra sylindertykkskurvene hvor trykkøkningen startet. Cetantallet har stor påvirkning på tenningsforsinkelsen! De fossile oljene hadde krappere sylindertykkskurver, vist i figur 29 til figur 33, som følge av hardere forbrenning som gav mer støy. De hadde også noe høyere makstrykk, som indikerte at motoren ble termisk og mekanisk mer belastet av å kjøre med fossile oljer, enn med HVO-brennoljer. Tabell 13 og tabell 14 illustrerer at det var noe forskjell i makstrykk, opp mot 1,7 % lavere for HVO100. Ved full belastning var forskjellen omtrent 1 %, som betyr at motoren ble belastet mindre termisk. Forskjellen mellom gassolje og autodiesel var tilnærmet fraværende. Ved lavere belastning var makstrykket til de fossile oljene lavere enn for HVO-brennoljene. Det lave makstrykket kom av at forbrenningen startet så sent hos de fossile oljene, at stempelet var begynt å gå ned igjen når forbrenningen foregikk. Ved lavere belastning oppfører testmotoren nærmere den ideelle dieselsyklusen. Det betyr at trykket ble holdt oppe av forbrenningen, selv om volumet økte da stempelet bevegde seg ned.

### 7.3.1 Brennverdi

To separate forsøk ble gjort for å definere forskjellen i brennverdien til brennoljene. Det ble gjort fysiske tester på testmotoren hvor pådragsstaget ble låst fast i en fast posisjon, slik at mengden brennolje var nøyaktig lik. Deretter ble motoren belastet maksimalt ut i fra hvor mye den klarte å levere med den mengden brennolje. Dette medførte at antall liter som ble sprøytet inn i motoren var akkurat likt, men effekten som ble hentet ut varierte. Ved å ta høyde for tettheten til drivstoffet var det mulig å beregne forskjellen i brennverdien på massebasis til drivstoffet. Disse verdiene stemte overens med publiserte verdier for marine gassolje, Fisher-Tropsch-diesel og fornybar diesel [49]. MGO kan ha brennverdi både over og under autodiesel, avhengig av hvor den kommer fra, men HVO skal ha litt høyere verdi enn autodiesel. Testene som ble gjort for å finne brennverdiforskjellen, vist i tabell 22, hadde noen potensielle feilkilder. Pådragsstaget ble låst fast til maksimal verdi. Da jobbet regulatoren hardt med å dra pådraget videre. Spesielt siden testmotoren kun hadde én sylinder, ville regulatoren ha problemer. Dette var også merkbart etter forsøket, da regulatoren var overopphetet. Trolig skulle ikke dette påvirke resultatene mye, men gassoljen som ble testet til slutt hadde noen avvik i forsøkene, som dermed gav avvikende resultater. I tillegg hadde brennoljene trolig stor forskjell i stivhet og dermed også i innsprøyttingsforløp. Hydraulisk forskjell vil kunne påvirke testmotorens effektivitet og dermed påvirke brennverdiregningene. Videre ble brennverdien beregnet på en annen metode ut i fra den beregnede tilførte energien ut i fra energiomsetningsdiagrammene.

		Autodiesel	2G Marine	HVO 100	Gassolje
<b>Test med fast pådrag – konstant innsprøytet volum</b>	<b>Effekt [kW]</b>	30	28,8	29,3	31,2
	<b>Tetthet [kg/dm<sup>3</sup>]</b>	0,825	0,780	0,780	0,856
	<b>Beregnet brennverdi [MJ/kg]</b>	42,7	43,66	44,4	43,04
	<b>Brennverdiforskjell [%]</b>	0	+2	+4	+1
<b>Beregnet fra tilført energi</b>	<b>Beregnet brennverdi [MJ/kg]</b>	51,6	54,32	54,12	50,37
	<b>Brennverdiforskjell [%]</b>	0	+5,3	+4,9	-2,4

Tabell 22: Brennverdiforskjell

Ut i fra tabell 15, var mengden tilført energi per syklus noe lavere for gassoljen, mens den var litt større for HVO-brennoljene. HVO-brennoljene fikk tilført omtrent 0,5% mer energi i gjennomsnitt, mens gassoljen fikk tilført omtrent 1,5% mindre energi i gjennomsnitt. Disse

beregningene tok ikke høyde for tetthet, stivhet eller viskositet, kun hvor mye energi motoren måtte ha fått tilført for å klare de målte sylindetrykkene. Ved omvendt utregning kunne brennverdien beregnes fra den tilførte energien per syklus delt på forbruket, hvor forbruket var omformet til gram per syklus. Avviket mellom den beregnede brennverdien og den oppgitte brennverdien til autodiesel kan forklares med unøyaktige beregninger av energiomsetningen i AVL sin programvare. Dette kan komme av at ØD ikke var helt nøyaktig definert, se forklaring i kapittel 3.7.4. Manglende kalibrering av trykkgiveren kan også spille inn på avviket her. Forskjellen mellom beregnet og oppgitt brennverdi kan også komme av feil måling av forbruket. Da forbruket ble målt med lastceller og var nøyaktig kalibrert var dette lite trolig. Selv med vibrasjoner i rommet var målingene repeterbare, og de stemte med fysiske anslåtte verdier for motoren. De relative forskjellene mellom de beregnede brennverdiene er likevel korrekte. Det stemte med andre publiserte verdier at HVO-brennoljer hadde høyere brennverdi enn autodiesel. Per kilo innsprøytet brennolje, var det mer energi i HVO enn gassolje og autodiesel.

### 7.3.2 Energiomsetning

Energien ble tilført til systemet på forskjellige måter. Figur 34 til figur 38 viser den tilførte energien over veivinkelen, hvor det var signifikante forskjeller mellom HVO-brennoljene og de fossile oljene. Det var i den forblandede forbrenningsfasen forskjellen var mest synlig. Det er den forblandede forbrenningsfasen som genererer mest  $\text{NO}_x$ -utslipp. De fossile oljene brant fort og intenst, som gav en stor og høy kurve over få veivgrader, mens HVO-brennoljene brant mer langsomt da de startet tidligere. At HVO-brennoljene brant over flere veivgrader, hadde positiv effekt på testmotoren. Da den forblandede forbrenningsfasen varte over lengre tid og ikke var like intens med HVO-brennoljene, forklarer det at  $\text{NO}_x$ -utslippene ble redusert. Ved forsøk kjørt på f.eks. en personbieldieselmotor med mye høyere turtall og CR-innsprøytnings teknologi, ville det kanskje sett annerledes ut. Ved lavere belastning, vist i figur 37 og figur 38, var den tilførte energien mer konsentrert i en kort periode. De fossile oljene hadde en forblandet forbrenning som lignet veldig mye på en homogent blandet forbrenning, kjent fra ottomotorer. Energiomsetningsdiagrammet viser en trekantform på den forblandede forbrenningen, som indikerer at tenningsforsinkelsen gav brennstoffet mulighet til å blande seg godt med luften før den antente. For HVO-brennoljene var denne karakteristikken noe mindre, men likevel tilstede. Den lange «halen» på energiomsetningsdiagrammene indikerer at forbrenningsprosessen varer langt ut i syklusen. Slike «haler» indikerer at forbrenningsprosessen genererer mye partikler. Testmotoren har mye forblandet forbrenning

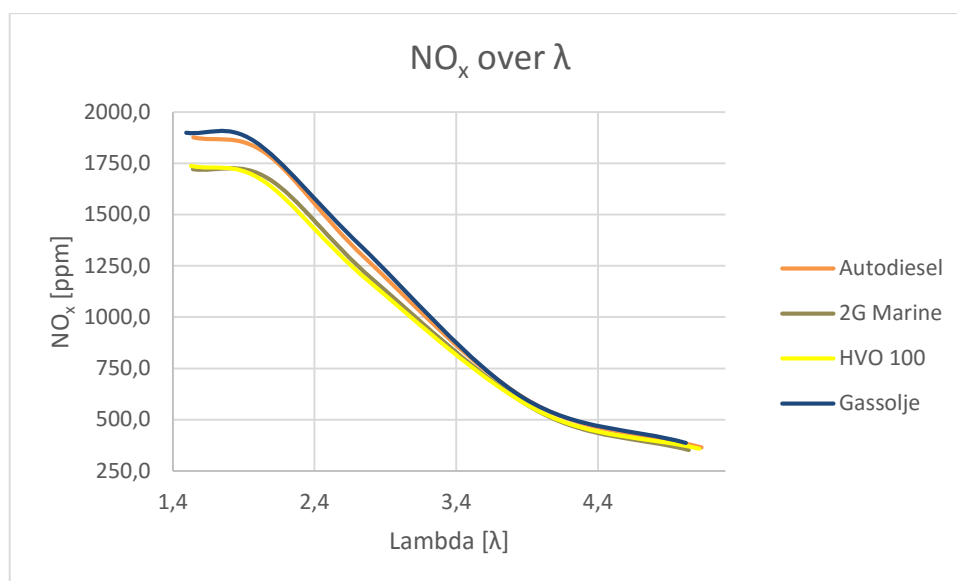
og lange «haler», som indikerer at testmotoren ikke er optimalisert med tanke på NO<sub>x</sub>-, sot- og partikkelutslipp. Den totale energiomsetningen ble også illustrert både med nøyaktige verdier og normalisert i prosent ut i fra maksimal verdi, figur 39 til figur 48. De normaliserte grafene gav mulighet til å sammenligne hvor fort brennoljen ble forbrent, f.eks. hvilken veivgrad motoren hadde ved 10 eller 50 % forbrent.

### 7.3.3 Forbruk

For å illustrere forskjellen i motorens forbruk ble forbrukstallene vektet på samme måte som utslippene i eksosen. Det gav en uriktig, men representativ verdi for hver enkelt brennolje. Massebasert var det tydelig at HVO-drivstoffene gjorde motoren mer effektiv og tallene så bedre ut. I virkeligheten opererer ingen med forbruk på massebasis. Drivstoff selges på volumbasis og motorer reguleres på volumbasis. Derfor var det mer nyttig å se på forbruket på volumbasis. Ved å se på forbruket i liter, var det tydelig at selv om HVO hadde større brennverdi, ble det opphevet av den lave tettheten. Siden HVO var lettere, trengtes det mer olje for å oppnå samme ytelse. Dermed vil en motor som kjører med HVO-brennoljer få noe større driftskostnader enn ved kjøring på fossil olje.

### 7.3.4 Utslipp

Tabell 17 viser at NO<sub>x</sub>-utslippet forandret seg mye, da brennoljen ble endret. Det var også en tydelig forskjell i NO<sub>x</sub>-produksjon ut i fra belastning. Sylindetrykkskurvene vist i figur 29 til figur 33, indikerer at HVO-brennoljene antente tidligere. Forbrenningen startet tidligere enn for de fossile oljene, spesielt ved lavere belastning. Det er også synlig i energiomsetningsdiagrammene, figur 34 til figur 38, hvor energien ble tilført til sylinderen over lengre tid. Når gassoljen fikk energien tilført på kort tid, gav det høyere temperaturer i sylinderen, som igjen gav økt NO<sub>x</sub>-produksjon.



Figur 71: NO<sub>x</sub>-utslipp over lambda

Det var tydelig at HVO-brennoljene ble forbrent ganske annerledes enn de fossile oljene. Spesielt ved lavere last var det tydelig at temperaturene var lavere i sylindren, dermed ble NO<sub>x</sub>-utslippene redusert. I tillegg brant HVO-brennoljene opp med mer av luften, som gav lavere O<sub>2</sub> i avgassen. Bedre forbrenning med mer av luften gav lavere NO<sub>x</sub>-utslipp, vist i figur 71. ECO-1 sine lovnader om 10 % lavere NO<sub>x</sub>-utslipp stemte med måleresultatene på testmotoren. Sot-produksjonen var også betydelig redusert med HVO-brennoljer i forhold til fossil olje. I tillegg var det ganske stor forskjell mellom autodiesel og gassolje. Det kom av at brennoljen ikke ble knust like godt, dermed fordampet det tregere og ble dårligere blandet med luften. Sot ble formet midt i sprayen, hvor det var lite luft, men fortsatt høy temperatur og trykk. HVO-brennoljene hadde en del mindre sotproduksjon, spesielt i mellomlastområdet. Det var kun ved 75 % last at HVO-brennoljene hadde sot og partikkelreduksjon tilsvarende lovnadene fra produsentene. ECO-1 lovet 33 % reduksjon i partikler, men det var kun ved 50 og 75 % last hvor reduksjonen var såpass betydelig. På en motor uten turbolader, variable ventiler eller variabel innsprøytnings teknologi ble det *ikke* korrekt å si at reduksjonen var såpass mye som 33 %. I gjennomsnitt ble reduksjonen mye lavere. Regelverket spesifiserer ikke krav til sotutslipp. Det er ingen krav til vektig av sotutslippsverdier. Likevel ble det gjort i tabell 18 for å illustrere forskjellene i drivstoffene. Ved full last var sotproduksjonen tilnærmet lik for alle drivstofftypene. Grunnen til at sotproduksjonen var nesten lik for alle brennoljene ved full last, var på grunn av den lave mengden luft i sylindren i forhold til brennstoffet. Oppgitt lambda ble beregnet fra målt oksygen i avgassen, vist i figur 55. Det medførte at spyleluften, se kapittel 3.6.5, også var inkludert i målingene. Dermed ble lambda en del høyere enn reell

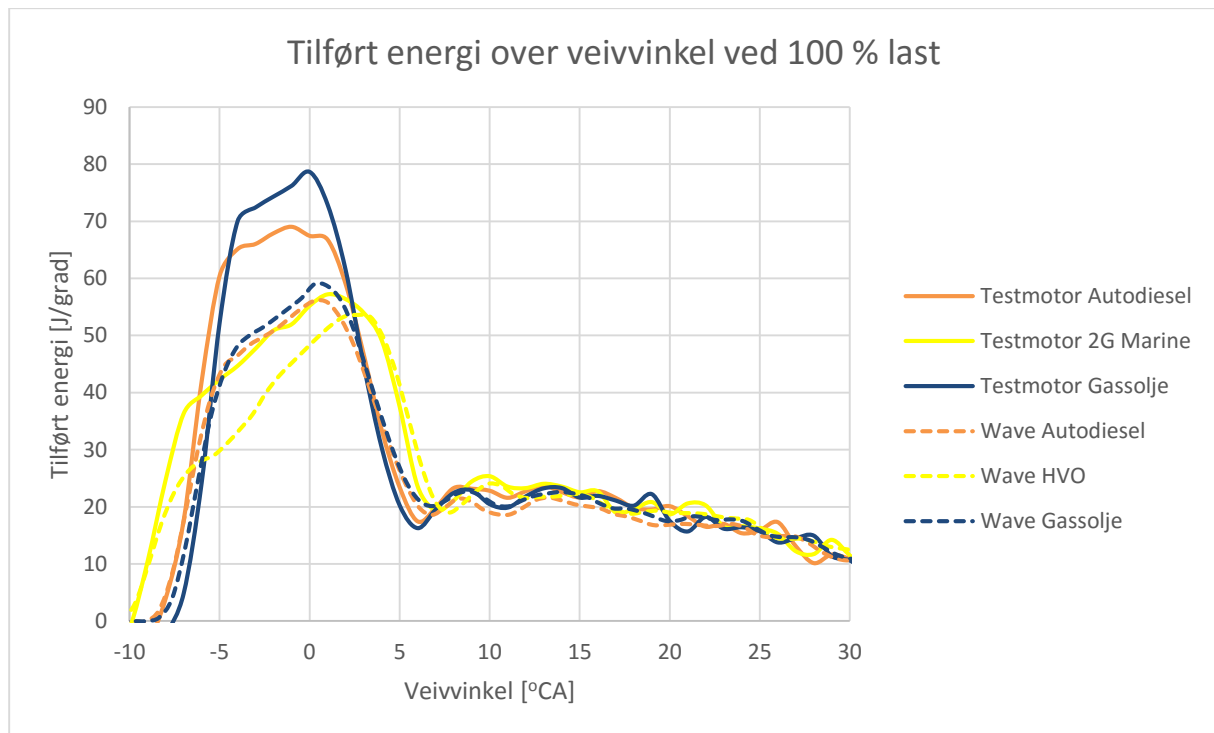
lambda under forbrenningen. Hvor mye lavere den var inni sylindere under forbrenningen er umulig å si noe om, uten å vite hvor mye luft som spyles gjennom i spyleluftprosessen. HVO-brennoljene var også bedre for motoren, med tanke på avleiringer og sotproduksjon. Det antas at partikkelfilter og EGR vil fungere bedre med HVO-brennoljer enn fossile oljer.

### **7.4 Sammenligning med modell**

Modellen ble utviklet for å se om forsøkene som ble gjort på testmotoren var mulig å gjenskape i modellen. Kalibreringen av modellen i forhold til testmotoren var ikke perfekt, slik at forholdene ikke var mulig å sammenligne direkte. Sylindetrykksforskjellen mellom simuleringsmodellen og testmotoren er vist i figur 20. Da det ikke var mulig å sammenligne simuleringsmodellens resultater med testmotorens resultater, ble det besluttet å se på forskjellene mellom brennoljene, i forhold til autodiesel som var referanseoljen. Resultatene mellom de ulike brennoljene var mulig å sammenligne relativt sett, hvor trendene tilsvarte trendene sett på testmotoren.

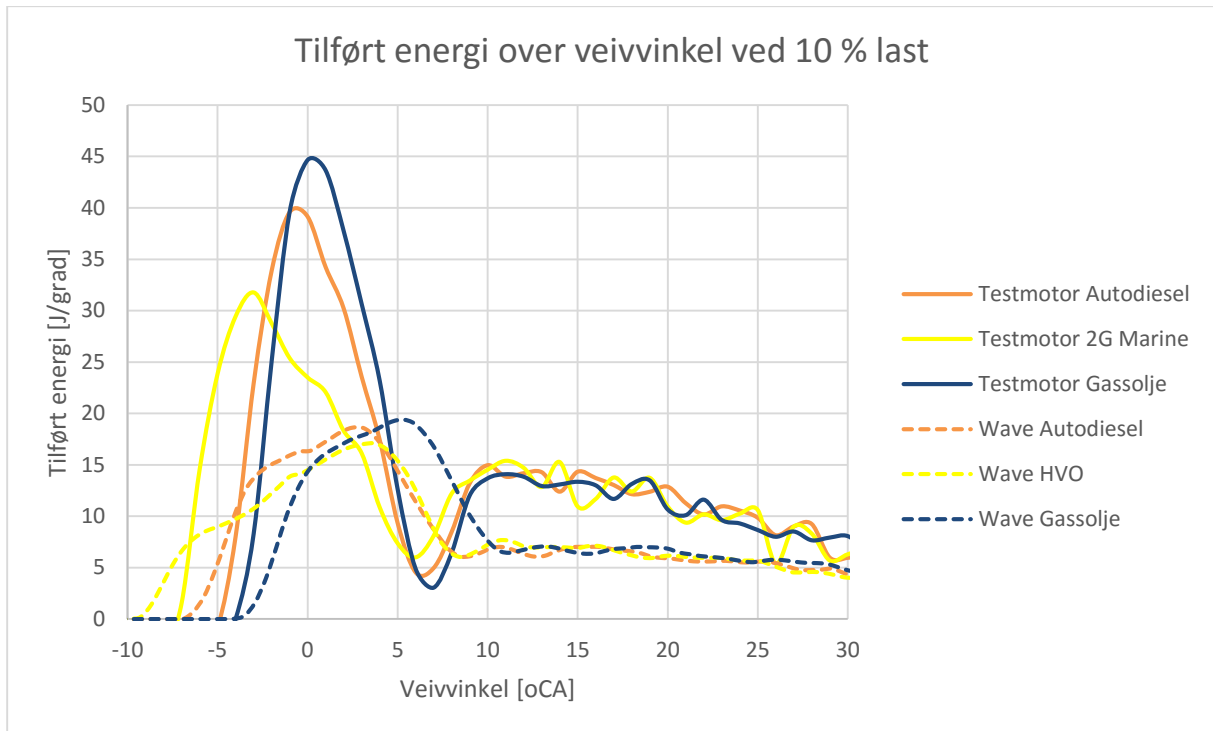
#### **7.4.1 Energiomsetning**

Modellen gav en del mer effektiv forbrenning enn det som var tilfellet for testmotoren. Trolig på grunn av at modellens innsprøytningsystem hadde en bedre spray, fordamping og penetrering av luften som fordelte brennoljen bedre, slik at luften i sylindere blandet seg bedre med dråpene.



Figur 72: Energiomsetning testmotor og simuleringsmodell ved 100 % last

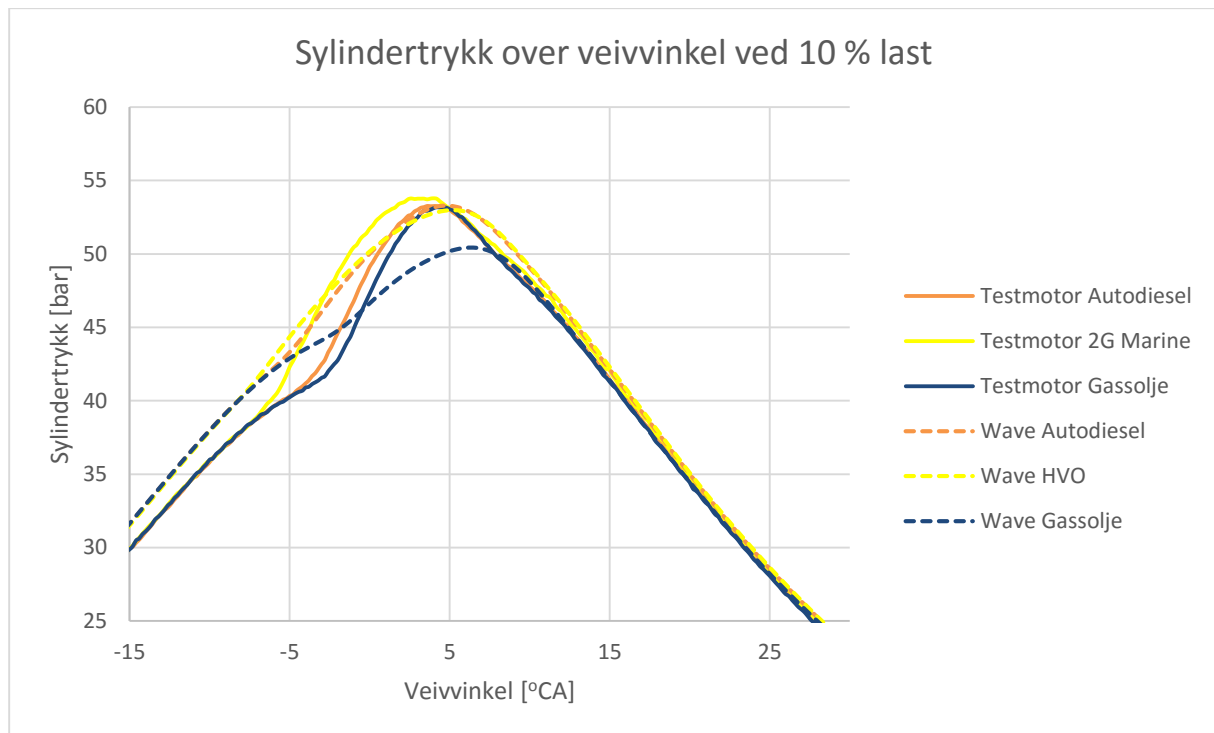
Simuleringsmodellen tilførte energien ganske annerledes enn testmotoren. HVO-brennoljen har lengre forbrenning enn de fossile oljene, både på testmotoren og i simuleringen. Gassoljen har mest intens forbrenning, som mest tilført energi per veivgrad. Det er likevel ganske stor forskjell total mengde tilført energi, altså arealet under grafene i figur 72. Det indikerer at simuleringsmodellen omsetter den tilførte energien på en mer effektiv måte enn testmotoren. I tillegg ble det observert at modellen ved lavere last ikke tilførte energi til sylindren på samme måte som testmotoren. Det kan komme av forskjeller i varmeovergang gjennom blant annet sylindredeksel, ventiler, sylindreforinger og stempel. Trolig er ikke Woschni-beregningene godt nok tilpasset til testmotoren og det vil gi avvik i temperaturberegningene. Figur 37 og figur 38 viser energiomsetningen ved lavere last fra testmotoren, mens de tilsvarende energiomsetningene fra simuleringsmodellen er vist i figur 64 og figur 65. Profilene til energiomsetningen var stort sett lik i alle lastpunktene i simuleringsmodellen, noe som ikke stemte med måleresultatene fra testmotoren. Testmotorens tilførte energi foregikk med en tidlig stor mengde, som videre ble gradvis redusert, når lasten var lav. Simuleringsmodellen fikk tilført energi med en økende kurve.



**Figur 73: Energiomsetning testmotor og simuleringsmodell ved 10 % last**

Figur 73 viser måleresultatet fra brennstoffene kjørt på testmotoren opp mot brennstoffene i simuleringsforsøkene hvor alle ble kjørt med 10 % last. Det er tydelig at simuleringsmodellen ikke tilførte energien på samme måte som testmotoren. Det gjorde også at utslippene og forbrukene ikke var brukbare til sammenligning med testmotoren. Det gjenstod en del arbeid med å kalibrere modellen til testmotoren.





Figur 74: Sylindertrykk testmotor og simuleringsmodell ved 10 % last

Simuleringsmodellen ble unøyaktig ved lav belastning, vist i figur 73, men ved utviklingen av modellen ble det fokusert på sylindertrykkene ved 100 % last, vist i figur 20. Ved lavere last ble sylindertrykksforskjellene enda større, vist i figur 74. Sylindertrykkskurvene viser noe avvik i forbrenningsforløp, men det ble tydelig at det var ikke tilfredsstillende å kalibrere modellen kun etter sylindertrykkskurvene ved et belastningspunkt. Da simuleringsmodellen ikke tilførte energien til sylinderen på samme måten som testmotoren ble ikke forskjellene mellom brennoljene like distinkte. Figur 61 til figur 65 viser energiomsetningen ved de forskjellige lastpunktene. HVO-brennoljen hadde samme profil som de fossile oljene. Simuleringsmodellen lyktes ikke å endre forbrenningsprofilen tilsvarende testmotoren. Ut i fra energiomsetningsfigurene for simuleringsmodellen virket det som modellen beregnet forbrenningsprofilen likt, men med forskjeller i tidspunkt. Det gav høye temperaturer i sylinderen, som ikke oppstod på testmotoren. Spesielt ved lavere last var det tydelig for høye temperaturer. For høye temperaturer at varmetapet fra sylinderen på simuleringsmodellen ikke var stort nok.

#### 7.4.2 Utslipp

NO<sub>x</sub>-utslippene fra testmotoren gikk fra omtrent 300 ppm ved 10 % last til 1900 ppm ved 100 % last. Simuleringsmodellen beregnet NO<sub>x</sub>-utslipp fra omtrent 600 ppm ved 10 % last til omtrent 1600 ppm ved 100 % last. Simuleringsmodellen hadde mer effektiv forbrenning, som

igjen gav økt  $\text{NO}_x$ -utslipp. Ved utregning av vektet  $\text{NO}_x$ -utslipp hadde simuleringsmodellen 13 g/kWh høyere  $\text{NO}_x$ -utslipp enn testmotoren, vist i tabell 17 og tabell 20. Ut i fra sammenligning av energiomsetning med testmotoren var det tydelig at modellen ikke tilførte energien på samme måte. Det betydde at utslippstallene ikke var direkte sammenlignbare med testmotoren. Ved lavere belastning var temperaturene fra simuleringsmodellen høyere enn i testmotoren, som gav økt  $\text{NO}_x$ -utslipp. Varmetap og –overføring burde blitt beskrevet mer nøyaktig i simuleringsmodellen.

### 7.4.3 Forbruk

Hovedformålet med forsøkene i masteroppgaven var å se på forskjellene mellom drivstoffene. Ved simulering av HVO ble det funnet at forbruket ble redusert på massebasis, vist i figur 66, mens på volumbasis var det en økning, vist i figur 67. Det var også tilfellet på testmotoren, men simuleringen gav mye større forskjeller fra autodiesel, nøyaktige verdier vist i tabell 19. Gassoljen hadde en liten reduksjon på testmotoren, mens simuleringsmodellen gav svært stor reduksjon. Spesielt ved volumbasert beregning var gassoljen veldig effektiv i modellen. Det indikerer at modellen har en god del unøyaktige parametre og beregninger, men trendene er fortsatt korrekte i forhold til testmotoren. I tillegg ble brennverdien til brennoljene definert i simuleringsprogrammet. Hvordan gassoljen klarte å produsere tilsvarende effekt som autodiesel og HVO-brennoljen ved lavere last ble omdiskutert. Simuleringen har tilført energien sent i prosessen, som gav lavere sylindetrykk. Likevel har gassoljesimuleringen høyere  $\text{NO}_x$ -utslipp enn HVO og autodiesel. Sen forbrenning gir vanligvis redusert  $\text{NO}_x$ -utslipp, men stor økning i partikkelutslipp. Hvis gassoljen inneholdt store mengder nitrogenbindinger i brennoljen, så ville den bindingen bli frigjort under forbrenning og gi frie radikaler, som igjen skapte  $\text{N}_2$  og  $\text{NO}$ . Opp mot 50 % prosent av de totale  $\text{NO}_x$ -utslippene kan komme fra brennolje-bunden  $\text{NO}_x$  [20].

### 7.5 Testmotoren

Testmotoren var ikke ideell for å produsere gode resultater som var sammenlignbare med en moderne dieselmotor, men den gav en veldig god indikasjon på forskjellene mellom de ulike brennoljene. Dagens moderne motorer har store forbrenningstekniske forbedringer, med høyere innsprøytningsstrykk, bedre utformede forbrenningsrom, dyser med flere hull og høyere åpningstrykk, luftstrømmer som er tilpasset for å få turbulens og bedre blanding av luft og brennstoff. Testmotoren hadde heller ikke overlading, altså turbolader eller kompressor for å få overtrykk i sylindere. Omtrent alle moderne dieselmotorer har overlading. Svært mange

moderne dieselmotorer har også CR-innsprøytingsteknologi, hvor innsprøytingstrykk og tidspunkt kan reguleres. Dette er et effektivt virkemiddel for å kunne øke effekten ved flere belastningspunkter, samtidig som utslippskravene lettere overholdes. Måleresultatene fra testmotoren ble derfor langt utenfor kravene som stilles til dieselmotorer i dag. Dagens krav er vist i tabell 1, hvor testmotoren skulle klart 14,4 g/kWh NO<sub>x</sub> for å tilfredsstille Tier II. Testmotoren hadde et utslipp på omtrent 25,5 g/kWh som er over kravene for Tier I. Verdien var ikke helt nøyaktig da det ikke ble korrigert for temperatur, trykk og fuktighet i luften. Likevel ble resultatene brukbare til relative sammenligninger, men det er mulig at resultatene ville blitt annerledes om testene ble gjennomført på en moderne dieselmotor. Trendene til være veldig like dieselforbrenning uansett. Det kom også frem under forsøkene at testmotoren burde kjøres på lavere effekt. Det anbefales ikke å kjøre testmotoren med 30,1 Nm belastning, med mindre det blir gjort store endringer i oppsettet. Testmotoren hadde ikke tilstrekkelig luft i sylindern til å forbrenne mer drivstoff enn rundt 1,2 kg per time ved 1500 °/min. Kjøring med mer belastning enn 75 % last medførte en stor økning i sotproduksjon og mye mer delforbrent drivstoff. Det anbefales derfor at testmotorens 100 % belastningspunkt bør ligge i området hvor 75 % last er diskutert i denne rapporten. Altså en belastning på 22,6 Nm.



## 8 Oppsummering

Testmotoren er blitt operativ og klar til bruk i maskinrommet til HiB på Kronstad. Måleutstyr er blitt kalibrert, tilpasset og montert på testmotoren. Forsøk er kjørt for å kontrollere og sikre repeterbare og reproducerbare resultater. Et forskningsprosjekt er blitt gjennomført på testmotoren hvor alternative brennoljer ble sammenlignet opp mot autodiesel. I tillegg ble en simuleringsmodell av testmotoren bygget i programvaren «WaveBuild» hvor tilsvarende forsøk ble kjørt.

### 8.1 Konklusjon

Testmotoren fungerte tilfredsstillende til testing og bruk i laboratoriet ved HiB. Det ble koblet opp måleutstyr og avansert indikeringsutstyr. Det var mulig å gjøre nøyaktige forbrenningstekniske målinger, samt se hvordan de ulike parametrene varierte ved ulik drift. Det ble laget oppkoblingsmuligheter for måling av avgass i eksosrøret. Parametre som temperaturer, turtall og forbruk ble målt og illustrert på PC i operatørrommet. Avtrekk med ekstra vifte fra maskinrommet ble montert og koblet opp. Testmotoren fungerte godt til enkle tester, men for at laboratoriet skal bli et fullverdig motorlaboratorium til avanserte tester, forskning og utvikling gjenstår det en del arbeid. For å kunne kjøre avanserte sammenligningsforsøk er det blant annet nødvendig å ha gode målinger av omgivelsesparametre.

Under masteroppgavens forsøk ble forskjellige brennoljer testet, som gav ny innsikt i forbrenningsforløpet til spesielt HVO-brennoljer. Nye typer brennoljer produsert med god kontroll etter f.eks. Fischer-Tropsch-prosessen gir mulighet til å redusere utslipp og bringe termiske maskiner over mot fornybare tider. HVO-brennoljene var effektive til å redusere sot og partikler, samt litt NO<sub>x</sub>-utslipp. Å bruke HVO-brennoljer i større tettsteder og byer istedenfor fossil olje, hvis det ikke finnes andre alternativ, er en god måte å redusere dårlig luftkvalitet.

Simuleringsmodellen som ble utviklet til å teste forbrenningskarakteristikken til testmotoren har vist visse svakheter. Ved lavere belastning var tilførselen av energien på en slik måte at den ikke kunne sammenlignes med testmotoren. I tillegg stemte ikke modellens utslipps- og forbruksverdier overens med måleresultatene fra testmotoren. Avvikene gjorde det vanskelig å konkludere med simuleringsmodellens validitet. Resultatene fra simuleringene viste trender som stemte overens med testmotorens målinger. Det tydet på at modellen ikke var langt unna å

kunne brukes til validering av testmotoren, men tidsmessig ble det ikke mulighet til å ferdigstille modellen i løpet av denne masteroppgaven. Det anbefales videre arbeid med kalibrering og utvikling av simuleringsmodellen.

### **8.2 Anbefalinger for videre arbeid med motorlaboratoriet**

For å bygge opp maskinrommet til et fullverdig motorlaboratorium gjenstår det en del arbeid. De viktigste punktene undertegnede har merket seg som gjenstår er notert, samt noen forslag til forbedringer av eksisterende løsninger.

#### **8.2.1 Dreiemomentmåling**

Det var ønskelig å klare å måle dreiemomentet på akslingen nøyaktig. Da lastcellen ikke egnert seg til slike målinger, trolig på grunn av vibrasjoner, vil jeg foreslå det å bytte denne ut med en luft- eller oljefylt sylinder med et manometer. Ved kjent areal inni sylinderen og et stempel koblet til elektromotorens krybbe vil det gi en kraft, og dermed også dreiemomentet. Denne metoden vil trolig ta opp vibrasjonskreftene mye bedre og gi mer repeterbare verdier.

#### **8.2.2 Værstasjon**

Forsøkene som skal kjøres på laboratoriemotoren skal måles nøyaktig. Når motorens driftsforhold endrer seg fra dag til dag, og i løpet av en dag, er det viktig å ha gode målinger av omgivelsesparametrene, slik at det går an å sammenligne ulike kjøring. Det er derfor ønskelig å installere en værstasjon inne i maskinrommet som skal kunne overvåke lufttrykk, -fuktighet og -temperatur. Dette vil gjøre at det lettere går an å sammenligne forsøk som blir kjørt på forskjellige dager.

Forsøkene som resultatene i denne rapporten er basert på ble alle kjørt i løpet av den samme dagen, hvor luftfuktigheten og -trykket var tilnærmet likt. Temperaturen forandret seg ved kjøring, men dette ble målt og loggført.

#### **8.2.3 Styring fra PC på operatørrom**

Da forsøkene ble kjørt under denne masteroppgaven var «LabVIEW» programmet fortsatt under utvikling. Dette var på grunn av at belastningssystemet ikke var koblet opp på tilfredsstillende måte. I tillegg var det ikke mulig å få til kommunikasjon med apparatene, AVL 415 og Horiba avgassmåler. Det var ønskelig å få til styring fra PC i operatørrommet, uten å måtte fysisk bevege seg inn i maskinrommet, men dette ble ikke ferdigstilt før

tidsavgrensningen til oppgaven var løpt ut. Det oppfordres til å skrive ferdig «LabVIEW» programmet for å få til god styring av belastningssystem, kommunikasjon med AVL 415 sotmåler og kommunikasjon med Horiba avgassmåler. I tillegg gjenstår det noe arbeid med kommunikasjonen med Arduinoenheten som behandler turtall og temperatursignalene.

### 8.2.4 Maskinrom

Det oppfordres til å måle lufttilførsel og avtrekk, samt sjekke om det går an å øke luftutskiftningen for å kunne kjøre større motorer i laboratoriet. Det oppfordres også til å gjøre tiltak som hindrer lufttemperaturen å øke med mer enn én til to grader, når motoren kjøres.

### 8.2.5 Innsprøytningsstrykkmåling

I gjennomføringen av denne oppgaven ble det tilvirket et innsprøytningsrør med mulighet for trykkmåling. Det ble ikke rensset tilfredsstillende før det ble montert, som medførte havari i dysen. Det oppfordres til å få rensset røret for produksjonsspon, for så å montere det på motoren. Samtidig bør AVL FlexIFEM apparatet oppgraderes til å ta imot to signaler, slik at dette innsprøytningsstrykksignalet kan vises i forhold til veivinkelen, på samme måte som sylindetrykket.

### 8.2.6 Kalibrering av trykkgivere

Trykkgiverne, både til sylindetrykket og innsprøytningsstrykket, hadde ikke blitt kalibrert på mange år. Det var derfor usikkert om trykkgiverne gav riktig verdi i forhold til målt trykk. I denne masteroppgaven var det bare mulig å produsere relative resultater, men på sikt vil det være ønskelig å kunne sammenligne med andre resultater. Da er det viktig å vite f.eks. hvilket trykk brennoljen har når den sprøytes inn i sylinderen.

### 8.2.7 Nåleløft i innsprøytningsdysen

Å kunne måle når nålen i innsprøytningsdysen åpner seg, vil være til hjelp for å bekrefte visse antakelser som er tatt uten å kjenne til disse verdiene. Et slikt nåleløft vil gi nøyaktig indikasjon på når brennoljen sprøytes inn i sylinderen. Først med slike målinger er det mulig å si noen om brennstoffets tenningsforsinkelse.

### 8.2.8 Etterbehandlingsprogram

Å ha tilgang til måledataene på en PC i operatørrommet er nødvendig for å kunne bruke laboratoriemotoren til laboratorieøvelser og studentoppgaver. Permanent lisens «Concerto»

som ikke krever at IT-avdelingen til HiB må installere et nytt program hver gang motordata skal analyseres er nødvendig hvis HiB skal få full tilgang og nytte av indikeringsutstyret som er kjøpt inn.

### 8.2.9 Regulator for kjølevannskrets

For å styre kjølevannstemperaturen nøyaktig kreves det at det installeres en magnetventil med styring fra «LabVIEW». En programmert ventil vil kunne styre kjølevannet gjennom motoren, slik at alle forsøkene som blir kjørt vil holde den samme temperaturen på motoren. Manuell regulering av ventilen er ikke nøyaktig nok til laboratorieoppsettet.

### 8.2.10 Veksling mellom ulike drivstoff

Det er ønskelig å kunne veksle mellom ulike drivstoff, mens motoren er i drift. Det krever at det kobles opp en ekstra drivstofftank til. Drivstofftank nummer en kan være oppvarmings og referansediesel, mens drivstofftank nummer to kan være testbrennoljen. Med en ventil vil det være mulig å veksle mellom disse brennoljene uten å stenge ned motoren helt.

### 8.2.11 Luftmengdemåling

Det er ønskelig å måle luftforbruket gjennom motoren uten å være avhengig av avgassanalysatoren som måler oksygenverdien i avgassen. Det krever at trykkmålere installeres før og etter måleblenden i luftinntakssystemet. Videre må luftmengden beregnes ut fra trykkfallet gjennom måleblenden.

## 8.3 Videre utvikling av simuleringsmodell

For at simuleringsmodellen skal kunne brukes til forsøk og utvikling av laboratoriemotoren er det noe arbeids som gjenstår. Hovedsakelig går det ut på å kalibrere modellen etter testmotoren. Spesielt friksjonstapene til testmotoren ble ikke beregnet godt nok i forsøkene gjort i denne masteroppgaven. Det bør også jobbes med å tilpasse innsprøytningsforløpet slik at det ligner på det aktuelle forløpet til testmotoren. I tillegg er energiomsetningen noe forskjellig fra måleresultatene til testmotoren. Det bør kontrolleres at ØD til testmotoren er satt korrekt i AVL programvaren, samt tilpasse varmeovergang og energiomsetning ut i fra de målte verdiene.



## 9 Referanser

- [1] L. M. Nerheim, «Introduction to performance analysis of IC engines,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2015.
- [2] Wikipedia, «Internal Combustion Engine,» [Internett]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Internal\\_combustion\\_engine](https://en.wikipedia.org/wiki/Internal_combustion_engine). [Funnet 21 09 2015].
- [3] K. Melcher, «Diesel-Injection - Pioneering patents in the field of fuel injection for diesel engines,» Bosch Technische Berichte 6, 1978.
- [4] Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, «Rudolf Diesel Engine,» [Internett]. Available: <http://home.cogeco.ca/~obosma/diesel.jpg>. [Funnet 06. 01. 2016].
- [5] P. Gretland, «Dieselboken,» Teknisk Forlag, Oslo, 1965.
- [6] Cummins, «Truck Trends - 6,7 L Cummins Diesel Engine,» [Internett]. Available: <http://www.trucktrend.com/features/1002dp-6-7l-cummins-diesel-engine/>. [Funnet 06. 01. 2016].
- [7] Dieselnet, «Diesel Fundamentals,» [Internett]. Available: [https://www.dieselnet.com/tech/diesel\\_fundamentals.php](https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fundamentals.php). [Funnet 19. 01. 2016].
- [8] L. M. Nerheim, «Generelt om brennstoffer,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2015.
- [9] P. Control, «Cylinder pressure vs crank angle,» [Internett]. Available: [http://www.pmcontrol.com/wp-content/uploads/2012/10/df\\_graph.jpg](http://www.pmcontrol.com/wp-content/uploads/2012/10/df_graph.jpg). [Funnet 15. 10. 2015].
- [10] L. Lundby, «Forbrenningsmotorer 1,» Universitetsforlaget, Trondheim, 1979.
- [11] W. McCabe, J. Smith og P. Harriot, «Unit Operations of Chemical Engineering,» McGraw-Hill, 2005.
- [12] R. Stone, "Introduction to internal combustion engines," 1985, Palgrave Macmillan.

- [13] L. M. Nerheim, «Forbrenningsystem for stempelmotorer - DI Diesel,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2015.
- [14] ISO standard, «EN-ISO 5165 Petroleum products - Determination of the ignition quality of diesel fuels - Cetane engine method,» ISO, 1998.
- [15] Norsk\_petroleumsinstitutt, «Norsk Bransjestandard for oljeprodukter,» 01. 07. 2013. [Internett]. Available: <http://www.np.no/getfile.php/Filer/Tema/Bransjestandarder%20-%20veiledninger/Brstd%2013.pdf>. [Funnet 09. 02. 2015].
- [16] K. Sivaramakrishnan og P. Ravikumar, «Determination of cetane number of biodiesel and it's influence on physical properties,» ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, Tamil Nadu, India, 2012.
- [17] L. M. Nerheim, «Termiske Maskiner - forelesningsnotater,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2013.
- [18] L. M. Nerheim, «Forbrenningssystem for stempelmotorer - Generelt,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2015.
- [19] K. Mollenhauer og H. Tschöke, «Handbook of diesel engines,» Springer Science & Business Media, Magdeburg, Germany, 2010.
- [20] Wikipedia, «NOx,» [Internett]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/NOx#Fuel>. [Funnet 26. 05. 2016].
- [21] L. M. Nerheim, «Forbrenningsmotorer - Avgassforurensing, reduserende tiltak og måling,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2013.
- [22] CIMAC, Working Group 5, «Guide to Diesel Exhaust Emission Control of NOx, SOx, Particulates and Smoke - Seagoing Ships and Stationary Power Plants,» CIMAC, 2008.
- [23] N. S. Gravdal, «Studie av innflytelsesparametre og målemetoder for røyk fra marine dieselmotorer,» Universitetet i Bergen, Bergen, 2015.
- [24] Marpol Annex VI, «Regulations for the prevention of air pollution from ships and NOx technical code 2008,» IMO publications, 2009 edition.

- [25] ISO, «ISO 8178 - Emission Test Cycles,» 2006.
- [26] Oldengine, «Petter PH1W,» [Internett]. Available: <http://www.oldengine.org/members/diesel/PetterData/PetterPH1W1.htm>. [Funnet 07. 01. 2016].
- [27] Lister Petter, «Lister Petter Historie,» [Internett]. Available: <http://www.lister-petter.co.uk/our-history>. [Funnet 05. 01. 2016].
- [28] K. Skaardalsmo, Interviewee, *E-post om dieselolje på 1960-tallet*. [Intervju]. 07. 01. 2016.
- [29] R. Cataluña og R. da Silva, «Effect of Cetane Number on Specific Fuel Consumption and Particulate Matter and Unburned Hydrocarbon Emissions from Diesel Engines,» *Journal of Combustion*, 2012.
- [30] Oldengine, «Bryce Diesel Pump,» [Internett]. Available: <http://www.oldengine.org/members/diesel/Bryce/Bryce5.htm>. [Funnet 07. 01. 2016].
- [31] Z. Kodabuckus og A. Khoodaruth, «Benefits of 50ppm sulfur,» 07. 06. 2012. [Internett]. Available: [http://www.unep.org/transport/PCFV/PDF/Mauritius/Benefits\\_50ppmsulphur.pdf](http://www.unep.org/transport/PCFV/PDF/Mauritius/Benefits_50ppmsulphur.pdf). [Funnet 11. 01. 2016].
- [32] Marine Diesels, «The 4 stroke fuel pump,» [Internett]. Available: [http://www.marinediesels.info/4\\_stroke\\_engine\\_parts/The\\_4\\_stroke\\_fuel\\_pump.htm](http://www.marinediesels.info/4_stroke_engine_parts/The_4_stroke_fuel_pump.htm). [Funnet 12. 01. 2016].
- [33] Govenors of America Corp., «Iveco Alfa ESD5500E Series Speed Control Unit».
- [34] J. P. Bentley, «Principles of Measurement Systems,» Pearson Education Limited, Edinburgh, 2005.
- [35] National Physical Laboratory, «What is the general principle of a force transducer,» [Internett]. Available: [http://www.npl.co.uk/reference/faqs/what-is-the-general-principle-of-a-force-transducer-\(faq-force\)](http://www.npl.co.uk/reference/faqs/what-is-the-general-principle-of-a-force-transducer-(faq-force)). [Funnet 25. 01. 2016].

- [36] O. A. M. Grøde, «Sot Måling På Petter Diesel Lab Motor,» Høgskolen i Bergen, Bergen, 2012.
- [37] AVL LIST GmbH, «415 Variable Sampling Smoke Meter,» Graz.
- [38] Horiba Holding AG, «PG 300 Portable Gas Analyser,» [Internett]. Available: <http://www.horiba.com/process-environmental/products/combustion/transportable/details/pg-300-portable-gas-analyzer-14647/>. [Funnet 26. 01. 2016].
- [39] J. Kato og A. Yoneda, «Air Pollution Monitoring Systems,» Horiba Technical Reports, 1997.
- [40] Kistler Holding AG, «Cylinder Pressure Indication with Kistler: Combustion Analysis in vehicles and on the test bench,» [Internett]. Available: <http://www.kistler.com/no/en/applications/automotive-research-test/engine-research-development/cylinder-pressure-indication-for-test-bench/>. [Funnet 26. 01. 2016].
- [41] Chalmers University of Technology, «Pressure transducer evaluation in an internal gasoline combustion chamber,» [Internett]. Available: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/222584/222584.pdf>. [Funnet 07. 04. 2016].
- [42] AVL List GmbH, «AVL FlexIFEM INDI Product Description,» Graz, Austria, 2011.
- [43] AVL LIST, «GmbH Operating Manual - Part B: AVL 670 Indimaster from software-version 1.22 onwards. Function Definition 5.2 "Thermodynamics 2" .,» 1991, AVL.
- [44] E. Pipitone og A. Beccari, «Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach,» Applied Thermal Engineering, 2010.
- [45] Ricardo, «WAVE Combustion Theory,» Ricardo, 2014.
- [46] P. A. Lakshminarayanan og Y. V. Aghav, «Modelling Diesel Combustion,» Springer Science & Business Media, 2010.

- [47] Ricardo, «Global use of WAVE by Ford,» Ricardo Software and CAE, 2005.  
[Internett]. Available:  
[https://www.ricardo.com/Documents/IA/Software/SCAEpdfs/SoftwareCAE\\_Q1\\_2005.pdf](https://www.ricardo.com/Documents/IA/Software/SCAEpdfs/SoftwareCAE_Q1_2005.pdf). [Funnet 19. 05. 2016].
- [48] F. Hunger, «Thermodynamic Model of a Spark Ignition Direct Injection Engine,» Technische Universität Bergakademie Freiberg, Freiberg, 2009.
- [49] Argonne National Laboratory, «Lower and Higher Heating Values of Hydrogen and Other Fuels,» 01. 2015. [Internett]. Available: <https://greet.es.anl.gov/> eller <http://hydrogen.pnl.gov/hydrogen-data/lower-and-higher-heating-values-hydrogen-and-other-fuels>. [Funnet 06. 05. 2016].
- [50] O. R. Valmot, «Ny «fornybar» diesel gagnar både miljøet og motoren,» Teknisk Ukeblad, 8. 10. 2015. [Internett]. Available: <http://www.tu.no/artikler/ny-fornybar-diesel-gagnar-bade-miljoet-og-motoren/275952>. [Funnet 16. 3. 2016].
- [51] ECO-1 Bioenergi AS, «ECO-1 facebookside,» [Internett]. Available: <https://www.facebook.com/eco1bioenergi>. [Funnet 06. 04. 2016].
- [52] ECO-1 Bioenergi AS, «2G Marine (EN15940 - renewable diesel/BTL),» ECO-1 Bioenergi AS, Hamar, 2015.
- [53] K. Skaardalsmo, Interviewee, *HVO*. [Intervju]. 02 2016.
- [54] A. K. Svela, Interviewee, *Senior Fuel Product Manager - Statoil Fuel and Retail Norge AS*. [Intervju]. 03. 03. 2016.
- [55] Statoil Fuel & Retail, «Syntetisk Biodiesel HVO100,» Statoil Fuel & Retail, 2015.
- [56] Diesel and Gas Power AS, «Bio diesel test,» Mitsubishi Turbocharger and Engine Europe, 2015.
- [57] L. R. C. Lilly, «Diesel Engine Reference Book,» Butterworth and Co Ltd., London, 1984.

- [58] Lysbutikken, «Kelvin enkelt forklart på norsk,» [Internett]. Available: [http://www.lysbutikken.no/kelvin\\_enkelt\\_forklart\\_pa\\_norsk](http://www.lysbutikken.no/kelvin_enkelt_forklart_pa_norsk). [Funnet 29. 05. 2016].
- [59] Biofuelstp, «FAME fact sheet,» [Internett]. Available: <http://www.biofuelstp.eu/factsheets/fame-fact-sheet.pdf>. [Funnet 13. 04. 2015].
- [60] K. Skaardalsmo, Interviewee, [Intervju]. 13. 04. 2015.
- [61] Dieselnet, «Standards European Emission Regulations,» European Union, [Internett]. Available: <https://www.dieselnet.com/standards/eu/hd.php>. [Funnet 16. 02. 2016].
- [62] Dieselnet, «Dieselnet Testsyklus Stasjonær Drift,» UN ECE GRPE Group, [Internett]. Available: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/whsc.php>. [Funnet 18. 02. 2016].
- [63] Dieselnet, «Dieselnet Testsyklus Transient,» UN ECE GRPE Group, [Internett]. Available: <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/whtc.php>. [Funnet 18. 02. 2016].
- [64] Petter Limited Hamble, «Petter Workshop Manual PH Range,» Petter Parts & Services, Southampton, 1981.
- [65] Petrolsmell, «Combustion in CI engines,» [Internett]. Available: <http://petrolsmell.com/2012/07/02/combustion-in-ic-ci-engines/>. [Funnet 08. 01. 2016].
- [66] D. Evil, «Decibel forum for NI,» 06. 01. 2009. [Internett]. Available: <https://decibel.ni.com/content/docs/DOC-3044>. [Funnet 17. 02. 2016].
- [67] Wikipedia, «Flame Temperature,» [Internett]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/Flame>. [Funnet 28. 05. 2016].

# 10 Lister

## 10.1 Figurer

Figur 1: Trykk over volum-diagram Otto-prinsipp [1] og Diesel-prinsipp [2].....	5
Figur 2: Reell syklus [1].....	6
Figur 3: Bremsmomentmåling med lastcelle [7].....	10
Figur 4: Sylindertrykk over veivvinkel [9].....	12
Figur 5: Indikert arbeid og indikert middeltrykk [10].....	13
Figur 6: Energiomsetning i en dieselmotor [13].....	19
Figur 7: Innsprøytningsskarakteristikk og energiomsetning [13].....	20
Figur 8: Emisjonsproduksjon i dieselmotor [19].....	24
Figur 9: NO <sub>x</sub> - og partikkelproduksjonsdilemma [13].....	24
Figur 10: IMO NO <sub>x</sub> krav [24].....	28
Figur 11: Bryce Berger dieselpumpe [30].....	34
Figur 12: En skisse av forbrenningsrommet sett ovenfra.....	38
Figur 13: Respons i 2. ordens element [34].....	41
Figur 14: Lastcellens virkemåte [35].....	47
Figur 15: Prøvetakingsrør sotmåling ved HiB [36].....	53
Figur 16: AVL Sotmåling gjennom papirfilter [37].....	54
Figur 17: Omregning fra PB til FSN [37].....	55
Figur 18: Innsprøytningforløp og tenningsforsinkelse [10].....	59
Figur 19: «WaveBuild» modell av Petter-laboratoriemotor ved HiB.....	69
Figur 20: Sammenlignet sylindertrykk testmotor og simuleringsmodell ved 100 % last.....	70
Figur 21: Ventilåpningstider og profil [48].....	71
Figur 22: WaveBuild målt moment fra sensor per syklus.....	75
Figur 23: Sylindertrykk for HiB Biodiesel og Autodiesel ved 1650 %/min og 29,5 Nm.....	86
Figur 24: Energiomsetning for biodiesel og autodiesel ved 1650 %/min og 29,5 Nm.....	87
Figur 25: Autodiesel forskjeller i målt O <sub>2</sub> i avgass.....	88
Figur 26: Autodiesel forbruksforskjeller.....	88
Figur 27: Autodiesel NO <sub>x</sub> -utslippsforskjeller.....	89
Figur 28: Autodiesel spesifikk NO <sub>x</sub> -utslippsforskjeller.....	89
Figur 29: Sylindertrykk over veivvinkel ved 100% last.....	90
Figur 30: Sylindertrykk over veivvinkel ved 75% last.....	91

Figur 31: Sylindertrykk over veivvinkel ved 50% last .....	91
Figur 32: Sylindertrykk over veivvinkel ved 25% last .....	92
Figur 33: Sylindertrykk over veivvinkel ved 10% last .....	92
Figur 34: Energiomsetning ved 100% last .....	94
Figur 35: Energiomsetning ved 75% last .....	95
Figur 36: Energiomsetning ved 50% last .....	95
Figur 37: Energiomsetning ved 25% last .....	96
Figur 38: Energiomsetning ved 10% last .....	96
Figur 39: Total energiomsetning ved 100% last .....	97
Figur 40: Normalisert total energiomsetning ved 100 % last.....	97
Figur 41: Total energiomsetning ved 75% last .....	98
Figur 42: Normalisert total energiomsetning ved 75 % last.....	98
Figur 43: Total energiomsetning ved 50% last .....	99
Figur 44: Normalisert total energiomsetning ved 50 % last.....	99
Figur 45: Total energiomsetning ved 25% last .....	100
Figur 46: Normalisert total energiomsetning ved 25 % last.....	100
Figur 47: Total energiomsetning ved 10% last .....	101
Figur 48: Normalisert total energiomsetning ved 10 % last.....	101
Figur 49: Massebasert spesifikt forbruk.....	102
Figur 50: Volumbasert spesifikt forbruk.....	103
Figur 51: NO <sub>x</sub> -utslipp i avgassen .....	104
Figur 52: Spesifikk NO <sub>x</sub> -utslipp i forhold til effekt .....	104
Figur 53: Sot og partikler målt i avgass .....	105
Figur 54: Målt O <sub>2</sub> i avgassen.....	106
Figur 55: Beregnet lambda fra oksygen i avgass .....	107
Figur 56: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 100 % last .....	108
Figur 57: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 75 % last .....	109
Figur 58: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 50 % last .....	109
Figur 59: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 25 % last .....	110
Figur 60: Sylindertrykk fra simuleringsmodell ved 10 % last .....	110
Figur 61: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 100 % last.....	111
Figur 62: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 75 % last .....	111
Figur 63: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 50 % last .....	112
Figur 64: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 25 % last.....	112



Figur 65: Energiomsetning fra simuleringsmodell ved 10 % last .....	113
Figur 66: Massebasert spesifikt forbruk fra simuleringsmodell.....	113
Figur 67: Volumbasert spesifikt forbruk fra simuleringsmodell.....	114
Figur 68: NO <sub>x</sub> -utslipp fra simuleringsmodell.....	115
Figur 69: Spesifikt NO <sub>x</sub> -utslipp fra simuleringsmodell .....	115
Figur 70: Beregnet lambda fra oksygen i avgass fra simuleringsmodell .....	116
Figur 71: NO <sub>x</sub> -utslipp over lambda .....	123
Figur 72: Energiomsetning testmotor og simuleringsmodell ved 100 % last .....	125
Figur 73: Energiomsetning testmotor og simuleringsmodell ved 10 % last .....	126
Figur 74: Sylindertrykk testmotor og simuleringsmodell ved 10 % last.....	127
Figur 75: Tegning til produksjon av innsprøytningsstrykkadapter for lodding på rør .....	ii
Figur 76: WHTC testsyklus [63].....	xvi

## 10.2 Bilder

Bilde 1: Diesels patent nr. 67,207 fra 28. feb. 1892 [3] .....	7
Bilde 2: Rudolf Diesels første prototypemotor ved MAN [4] .....	8
Bilde 3: Diffusjonsflamme [6] .....	9
Bilde 4: Petter PH1W ved HiB .....	31
Bilde 5: Lufttilførselssystem .....	33
Bilde 6: Bryce innsprøytningsdyse med dyseholder .....	34
Bilde 7: Bryce innsprøytningsdyse .....	35
Bilde 8: Skitten og ren injektor [31].....	35
Bilde 9: Dysetester .....	36
Bilde 10: Åpningstrykk original dyse .....	37
Bilde 11: Montert innsprøytningsdyse .....	38
Bilde 12: Pumpestempel [32].....	39
Bilde 13: Innsprøytningspumpe .....	40
Bilde 14: Regulator ved fullt pådrag .....	41
Bilde 15: Turtallssensor for regulator .....	42
Bilde 16: Generator .....	43
Bilde 17: Frekvensomformer og motstand (til venstre) .....	44
Bilde 18: Skjerm bilde av program på PC i operatørrom.....	46

## KAPITTEL 10: LISTER

Bilde 19: Lastcelle.....	47
Bilde 20: Brennstoffforbruksmåling.....	48
Bilde 21: Lastcelle som måler dreiemoment.....	49
Bilde 22: Temperatursensorer før (til venstre) og etter (til høyre) motor .....	50
Bilde 23: Kjølevannssystem.....	50
Bilde 24: Eksostemperaturmåling .....	51
Bilde 25: AVL 415 Smoke Meter .....	53
Bilde 26: Horiba NO <sub>x</sub> -analysator ved HiB.....	57
Bilde 27: Kistler trykk giver ved HiB .....	58
Bilde 28: Kistler ladningsforsterker ved HiB.....	59
Bilde 29: Adapter til innsprøytningsstrykk.....	60
Bilde 30: AVL indikerinssystem [41] .....	61
Bilde 31: AVL Vinkel giver.....	62
Bilde 32: AVL FlexIFEM INDI [42] .....	62
Bilde 33: Skjerm bilde av AVL IndiCom .....	63
Bilde 34: Skjerm bilde av AVL Concerto .....	64
Bilde 35: WaveBuild Petter Geometri .....	70
Bilde 36: WaveBuild forbrenningsprofil innstillinger .....	71
Bilde 37: WaveBuild «Mass Burn Profile».....	72
Bilde 38: WaveBuild friksjonstest uten brennstoff.....	73
Bilde 39: WaveBuild varmeoverføring Woshni.....	74
Bilde 40: WaveBuild konduksjonsparametre.....	74
Bilde 41: WaveBuild sylinderkjølingsparametre .....	74
Bilde 42: WaveBuild Momentsensor .....	75
Bilde 43: WaveBuild PID - kontroller .....	75
Bilde 44: WaveBuild volumetrisk styrt aktuator.....	76
Bilde 45: WaveBuild injektor .....	76
Bilde 46: Definerings av brennolje i WaveBuild.....	82
Bilde 47: Generering av brennolje i WaveBuild.....	83
Bilde 48: Brenn-test ved HiB .....	85
Bilde 49: HIB232CP - transmitter/mottaker .....	xix
Bilde 50: Lodding av innsprøytningsstrykkadapter.....	xx
Bilde 51: Forbrenningstest bilde 2 .....	xxi
Bilde 52: Forbrenningstest bilde 3 .....	xxi

Bilde 53: Verktøy for måling av ØD.....	xxii
Bilde 54: Måling av øvre dødpunkt.....	xxiii
Bilde 55: Vinkelrør til testing av leveringstidspunkt fra pumpe.....	xxiii
Bilde 56: Eksossystem motorlaboratorium.....	xxiv
Bilde 57: Eksosrør fra Petter-laboratoriemotor.....	xxv

### 10.3 Tabeller

Tabell 1: IMO NO <sub>x</sub> -utslippskrav [24] .....	29
Tabell 2: Testsyklus for hovedmotorer med konstant turtall [24].....	29
Tabell 3: Testsyklus for propellkurvemotorer [24].....	29
Tabell 4: Testsyklus for hjelpemotorer med konstant turtall [24].....	29
Tabell 5: Testsyklus for hjelpemotorer med variabel last og turtall [24].....	30
Tabell 6: Tekniske data Petter PH1W [26] .....	32
Tabell 7: Elektromotorens parametre.....	43
Tabell 8: Belastningspunkter.....	45
Tabell 9: Beregning av brennstofforbruk med sylinder og lastcelle .....	47
Tabell 10: Brennstofforbruksmåling verdier ut av lastcelle.....	48
Tabell 11: Testpunkt Petter Diesel etter D2-syklus .....	77
Tabell 12: Måledata fra biodiesel og autodiesel ved 1650 %/min og 29,5 Nm.....	87
Tabell 13: Makstrykk brennoljeforskjeller ved forskjellige lastpunkt.....	93
Tabell 14: Makstrykkforskjell for brennoljene fra autodiesel ved forskjellige lastpunkter.....	93
Tabell 15: Tilført energi per syklus.....	102
Tabell 16: Spesifikt forbruk og forskjell mot autodiesel.....	103
Tabell 17: D2-syklus vektet spesifikt NO <sub>x</sub> -utslipp .....	105
Tabell 18: D2-syklus vektet sotutslipp og forskjell fra autodiesel.....	106
Tabell 19: Spesifikt forbruk og forskjell mot autodiesel – fra simuleringsmodell .....	114
Tabell 20: D2-syklus vektet spesifikt NO <sub>x</sub> -utslipp fra simuleringsmodell .....	116
Tabell 21: Cetantall og tenningsforsinkelse for brennoljene .....	119
Tabell 22: Brennverdiforskjell .....	120
Tabell 23: Euro utslipp tyngre motorer konstant turtall [61] .....	xiii
Tabell 24: Euro utslipp tyngre motorer variabelt turtall [61].....	xiv
Tabell 25: WHSC testsyklus [62].....	xv

## 10.4 Formel

Formel 1: Moment generelt.....	9
Formel 2: Effekt til roterende maskineri .....	10
Formel 3: Effekt generelt .....	10
Formel 4: Vinkelhastighet.....	10
Formel 5: Brennstofforbruk .....	10
Formel 6: Tilført energimengde .....	11
Formel 7: Effektiv termisk virkningsgrad.....	11
Formel 8: Indikert termisk virkningsgrad .....	11
Formel 9: Mekanisk virkningsgrad .....	11
Formel 10: Indikert middeltrykk .....	13
Formel 11: Indikert arbeid og indikert middeltrykk.....	14
Formel 12: Effektivt middeltrykk .....	14
Formel 13: Beregning av effektivt middeltrykk.....	14
Formel 14: Friksjonstap .....	14
Formel 15: Mekanisk virkningsgrad .....	14
Formel 16: CoV.....	15
Formel 17: Energikonservering.....	15
Formel 18: Irreversibel prosess .....	15
Formel 19: Massekonservering .....	16
Formel 20: Energikonservering over tid .....	16
Formel 21: Konservering av momentum (impuls).....	16
Formel 22: Konduksjon ved Fouriers Lov .....	16
Formel 23: Konveksjon ved Newtons Lov .....	17
Formel 24: Forenkling av termodynamikkens første lov for energiomsetning [12] .....	17
Formel 25: Energiomsetning [12] .....	18
Formel 26: Netto energiomsetning [12] .....	18
Formel 27: Volumetrisk virkningsgrad .....	22
Formel 28: AFR - Luft/brennstofforhold .....	22
Formel 29: Brennstofforbruk og volumetrisk virkningsgrad .....	22
Formel 30: Luftoverskuddstallet lambda .....	23
Formel 31: Luftoverskudd ut fra oksygen i avgass [18] .....	23

Formel 32: Nitrogenmonoksid [13].....	25
Formel 33: Nitrogendioksid [13].....	25
Formel 34: NO <sub>x</sub> -utslipp omregningsformel [17] .....	26
Formel 35: Partikkeldefinisjon [22] .....	26
Formel 36: Minimum lengde på eksosrør før måleprobe.....	53
Formel 37: Effektiv andel avgass i målevolum.....	54
Formel 38: Svart andel på filterpapir .....	55
Formel 39: AVL formler for beregning av energiomsetning [43] .....	65
Formel 40: Massebalanse brennstoff [1] .....	67
Formel 41: Energibalansen i modell [1].....	67
Formel 42: Diesel Wiebe WaveBuild modell for forbrent masse-fraksjon [45].....	68
Formel 43: Friksjonstap i WaveBuild etter Chen-Flynn korrelasjon [45] .....	73

## 10.5 Forkortelsesliste

AFR	Luft/brennstoffforhold - «Air Fuel Ratio» -
A <sub>cf</sub>	ACF brukerverdi - friksjonkoeffesient
AVL	«Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List»
B <sub>cf</sub>	BCF brukerverdi - friksjon
BMEP	Effektivt middeltrykk - «Break Mean Effective Pressure»
BSFC	Spesifikk brennstoffforbruk - «Break Specific Fuel Consumption»
C	Kjemisk symbol for karbon
C <sub>cf</sub>	CCF brukerverdi - friksjonskoeffesient
CI	Kompresjonsantennelse - «Compression Ignition»
CIMAC	«The International Council on Combustion Engines»
cd <sub>3</sub>	Forbrenningstidskoeffisient for diffusjonsforbrenningskurven
ch <sub>3</sub>	Forbrenningstidskoeffisient for haleforbrenningskurven
CO	Karbonmonoksid
CO <sub>2</sub>	Karbondioksid
CoV	Variasjonskoeffesient - «Coefficient of Variation»
CR	«Common rail»
C <sub>v</sub>	Spesifikk varmekapasitet ved konstant volum
D <sub>eksos_rør</sub>	Diameter eksosrør

## KAPITTEL 10: LISTER

DC	Likestrøm - «Direct Current»
DI	Direkteinnsprøytning
EGR	Eksosgass resirkulering
ELR	«European Load Response»
EN	Standardiseringsorganet til EU - «European Union»
ESC	«European Stationary Cycle»
ETC	«European Transient Cycle»
FAME	«Fatty Acid Methyl Ester»
FMEP	Friksjonstrykk - «Frictional Mean Effective Pressure»
$G_{\text{avgass}}$	Spesifikk avgassmengde
$G_{\text{luft}}$	Spesifikk luftmengde
H	Kjemisk symbol for hydrogen
H <sub>2</sub> O	Hydrogendioksid - vann
HiB	Høgskolen i Bergen
$h_{\text{bb}}$	Entalpi til gass som blåser forbi stempel og ventil
$h_{\text{br-fd}}$	Entalpi til fordampet brennstoff
$h_{\text{inn}}$	Entalpi for innsugsluft
$h_{\text{ut}}$	Entalpi for eksosgass
$H_{\text{n}}$	Brennstoffets nedre brennverdi, også kalt CV eller LCV
HNO <sub>3</sub>	Salpetersyre
$H_{\text{o}}$	Brennstoffets øvre brennverdi
HVO	Hydrogenert Vegetabilsk Olje
Hz	Hertz - frekvens
IF	Uorganisk fraksjon - «Inorganic Fraction»
IMEP	Indikert middeltrykk - «Indicated Mean Effective Pressure»
IMO	International Maritime Organisation
ISO	«International Standardisation Organisation»
k	Termisk konduktivitetsfaktor
L	Faktisk luftmengde
$L_{\text{min}}$	Teoretisk luftbehov
$l_{\text{min,eksos,rør}}$	Minimum lengde eksosrør før måleprobe
$dm_{\text{sys}}$	Masse tilført eller fjernet fra systemet
$dm_{\text{inn}}$	Masse tilført til systemet

## KAPITTEL 10: LISTER

$dm_{ut}$	Masse ut av systemet
$dm_{bb}$	Masse som blåser forbi stempel og ventiler
$dm_{br-fd}$	Masse av fordampet brennstoff
$m_b$	Masse brennstoff
$m_{f-b_w}$	Massefraksjon forbrent brennstoff ut fra diesel Wiebe funksjon
$m_{f-p}$	Massefraksjon av forblandet-forbrenningskurve
$m_{f-d}$	Massefraksjon av diffusjons-forbrenningskurve
$m_{f-h}$	Massefraksjon av hale-forbrenningskurve
$m_l$	Masse luft
$M_b$	Bremsemoment
MAN	«Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg»
MGO	Marine gassolje
$n$	Turtall
$N_2$	Nitrogengass
$n_i$	Intervall veivinkelgrad
$n_{syl}$	Antall sylindre
ND	Nedre dødpunkt – stempelets nedre posisjon
NI	«National Instruments»
Nm	Newtonmeter - dreiemoment
NO	Nitrogenmonoksid
NO <sub>2</sub>	Nitrogendioksid
NO <sub>x</sub>	Nitrogenoksider
N <sub>2</sub> O	Dinitrogenoksid
O	Kjemisk symbol for oksygen
O <sub>2</sub>	Oksyngengass
P	Effekt
PB	«Paper Blackening» - Sverting av papir
$P_e$	Motorens effekt
$p$	Trykk
PFAD	«Palm Fatty Acid Distillate»
$p_{maks}$	Makstrykk
PM	Partikkelmasse - «Particulate Mass»
PN	Partikkeltall - «Particle Number»

## KAPITTEL 10: LISTER

ppm	Antall partikler per million partikler - «Parts per million»
$\dot{q}$	Varme overført
$Q_{cf}$	QCF brukerverdi - friksjon
$dQ$	Varme tilført eller fjernet fra systemet
$dQ_{br}$	Tilført brennstoff
$dQ_{fd}$	Energi fra oppvarming av brennstoff til sylindertemperatur
$dQ_v$	Varmeoverføring gjennom sylindervegger og deksler
$dQ_{irr}$	Varmeoverføring til et system i en irreversibel prosess
$R$	Universell gasskonstant
RME	Rapsmetylester
$R_B$	Refleksjonsstyrke på svart filterpapir
$R_W$	Refleksjonsstyrke på hvitt filterpapir
ROHR	Energiomsetning - «Rate of Heat Release»
$^\circ/\text{min}$	Omdreininger per minutt, turtall
s	Sekund
$dS$	Forandring i entropi
SCR	Selektiv katalytisk reduksjon
SOC	«Start of Combustion» - forbrenningsstart
SOF	Løselig organisk fraksjon - «Soluble Organic Fraction»
$SO_x$	Svoveloksid
spf	Spesifikk
dt	Tidsenhet, systemer i kontinuerlig forandring
t	Tidsenhet, ofte i sekund [s]
T	Temperatur [ $^\circ\text{C}$ ]
dT	Derivert temperatur
dU	Forandring i indre energi til systemet
UHC	Uforbrente hydrokarboner
$\vec{v}$	Hastighet
dV	Forandring i slagvolum
V	Volum
$V_D$	Dødvolum
$V_{eff}$	Effektivt avgassandel av målevolum
$\dot{V}_l$	Luftforbruk



## KAPITTEL 10: LISTER

$V_L$	Lekkasjevolum
$V_m$	Målevolum
$V_o$	Volt - Spenning
$V_s$	Slagvolum
$W$	Watt
WHSC	«World Harmonized Stationary Cycle»
WHTC	«World Harmonized Transient Cycle»
$W_i$	Indikert arbeid
$dW$	Arbeid gjort på eller av systemet
$W_k$	Arbeid på stempelet
$x$	Distanse / lengde
$\emptyset D$	Øvre dødpunkt – Stempelets øvre posisjon
$\xi$	Dempingskoeffesient
$\kappa_i$	Polytropisk koeffisient
$\varphi$	Termisk konvektivitetsfaktor
$\eta_v$	Volumetrisk virkningsgrad
$\eta_e$	Effektiv termisk virkningsgrad
$\eta_m$	Mekanisk virkningsgrad
$\rho_l$	Tetthet til luft
$\rho_b$	Tetthet til brennstoff
$\tau$	Forbrenningstiden - Wiebe
$\lambda$	Luftoverskuddstallet lambda
$\omega$	Vinkelhastighet
$\omega_n$	Naturlig frekvens



# 11 Vedlegg

## 11.1 Reflektometer i sotmåler – AVL 415

### 3.3 Recording of the Paper Blackening

- The filter paper is clamped between the reflectometer head and the white standard plate, the latter being necessary as the defined background for the (partially translucent) filter paper.

The reflectometer head contains a bulb controlled by a constant-voltage source and a photodiode with a green filter. The photodiode works on a short-circuit basis. The bulb illuminates the filter paper evenly via a light guide. The reflected light is registered by means of the photodiode.

Due to the selected luminous intensity of the filter paper, the photodiode is operated substantially below its saturation range and the ratio between the photocurrent and reflected light is thus linear. The photocurrent is converted to a proportional voltage by a current/voltage converter and an amplifier stage.

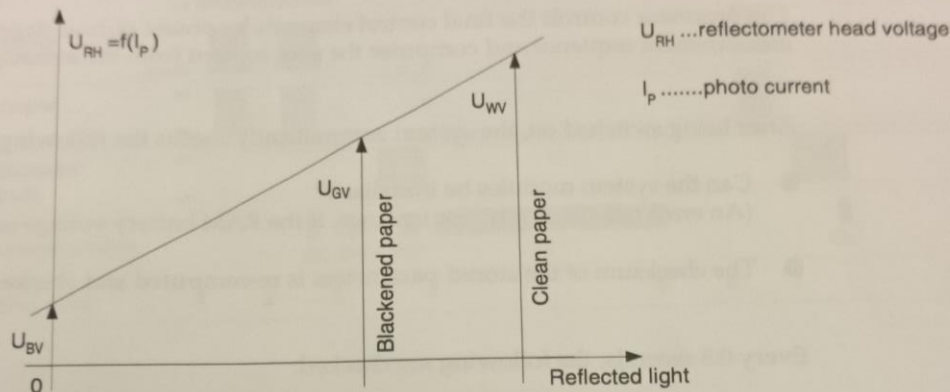


Fig. 3-2

The paper blackening is:

$$P_B = 10 \cdot \left( 1 - \frac{U_{GV} - U_{BV}}{U_{WV} - U_{BV}} \right)$$

$U_{BV}$ ...output voltage of reflectometer head when paper completely blackened (no reflected light)

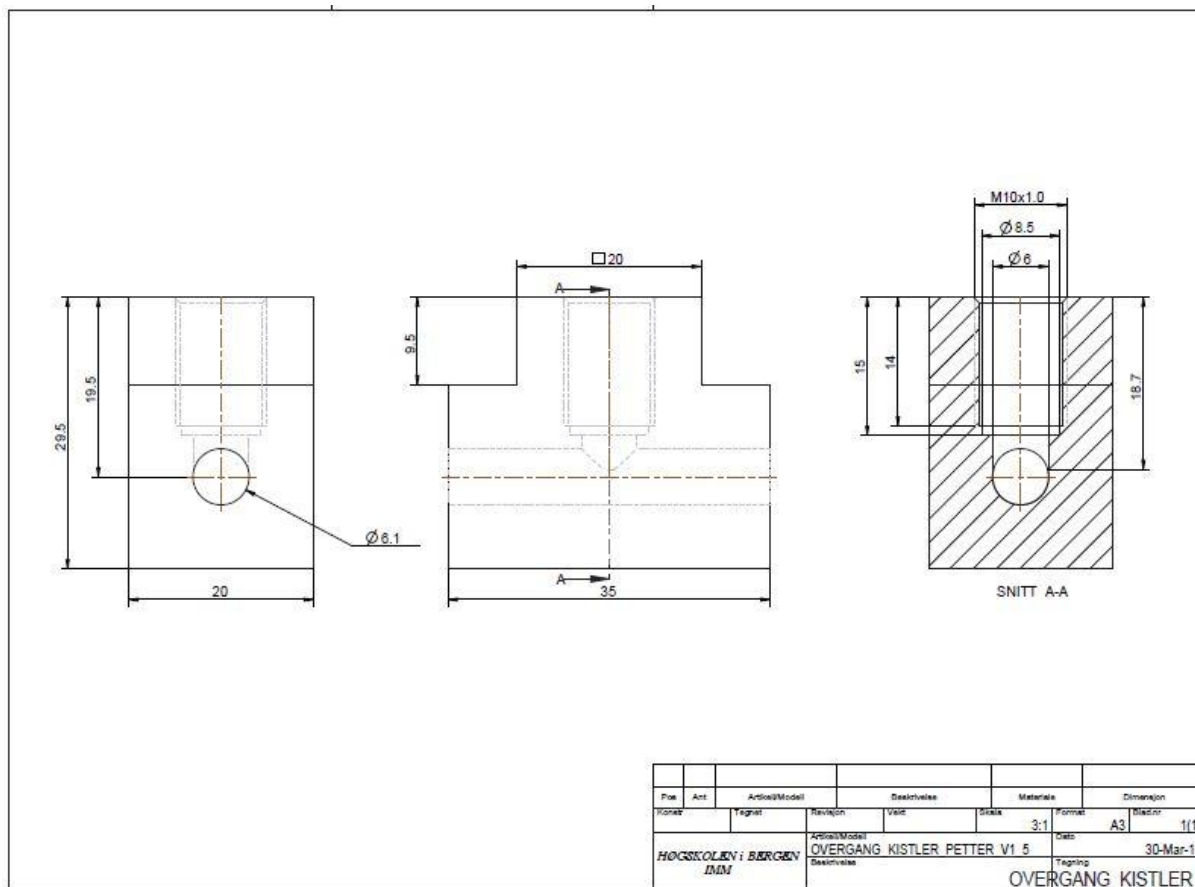
$U_{WV}$ ...output voltage of reflectometer head when paper completely clean and unblackened

$U_{GV}$ ...output voltage of reflectometer head when paper blackened to some degree

- When the reflectometer head is calibrated, the  $U_{BV}$  is determined with the bulb off. The bulb is then switched on for 1 s and the  $U_{WV}$  is measured. These two measured values are then stored.

To determine the degree of paper blackening, the bulb is switched on for 1 s and the  $U_{GV}$  measured. The blackening value is then computed from the  $U_{GV}$  and the stored data from the reflectometer head calibration, the  $U_{BV}$  and  $U_{WV}$  using the above equation.

## 11.2 Tegninger av adapter til innsprøytningsstrykk



Figur 75: Tegning til produksjon av innsprøytningsstrykkadapter for lodding på rør

## 11.3 Værdata

Observasjoner for Bergen (Florida) målestasjon 14. april 2016

Tidsp.	Vær	Temperatur			Nedbør	Vind		Luftfuktighet
		Målt	Maks	Min		Middel	Kraftigste vindkast	
torsdag kl 8		5,6°	5,6°	5,2°	0,0 mm	 Flau vind, 0,6 m/s fra sør-sørøst	1,4 m/s	77 %
torsdag kl 9	-	6,9°	6,9°	5,6°	0,0 mm	 Svak vind, 2,5 m/s fra sørøst	3,8 m/s	71 %
torsdag kl 10	-	8,6°	8,6°	6,9°	0,0 mm	 Svak vind, 2,6 m/s fra sørøst	4,2 m/s	66 %
torsdag kl 11		8,2°	8,7°	8,2°	0,0 mm	 Svak vind, 2,7 m/s fra sørvest	5,8 m/s	68 %
torsdag kl 12	-	8,5°	8,6°	8,2°	0,0 mm	 Laber bris, 5,7 m/s fra sør-sørøst	8,1 m/s	67 %
torsdag kl 13	-	8,2°	8,5°	8,2°	0,0 mm	 Laber bris, 6,4 m/s fra sør	8,8 m/s	69 %
torsdag kl 14		8,1°	8,3°	8,1°	0,0 mm	 Laber bris, 6,3 m/s fra sør-sørøst	7,9 m/s	69 %
torsdag kl 15	-	8,2°	8,2°	8,1°	0,0 mm	 Svak vind, 3,0 m/s fra sør	8,7 m/s	68 %
torsdag kl 16	-	7,7°	8,2°	7,7°	0,0 mm	 Svak vind, 2,3 m/s fra sør	7,0 m/s	68 %
torsdag kl 17		6,6°	7,7°	6,6°	0,0 mm	 Svak vind, 2,8 m/s fra vest	5,9 m/s	73 %

Observasjoner for Bergen (Florida) målestasjon 18. april 2016

Tidsp.	Vær	Temperatur			Nedbør	Vind		Luftfuktighet
		Målt	Maks	Min		Middel	Kraftigste vindkast	
mandag kl 9	-	6,1°	6,1°	5,7°	0,1 mm	 Lett bris, 5,2 m/s fra sørøst	8,3 m/s	82 %
mandag kl 10	-	4,8°	6,5°	4,8°	3,5 mm	 Laber bris, 7,1 m/s fra vest-sørvest	13,1 m/s	80 %
mandag kl 11		5,7°	5,7°	4,6°	0,9 mm	 Svak vind, 2,7 m/s fra sør-sørøst	12,8 m/s	80 %
mandag kl 12	-	6,9°	6,9°	5,8°	0,0 mm	 Svak vind, 3,0 m/s fra vest-sørvest	9,5 m/s	73 %
mandag kl 13	-	7,8°	8,3°	6,9°	0,0 mm	 Lett bris, 5,3 m/s fra sør	10,5 m/s	66 %
mandag kl 14		7,7°	8,0°	7,6°	0,0 mm	 Lett bris, 3,9 m/s fra sør-sørøst	11,6 m/s	66 %
mandag kl 15	-	6,0°	7,7°	5,0°	0,7 mm	 Lett bris, 3,4 m/s fra sørøst	11,3 m/s	77 %
mandag kl 16	-	4,4°	6,1°	3,7°	1,6 mm	 Lett bris, 4,3 m/s fra sør-sørøst	10,5 m/s	80 %
mandag kl 17		4,1°	5,1°	4,1°	1,6 mm	 Svak vind, 2,6 m/s fra vest-sørvest	11,1 m/s	80 %

## KAPITTEL 11: VEDLEGG

### Observasjoner for Bergen (Florida) målestasjon 21. april 2016

Tidsp.	Vær	Temperatur			Nedbør	Vind		Luftfuktighet
		Målt	Maks	Min		Middel	Kraftigste vindkast	
torsdag kl 9	-	6,8°	6,8°	6,7°	0,1 mm	Lett bris, 5,0 m/s fra vest	8,4 m/s	77 %
torsdag kl 10	-	7,1°	7,1°	6,4°	0,2 mm	Svak vind, 2,7 m/s fra vest-nordvest	9,3 m/s	78 %
torsdag kl 11		8,0°	8,0°	6,3°	0,6 mm	Lett bris, 3,4 m/s fra nordvest	10,3 m/s	72 %
torsdag kl 12	-	8,8°	8,8°	7,8°	0,2 mm	Lett bris, 4,4 m/s fra vest-nordvest	8,8 m/s	67 %
torsdag kl 13	-	8,7°	8,9°	7,3°	0,1 mm	Svak vind, 2,8 m/s fra vest-nordvest	11,5 m/s	66 %
torsdag kl 14		7,2°	9,8°	7,2°	0,3 mm	Laber bris, 6,0 m/s fra nordvest	13,2 m/s	66 %
torsdag kl 15	-	8,5°	8,9°	6,7°	0,1 mm	Laber bris, 6,0 m/s fra vest-nordvest	10,0 m/s	67 %
torsdag kl 16	-	7,0°	8,6°	6,9°	0,1 mm	Lett bris, 5,2 m/s fra vest-nordvest	12,3 m/s	73 %
torsdag kl 17		6,2°	8,7°	6,2°	0,7 mm	Frisk bris, 8,2 m/s fra nordvest	16,2 m/s	70 %

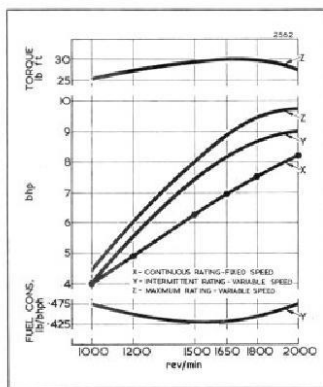
### Observasjoner for Bergen (Florida) målestasjon 26. april 2016

Tidsp.	Vær	Temperatur			Nedbør	Vind		Luftfuktighet
		Målt	Maks	Min		Middel	Kraftigste vindkast	
tirsdag kl 8		5,6°	5,6°	4,7°	0,0 mm	Laber bris, 5,8 m/s fra øst	8,9 m/s	36 %
tirsdag kl 9	-	7,1°	7,1°	5,6°	0,0 mm	Lett bris, 4,7 m/s fra øst	10,6 m/s	31 %
tirsdag kl 10	-	8,7°	8,7°	7,2°	0,0 mm	Svak vind, 1,8 m/s fra sørøst	6,8 m/s	28 %
tirsdag kl 11		10,0°	10,0°	8,8°	0,0 mm	Lett bris, 4,4 m/s fra øst-sørøst	8,3 m/s	29 %
tirsdag kl 12	-	10,3°	10,4°	9,4°	0,0 mm	Lett bris, 3,9 m/s fra øst	7,0 m/s	22 %
tirsdag kl 13	-	10,3°	10,7°	9,6°	0,0 mm	Laber bris, 5,7 m/s fra øst	8,3 m/s	25 %
tirsdag kl 14		10,7°	11,2°	9,8°	0,0 mm	Lett bris, 4,0 m/s fra nordøst	10,0 m/s	18 %
tirsdag kl 15	-	10,8°	11,4°	10,3°	0,0 mm	Svak vind, 3,3 m/s fra nordvest	7,3 m/s	22 %

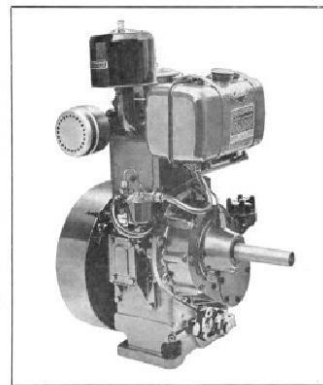
## 11.4 «Oldengine» nettside om Petter Diesel PH1-motorer



# PETTER DIESELS



rev/min		bhp	
Crank-shaft	Cam-shaft	Con- tinuous	Inter- mittent
1000	500	4.0	4.4
1200	600	5.0	5.5
1500	750	6.25	6.9
1650	825	6.75	7.4
1800	900	7.5	8.2
2000	1000	8.2	9.0



### SPECIFICATION

Four-stroke, overhead valve, compression ignition engine with direct injection. Cast iron crankcase, cylinder block and cylinder head. Removable cylinder liner. Forged steel crankshaft with aluminium/tin shell bearings. Forged steel connecting rod and aluminium piston. Oil pump lubrication. Engine-mounted 1½ gallon fuel tank. Removable safety type starting handle. Exhaust silencer. Fuel and air filters with replaceable elements.

### GOVERNING

In accordance with B.S. Specification 649 : 1958 Class A at all rated speeds.

### RATING

Rated bhp is the power developed continuously at the rated speed to B.S. 649 : 1958.

Intermittent bhp is 10% higher than the rated bhp and is available for 1 hour in 12.

### TECHNICAL DATA

Bore (nominal)	3.4375in (87.3mm)
Stroke	4.33in (110mm)
Cubic capacity	40.2in <sup>3</sup> (659 cm <sup>3</sup> )
Compression ratio	16.5 : 1
Fuel tank capacity	1.5 gal (6.8 litres)
Fuel	Diesel to B.S. 2869 : 1967 Class A1 or A2
Lubricating oil capacity	5 pints (2.84 litres)
Lubricating oil:	
U.K. Winter and Summer	10W/30 Multigrade
	SAE 10W below 5°C (41°F)
	SAE 20/20W from
	5°C (41°F) to 32°C (90°F)
	SAE 30 above 32°C (90°F)
Lubricating oil consumption at full load	0.0451 pints/h (25.6 ml/h)
Dry engine weight	393 lb (178 kg)

### DERATING

Depending on ambient conditions deduct in accordance with B.S. 649 : 1958 as follows:

Altitude: 3½% per 1000ft above 500ft (300m above 150m)

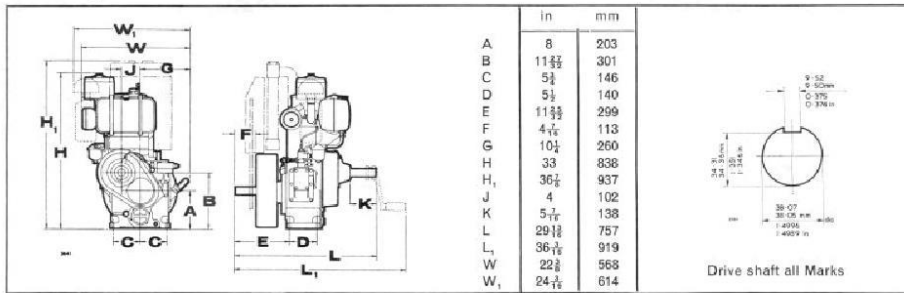
Temperature: 2% per 5½°C above 30°C (10°F above 85°F)

When radiator is fitted consult Petters Ltd for power derating.

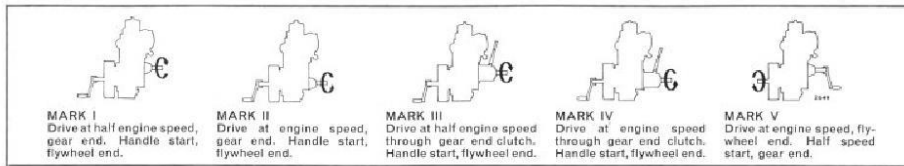
## 4-8.2 bhp water cooled engine PH1W

Petter PH1W Water-Cooled Series (1 Cylinder) Diesel Engine

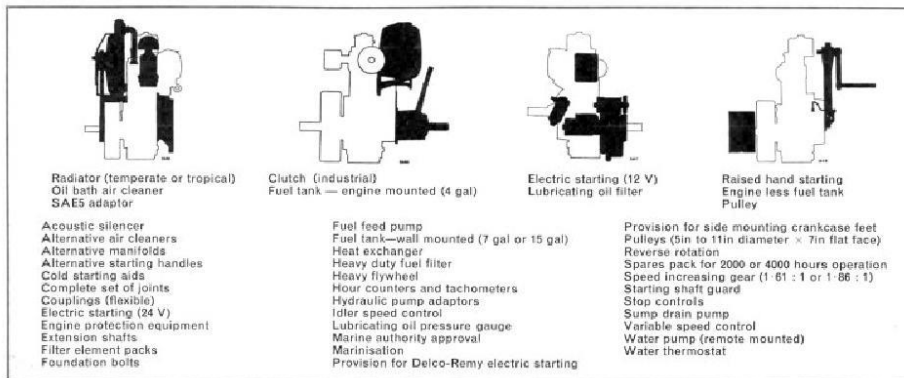
**Principal Dimensions**



**Alternative Arrangements of Drive:** Engine ROTATION is clockwise.



**Optional Extras**



**Approximate Shipping Specification—with standard equipment**

Net Weight		Gross Weight		Packing Case Size		Cubic Capacity	Ocean Tons	Ocean Tonnes	
lb	kg	lb	kg	in	mm	ft <sup>3</sup>	m <sup>3</sup>		
406	182	530	240	32 x 22 x 33	813 x 559 x 838	13.4	0.382	40 ft <sup>3</sup> — 1 ton 0.335	35 ft <sup>3</sup> — 1 tonne 0.334

*Illustrations, weights and measurements are approximate and we reserve the right to make modifications which may be considered necessary. In compiling this leaflet, every care has been taken, but the specification and details must not be regarded as binding.*

Publication 3060

Printed in England by PWA Ltd. 3M571

**HAWKER SIDDELEY**  
**PETTER DIESELS**  
Petters Limited, Staines Middlesex, England Telephone: Staines 81833 Telex: 23871 Telegrams: Diesel Staines Telex

**Petter PH1W Water-Cooled Series (1 Cylinder) Diesel Engine**

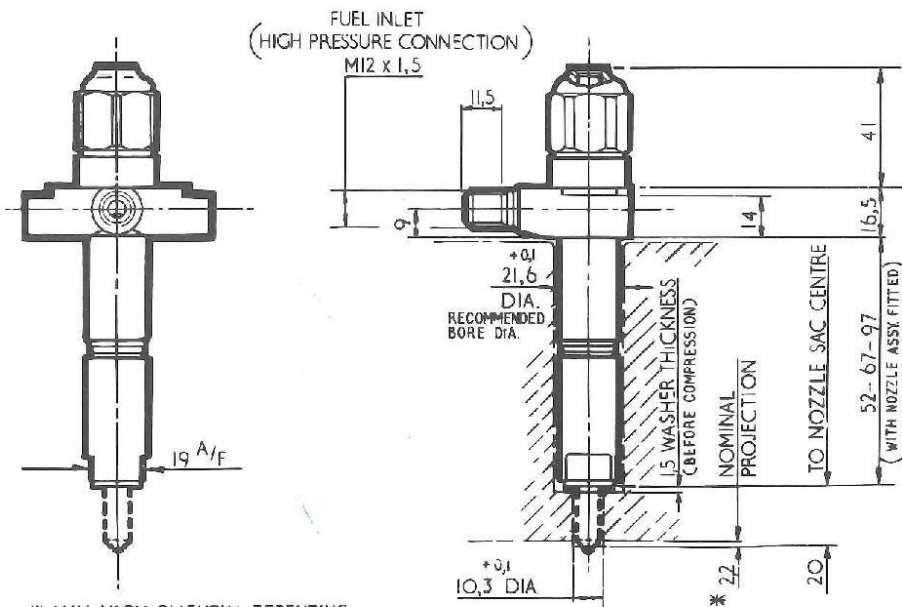
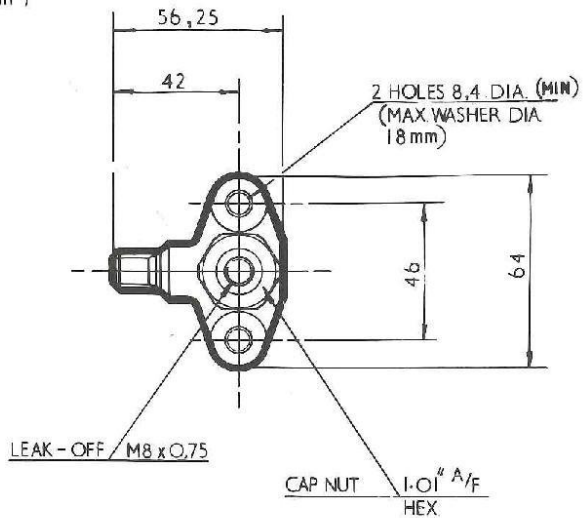
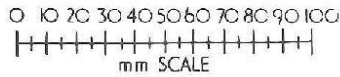


11.5 Tegning av dyse

Bryce Product Data  
NSDLA Nozzle Holder

Installation Drawing and General Data

Maximum nozzle opening pressure	24 MN/m <sup>2</sup> (3500 lbf/in <sup>2</sup> )
Nozzle differential ratio	6 x 3,5
Nozzle needle valve lift	0,48 max
Injector spring	51/154
Nozzle holder mass (97 mm reach)	0,5



\* MAY VARY SLIGHTLY DEPENDING ON NOZZLE SPECIFICATION

## 11.6 Tegning av pumpe

# Bryce

## Product Data FAOAB Pump

Fuel pump data sheets should be used in conjunction with the following notes and definitions.

### **A Dimension**

The correct position of the tappet when the cam follower mechanism is resting on the cam base circle.

### **Nominal Stroke to Port Closure**

The plunger stroke from the A dimension position to point of barrel port closure—which is the theoretical point at which pumping commences.

It is Bryce policy to provide pumps which have a pre-set point of port closure to facilitate timing on the engine. Detailed information concerning the tolerances on the plunger strokes to the point of port closure are available on request.

### **Maximum Allowable Working Pressure**

The value quoted relates to the largest element diameter in the pump classification. Smaller elements will allow higher pressures to be used. Specific values for alternative elements are obtainable on request.

### **Pump Installation Design Note**

For reasons of safety, particularly on the larger pumps, holding down fasteners on the engine must be long enough to allow full relaxation of the plunger springs before they disengage.

### **High Pressure Leakage, Tell-Tale Holes**

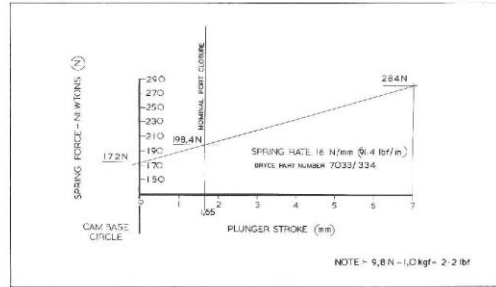
These holes are provided on some of the larger pumps and must not, under any circumstances, be blanked off.

**Maximum Useful Output**

Plunger Diameter mm	Theoretical maximum useful outputs using 1, (1) mm nominal stroke to port closure mm <sup>3</sup> /injection	Maximum starting fuel assuming no special retard facility mm <sup>3</sup> /injection
3	20	70
5	30	110
6,5	40	130
7	50	130
7,5	60	170
8	70	200

Note: The outputs listed are intended as a guide. Detailed information is available on request.

**Spring Loads**



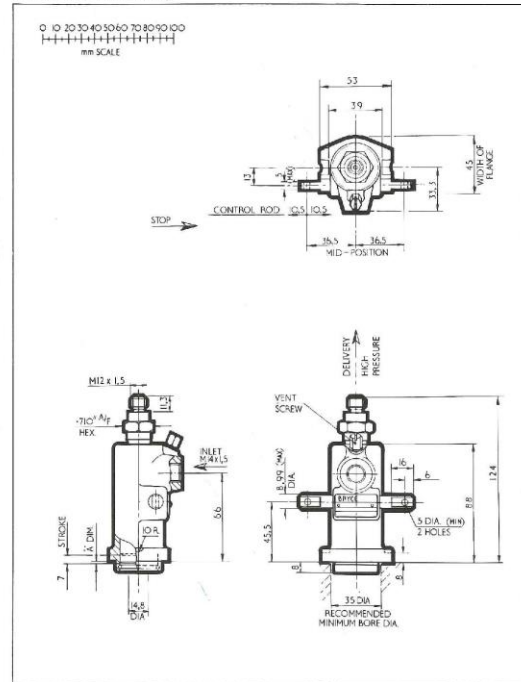
**General Data**

Basic pump mass	0,88	Kg (1,94 lb)
Reciprocating parts mass (including 1/2 spring mass)	0,091	Kg (0,2 lb)
'A' dimension	2,8	mm
Variation of 'A' dimension for timing purposes	± 0,3	mm
Nominal stroke to port closure	1,65	mm
Maximum allowable working pressure	40	MN/m <sup>2</sup> (6000 lbf/in <sup>2</sup> )
Plunger spring force exerted at 'A' dimension	172	Newtons ( 38,5 lbf)
Plunger spring force exerted when tappet is at full lift	284	Newtons ( 64 lbf)

Refer to Pump installation design note

All metric imperial conversions are approximate.

**Installation Drawing**



## 11.7 Datablad HVO100



## Syntetisk Biodiesel HVO100

### ANVENDELSE

Syntetisk Biodiesel HVO100 kan anvendes i dieselmotorer som er godkjent for HVO biodiesel. Produktet er i henhold til CEN TS 15940 spesifikasjon for parafindieselolje (XTL/HVO) for dedikerte kjøretøy. For å benytte HVO100 kreves det at bilen / kjøretøyet / maskinen er godkjent for dette produktet. Før HVO100 tas i bruk må man undersøke i instruksjonsboken eller konsultere bilprodusenten / merkeverksted / importør om motoren tåler produktet.

Med unntak av krav til densitet oppfyller Syntetisk Biodiesel HVO100 alle krav i den norske/europeiske standarden NS-EN 590 for fossil diesel. Ettersom Syntetisk Biodiesel HVO100 har ulik kjemisk sammensetning og tekniske egenskaper tilfredsstiller ikke dette produktet kravene satt i EN14214 for Biodiesel FAME. Syntetisk Biodiesel HVO100 er fullt blandbart med standard diesel.

### FORDELER

HVO er fellesbetegnelsen for Hydrogenert Vegetabilsk Olje. Produktet er produsert av slakteavfall (animalsk fett) og utvalgte vegetabiliske oljer (ikke palmeolje). Syntetisk Biodiesel HVO100 gir svært lave «well-to-wheel» utslipp av klimagasser.

### EGENSKAPER

Syntetisk Biodiesel HVO100 har kuldeegenskaper som er tilpasset norske klimatiske forhold. Det vil si at produktet har tilsvarende kuldeegenskaper som vinterdieselen vi normalt tilbyr i det norske markedet.

På grunn av den kjemiske sammensetningen i HVO100 blir forbrenningen av dette produktet bedre og renere enn ved forbrenning av fossil diesel. Produktet gir også bedre startegenskaper når motoren er kald og man vil kunne oppleve mindre bankelyder og mindre redusert støy. HVO100 er tilsatt smørende additiver som minimerer slitasje i motoren.

Selv om Syntetisk Biodiesel HVO100 er produsert av biologisk materiale, opereres det ikke med begrenset holdbarhet på dette produktet. HVO100 binder heller ikke vann på samme måte som tradisjonell biodiesel, og det er mer bestandig mot mikrobielle angrep. Bruk av HVO100 vil normalt ikke kreve et tilpasset opplegg for vedlikehold på tank. Det gir heller ikke behov for reduserte bil service- og oljeskifteintervaller. Produktet har den samme materialkompatibilitet som vanlig diesel har.

Sammenlignet med Biodiesel B100 FAME, gir HVO100 en reduksjon i drivstofforbruket på inntil 5 %.

### MILJØFAKTA

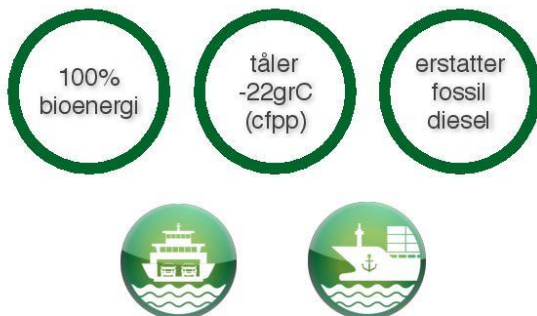
Statoil har sterkt fokus på at de biodrivstoffene vi leverer skal være bærekraftige. Det vil si at biodrivstoffet skal ha positiv påvirkning på det globale miljøet og ikke minst at hele dyrkings- og framstillingsprosessen skal være i tråd med Statoils strenge etiske retningslinjer. Ved bruk av Syntetisk Biodiesel HVO100 kan CO<sub>2</sub>-utslippene reduseres med 65 % - 85 %, avhengig av råvare. Avhengig av bilteknologien kan NOx-utslipp reduseres inntil 10 %, Hydrokarbonutslipp (HC) reduseres inntil 30 % og CO-utslipp kan reduseres med inntil 45 %.

Ettersom HVO100 har lavt innhold av aromatiske hydrokarboner og gode destillasjonsegenskaper uten tunge fraksjoner, blir det også betraktelig reduserte utslipp av helseskadelige stoffer som polyaromatiske hydrokarboner, aldehyder, benzen og 1,3-butadien.

### TYPISKE ANALYSER

EGENSKAPER	TYPISK VERDI	ENHET	ANALYSE METODE
Densitet	780	kg/m <sup>3</sup>	EN ISO 3675
Flammepunkt	min 61	°C	EN ISO 2719
Viskositet ved 40 °C	3,3	mm <sup>2</sup> /s	EN ISO 3104
Svovel	maks 5	mg/kg	EN ISO 20846
Cloud Point (tåkepunkt)			EN 23015
Sommer (1/3-15/9)	maks. -15	°C	
Vinter (15/9-1/3)	maks. -32	°C	
CFPP (blokkeringspunkt)			EN 116
Sommer (1/3-15/9)	maks. -15	°C	
Vinter (15/9-1/3)	maks. -32	°C	
Cetantall	min. 70		EN ISO 5165
Vanninnhold	maks. 200	mg/kg	EN ISO 12937
Partikkelinnhold	maks. 10	mg/kg	EN 12662

## 11.8 2G Marine



**ECO-1 BIOENERGI AS**  
Holsetgata 22 - 2317 Hamar / Filipstadveien 7 - 0250 Oslo  
post@eco-1.no / www.eco-1.no V3.0 03 2015 (gh)

Eco-1 skal redusere CO2 utslipp i transportsektoren med 1 000 000 tonn innen 2020. For å nå dette målet arbeider vi hver dag med å erstatte fossilt drivstoff med biodrivstoff - en motor om gangen.

Dette målet kan vi bare nå ved å vinne nye kunder som vil prioritere miljø i sin virksomhet. Er du med?

### Eco-1 produktløfte

- 1) 100% fornybart biodrivstoff
- 2) Markedets reineste drivstoff

## 2G MARINE (fornybar diesel / BTL)

### 2G MARINE er en fornybar diesel:

- et 100% fornybart drivstoff, basert på biomasse
- definert ved at produktet er sertifisert etter Norges bærekraftsdirektiv, og inneholder ikke palmeolje.
- en fornybar erstatning for fossil diesel i alle typer dieselmotorer.

### MILJØ / LAVE UTSLIPP

2G MARINE har sterkt reduserte lokalutslipp, og tilfører ikke atmosfæren ny CO2.

### KULDEEGENSKAPER

Hele året - 22 gr C  
2G MARINE kan leveres med cfpp ned til -40 gr C

### RÅVARE

2G MARINE er produsert av avfalls- og restfraksjoner fra fisk, animalske kilder, resirkulert frytrollje eller ferske planteoljer. Alle råvarene er sertifisert på sporbarhet og klimanytte.

### FORNYBART DRIVSTOFF OG KRAV TIL DRIVSTOFFHYGIENE

Teknologi og produkt er på plass for å erstatte fossilt drivstoff med fornybart drivstoff. Aktører innen gods- og persontransport etterspør fornybart drivstoff og god distribusjon. Eco-1 har bygget opp kompetanse, og en infrastruktur for å kunne levere store volum fornybar diesel i Norge.

I tillegg er vår påstand at det er et behov for å heve nivået på reinhet generelt i drivstoff. Eco-1 har utviklet rutiner for å redusere partikler og fukt i alle typer drivstoff. Vårt produktløfte - 100% fornybart og markedets reineste drivstoff. Rutiner for håndtering av drivstoff og kvalitetskontroll i hele verdikjeden sikrer dette.

**Reint drivstoff => mindre motorslitasje => lavere utslipp => lavere drivstofforbruk => lavere kostnader**

### HVOR FINNER DU PRODUKTET

Produktet kan leveres i bulk til kunder med egne tankanlegg, Eco-1 sine automatstasjoner, eller hos Eco-1 samarbeidspartnere.

Produktet leveres både som «on road» drivstoff med lovpålagte 50% av veibruksavgift (fram til 1.juli 2015 191 ø/l) til buss og lastebil, og som et «off road» avgiftsfritt produkt til marin sektor. Ved bruk av Eco-1 2G MARINE skal en forholde seg til motorprodusentenes anbefalinger vedrørende service og oppfølging av kjøretøyet.

### MILJØ OG SERTIFISERING

#### SERTIFISERING:

2G MARINE er sertifisert etter EUs bærekraftsdirektiv, som ble innført i Norge fra 1.1.2014. (Renewable directive, RED). Eco-1 er ISCC sertifisert (<http://www.iscc-system.org>) - dette er det ledende sertifiseringsystemet for kontroll av bærekraft og drivhusgassutslipp på biodrivstoff. Eco-1 leverer miljøregnskap som beskriver ressursbruk og miljøpåvirkning fra råvare til kunde.

#### FORNYBAR

Fornybar diesel er en fornybar energikilde. Fornybar betyr at en alltid kan generere nytt drivstoff av denne typen i et bærekraftig kretsloop. Råvarene er sertifisert på sporbarhet og reduksjon av klimagasser. Dette til forskjell fra fossilt drivstoff der gjenværende reserver vil gå tomt ved samme bruk som nå.

**CO2-NØYTRAL:** For hver liter fornybar diesel som forbrennes dannes ca 2,6 kg CO2. Til forskjell fra fossilt drivstoff er dette en resirkulering av CO2 som er tilstede i atmosfæren allerede - det korte CO2-kretsloop. Den tilfører ingen ny CO2 til atmosfæren til forskjell fra fossilt drivstoff som gir en netto økning i CO2 i atmosfæren ved forbrenning. Det vil si at fornybar diesel er CO2-nøytralt sammenlignet med fossil diesel.



ECO-1 BIOENERGI AS  
 Holsetgata 22 - 2317 Hamar / Filipstadveien 7 - 0250 Oslo  
 post@eco-1.no / www.eco-1.no

**TEKNISK**

- tilfredstiller EN TS 15940 standarden for syntetisk diesel.
- avviker fra EN590 på en faktor, egenvekt. 2G polar har 0,78 kg/liter. (2G polar er 5% lettere)
- har høyere kvalitet enn fossil EN590 på bl.a cetantall og partikler.
- har ikke farge, og langt mindre lukt enn fossil EN590.
- inneholder ikke svovel eller aromater.

Produktet har bedre lagringsegenskaper enn fossil EN590 og kan leveres med kuldeegenskaper tilpasset bruks-/lagringsforhold og årstid.

GJENNOMSNITTSREDUKSJON I UTSLIPP 2G MARINE sammenlignet med fossil diesel, EN590	
Partikler (PM)	- 33%
Nitrogenoksid (NOx)	- 9%
Karbonmonoksid (CO)	- 24%
Hydrokarbon (HC)	- 30%



Key properties	Typical values
Density at 15°C (kg/m³)	780
Cetane number	80
Cetane index	80
Sulfur (mg/kg)	0
Aromatics (% m/m)	0
CFPP (°C)	-5 / -15 / -22 / -34
Cloud point (°C)	-5 / -15 / -22 / -34
Pour point (°C)	-5 / -15 / -22 / -34
Flash point (°C)	70
Viscosity at 40 °C (mm²/s)	3
Initial boiling point (°C)	179
15 (°C)	234
T10 (°C)	252
T20 (°C)	265
T50 (°C)	278
T90 (°C)	289
T95 (°C)	292
Final boiling point (°C)	298
Evaporation at 360 (°C m/m)	100

TEST NAME	UNIT	EN15940 /BTL		2G MARINE / EN15940	EN 590	TEST METHOD
		min.	max.	TYPICAL SPECS	fossile fuel/ ULSD	
Cetan number		70	-	75-80	51	EN15195
Density at 15 C	kg/m³	770,0	790,0	780,0	820,0-845,0	EN ISO 12185
Polycyclic aromatic hydrocarbons content	% (m/m)	-	0,1	<0,1	8,0	EN 12916
Sulfur content	mg/kg	-	5,0	<1,0	10	EN ISO 20846
Flash point	Celsius	61	-	78,5	55	EN ISO 2719
Carbon residue (on 10% distillation residue)	% (m/m)	-	0,1	<0,01	0,3	EN ISO 10370
Ash content	mg/kg	-	0,001	<0,001	0,01	EN ISO 6245
Water content	mg/kg	-	200	22	200	EN ISO 12937
Total contamination	mg/kg	-	10	<1	24	En 12662
Copper strip corrosion (3h at 50 C)	rating	Class 1		Class 1	Class 1	EN ISO 2160
Oxidation stability	g/m³	-	24	5	25	EN ISO 12205
Lubricity, corrected wear scar diameter(wsd 1,4) at 60 C		-	460	600	460	EN ISO 12156-1
Viscosity at 40 C	mm²/s	2,00	4,00	2,95	2,00,4,60	EN ISO 3104
Distillation 95% (VV) recovered	Celsius		320	300	360	EN ISO 3405
Cloud point and CFPP	Celsius	max. -15 / -22 / -34		-15/-22/-34	max. -12 / -32	EN 23015/ EN 116
Appearance		Clear and bright		Clear and bright	Brownish color	VISUAL
Colour		0	0	0	-	ISO 6271-2
Total aromatics content	% (m/m)	-	1,0	<0,1	-	EN 12916
Distillation FBP	Celsius		330		-	EN ISO 3405
Acid value	mgKOH/g		0,01	0,002	-	ASTM D3242

## 11.9 Landbaserte utslippskrav

Motorer som skal operere på land har strenge krav til lokale utslipp. I Norge følges Euro-krav som er standarden for kjøretøy i Europa. For biler og lastebiler med dieselmotorer er kravene gitt i gram per kilometer. For tyngre kjøretøy, kalt «heavy duty», defineres det ut i fra om motoren har konstant eller variabelt turtall.

Trinn	Dato	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO <sub>x</sub> [g/kWh]	PM [g/kWh]	Røyk [1/m] <sup>1</sup>
Euro I	1992	4,5	1,1	8,0	0,612	
Euro II	1996	4,0	1,1	7,0	0,15	
Euro III	2000	2,1	0,66	5,0	0,1	0,8
Euro IV	2005	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
Euro V	2008	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5
Euro VI	2013	1,5	0,13	0,4	0,01	

Tabell 23: Euro utslipp tyngre motorer konstant turtall [61]

For kravene ved konstant turtall foregår testene etter Euro III etter ESC<sup>li</sup> eller ELR<sup>lii</sup> metoden, bortsett fra Euro VI som går etter WHSC<sup>liii</sup> metoden, se vedlegg 11.9. Siden det i dag er Euro VI-kravene som er standarden er det kun den metoden som diskuteres her.

---

<sup>1</sup> [1/m] – Måltall for opasitetsmåling

<sup>li</sup> ESC – European Stationary Cycle

<sup>lii</sup> ELR – European Load Responce

<sup>liii</sup> WHSC – World Harmonized Stationary Cycle

<b>Trinn</b>	<b>Dato</b>	<b>CO</b> [g/kWh]	<b>HC<sup>liv</sup></b> [g/kWh]	<b>NO<sub>x</sub></b> [g/kWh]	<b>PM</b> [g/kWh]	<b>Røyk</b> [1/m]
Euro III	2000	5,45	0,78	5,0	0,16	0,8
Euro IV	2005	4,0	0,55	3,5	0,03	0,5
Euro V	2008	4,0	0,55	2,0	0,03	0,5
Euro VI	2013	4,0	0,16	0,46	0,01	<sup>lv</sup>

Tabell 24: Euro utslipp tyngre motorer variabelt turtall [61]

Etter Euro III var det ETC<sup>lvi</sup> metoden som ble benyttet til testing, men i Euro VI er det WHTC<sup>lvii</sup> metoden som benyttes, se vedlegg 11.9.2.

---

<sup>liv</sup> HC – UHC uten CH<sub>4</sub> – da tabellen også ser på metanutslipp alene pga. gyldighet for gassmotorer

<sup>lv</sup> PN - tall for Euro VI er  $8 \cdot 10^{11}$  [1/kWh]

<sup>lvi</sup> ETC – European Transient Cycle

<sup>lvii</sup> WHTC – World Harmonized Transient Cycle



### 11.9.1 WHSC

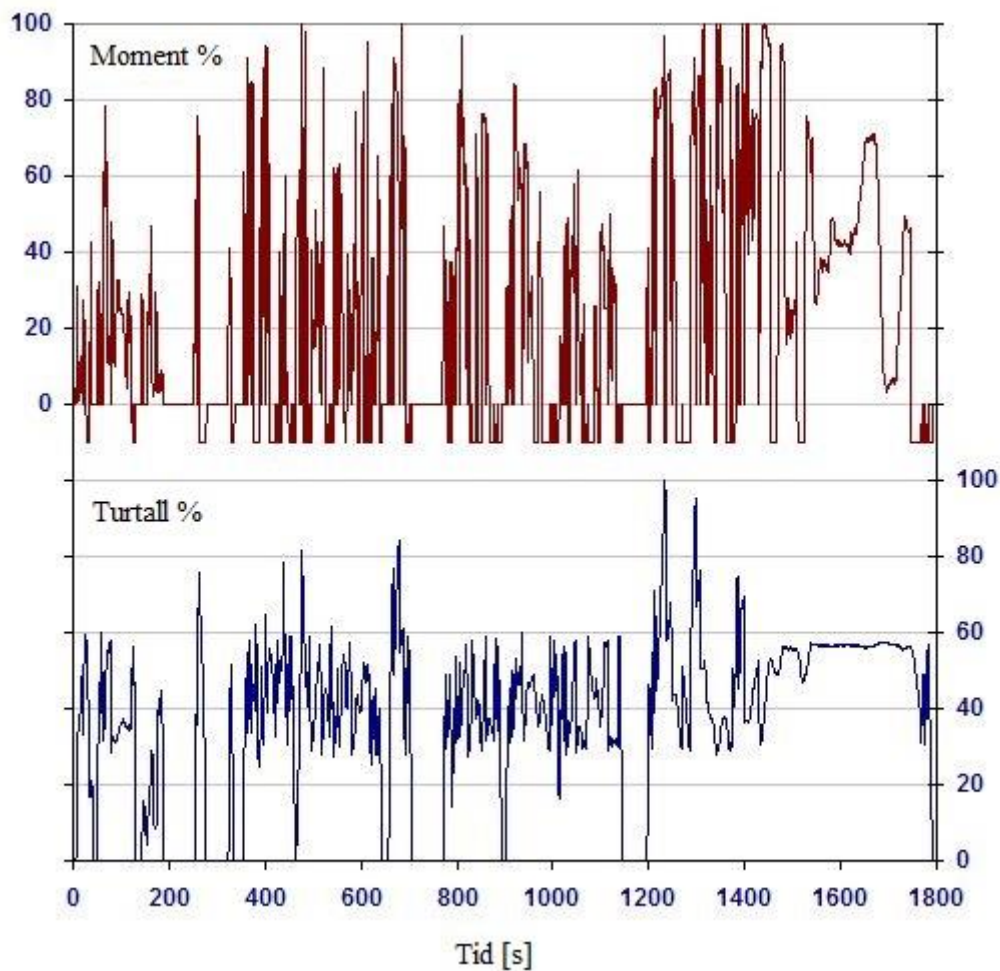
WHSC er en varmstarttest med definert turtall og last for hver modus. Den første, modus 0, kjøres ikke, men beregnes matematisk for en kjørt syklus. Modus 1 og 13 er tomgangskjøring.

Modus	Turtall [%]	Last [%]	Vektfaktor	Tidsintervall [s]
0	Kjøring	-	0,24	-
1	0	0	0,17/2	210
2	55	100	0,02	50
3	55	25	0,10	250
4	55	70	0,03	75
5	35	100	0,02	50
6	25	25	0,08	200
7	45	70	0,03	75
8	45	25	0,06	150
9	55	50	0,05	125
10	75	100	0,02	50
11	35	50	0,08	200
12	35	25	0,10	250
13	0	0	0,17/2	210
<b>Total</b>			<b>1</b>	<b>1895</b>

Tabell 25: WHSC testsyklus [62]

### 11.9.2 WHTC

Den transiente testsyklusen WHTC er langt mer avansert, da målingene er kontinuerlig over tid, ikke ved gitte punkt hvor motoren kjører stabilt.



Figur 76: WHTC testsyklus [63]

## 11.10 Nomenklatur fra motorlaboratorium

Quantity	Medium	Description / Location	Flow direction	Type 1	Type 2	Variant
F - Flow	EXH - Exhaust	ANZ - Air Intake Measuring Nozzle	I - In	M - Measured	R - Raw	WET - Våt Eksos
P - Pressure	WAT - Water	CCH - Combustion Chamber	O - Out	C - Calculated	F - Filtered	DRY - Tørr Eksos
T - Temperature	OIL - Oil	CRC - Cranc Case	X - N/A	D - Demand	A - Accumulated	VOL - Volumbasis
HUM - Humidity	AIR - Air	CRD - Con Rod		A - Average		NRM
LVL - Level	GAS - Gas	CCH - Combustion Chamber		X - N/A		NRMIS
VLM - Volume	DIE - Diesel	CRH - Cranc House		G - Given Value		ABS - Absolutt
MAS - Mass	HVY - Heavy Fuel	DDT - Diesel Day Tank				REL - Relativ
SPC - Specific	BLG - Blow By Gas	DIF - Diesel Filter				ADEC
DNS - Density	FUE - Fuel in general	DIN - Diesel Inlet				CANBUS
WAT - Water	BIO - Biofuel	DPM - Diesel Pump				PR_INJ
POW - Power		DYN - Dyno				
		EBC - Exhaust Pipe Before Catalyst				
		EBL - Engine Block				
		ENG - Engine in general				
		EXH - Cylinder Exhaust Outlet				
		FLW - Flywheel				
		FRK - Fuel Rack				
		GBD - Generator Bearing Drive End				
		GBF - Generator Bearing Free End				
		GEN - Generator				
		GWU - Generator Winding U				
		GWV - Generator Winding V				
		GWV - Generator Winding V				
		GWV - Generator Winding V				
		GWV - Generator Winding V				
		HUM - Humidity Sensor				

*KAPITTEL 11: VEDLEGG*

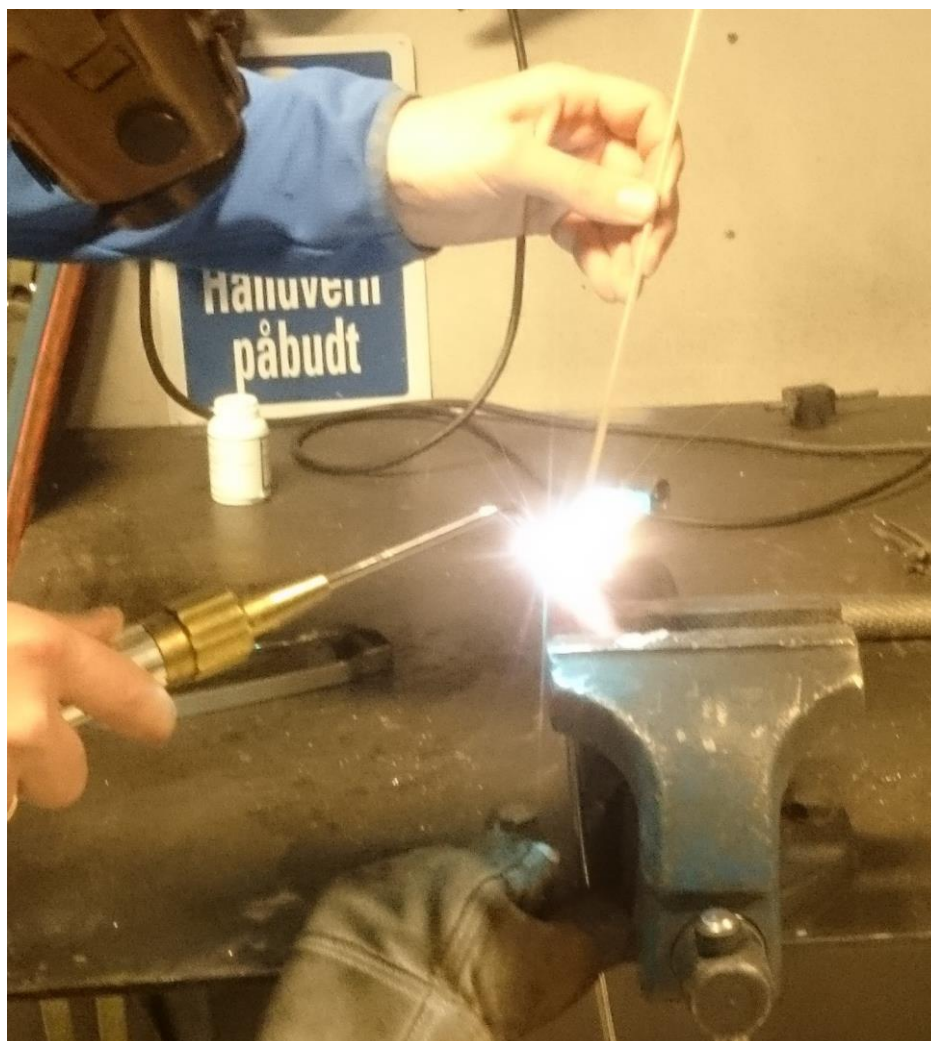
		INT - Air Intake				
		IGN - Ignition				
		INT - Air Intake				
		LEA - Leakage Measurement Device				
		MBE - Main Bearing				
		MIN - Main Injection				
		MPR - Max Pressure				
		MPRRI - Max Pressure Rise				
		NXS - NOx Sensor				
		NZL - Diesel Injection Nozzle				
		PIS - Piston				
		PME - Particle Measurement				
		PTR - Powertrain				
		REC - Receiver				
		TRO - Trottle				

## 11.11 AVL 415 kommunikasjonskomponent



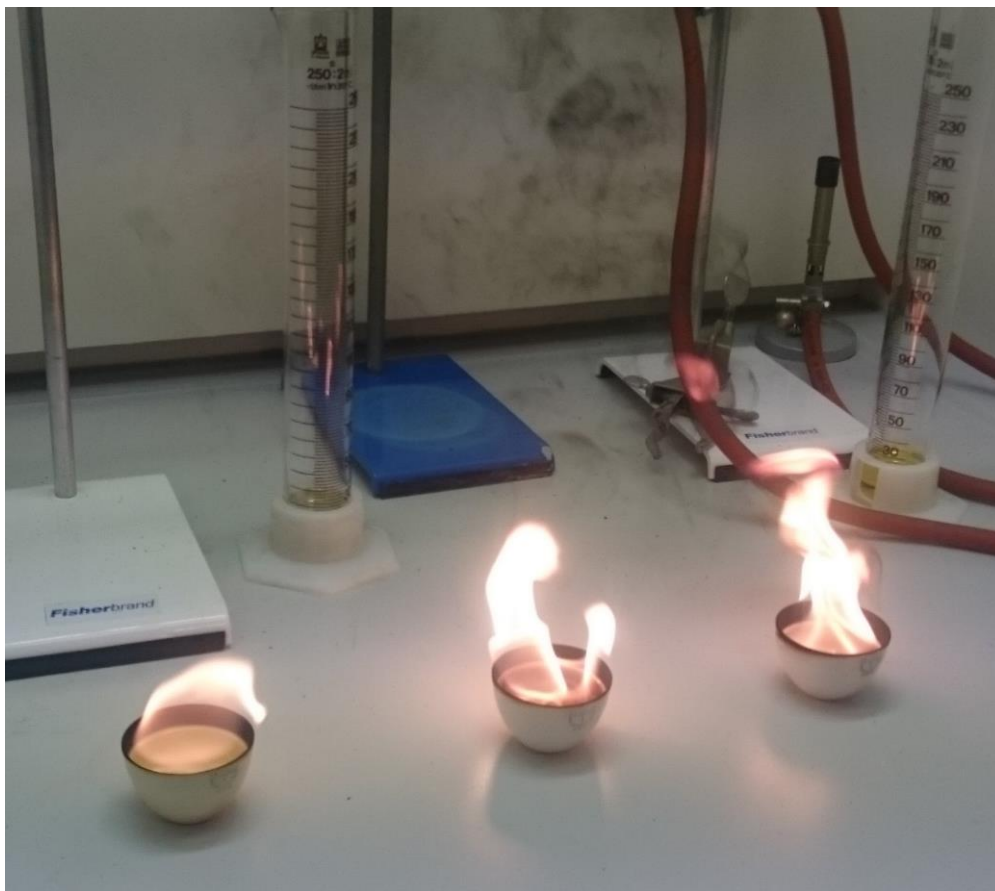
Bilde 49: HIB232CP - transmitter/mottaker

## 11.12 Lodding av innsprøytningsstrykkadater

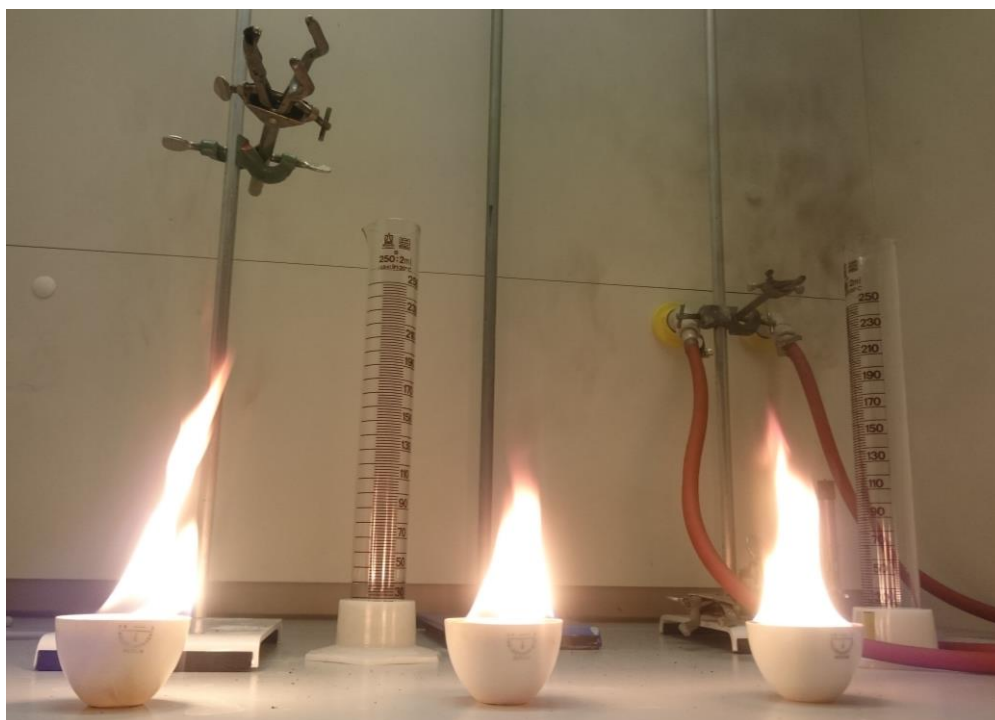


Bilde 50: Lodding av innsprøytningsstrykkadaper

11.13 Forbrenningstest av diesellojjer – bilder



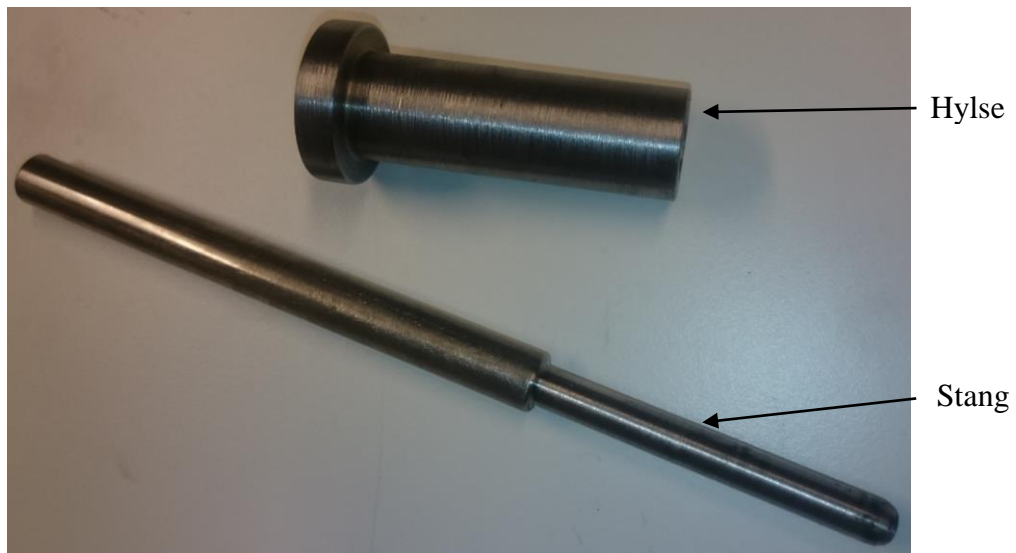
Bilde 51: Forbrenningstest bilde 2



Bilde 52: Forbrenningstest bilde 3

### 11.14 Måling av innsprøytningsstart

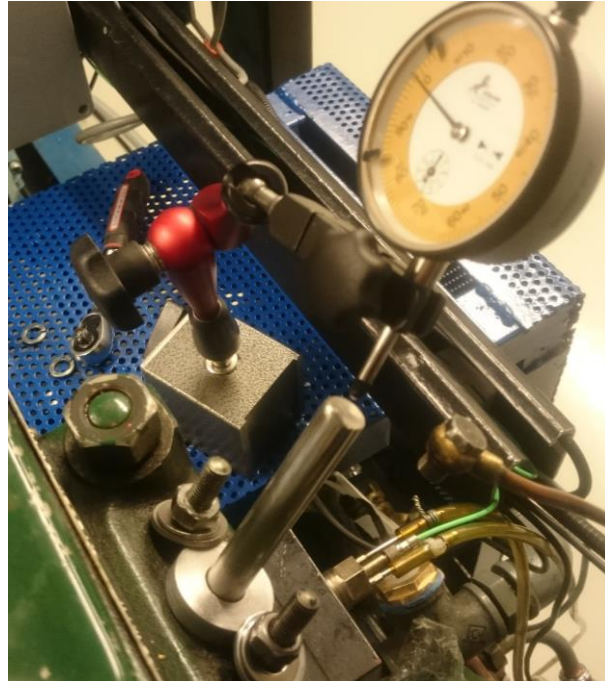
Siden det ikke var mulig å kjøre testene med innsprøytningsstrykkmåling var det nødvendig å finne ut når pumpen begynte levering av brennstoffet. For å kunne bestemme dette nøyaktig var det viktig å vite når stempelet stod i ØD. Det ble konstruert et verktøy bestående av en hylse og en stang som passet med liten toleranse ned i dysehullet.



Bilde 53: Verktøy for måling av ØD

Stangen fikk nøyaktig vinkel ved at den gikk gjennom hylsen, slik at den traff stempelbollen med akkurat den samme vinkelen hver gang. Når stempelet beveger seg opp og ned, vil stangen bevege seg ut og inn. Det ble målt med en måleklokke, for å finne ut når stempelet stod i ØD.





**Bilde 54: Måling av øvre dødpunkt**

For å sikre helt nøyaktige målinger ble det også foretatt målinger noen tideler før ØD og tilsvarende etter ØD, for å beregne midtpunktet. Dette punktet ble notert på svinghjulets tannkrans. Starten på innsprøytingen ble funnet ved bruk av «spill» metoden. Olje med et statisk trykk ble koblet inn på pumpen. Et åpent rør med minimum 90° vinkel ble montert ut fra pumpen.



**Bilde 55: Vinkelrør til testing av leveringstidspunkt fra pumpe**

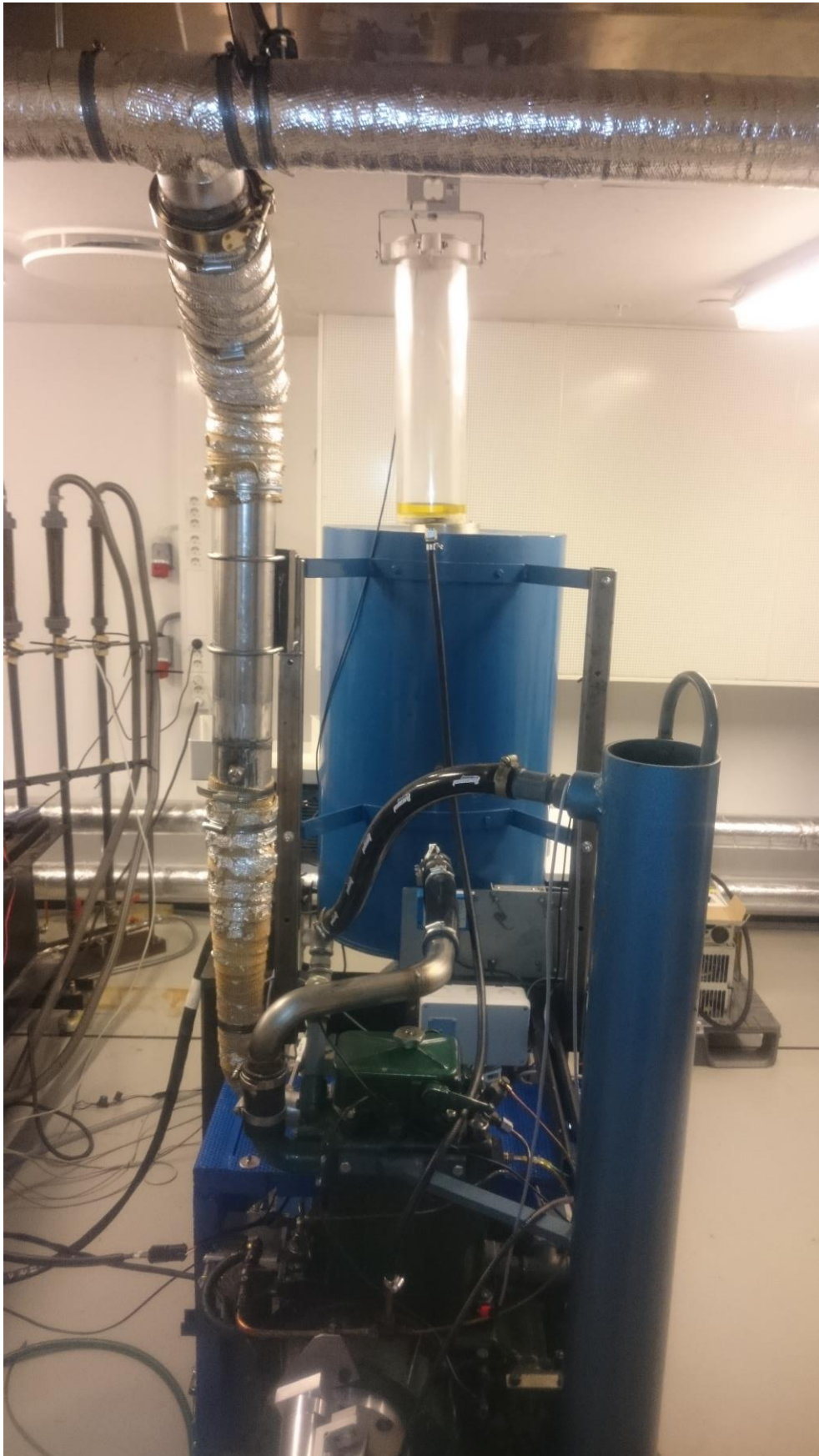
Når pumpestempelet stod nederst, i åpen posisjon, rant oljen rett gjennom og ut røret. Motoren ble rotert forsiktig helt til det øyeblikket hvor pumpen steg forbi lukkepunktet, beskrevet i

kapittel 3.4. Da pumpestempelet gikk forbi åpningshullet sluttet det å renne olje ut av røret. Åpningspunktet ble lest av på tannkransen i forhold til ØD. På Petter-laboriemotoren ved HiB var det 26 veivgrader før ØD. Dette var 2 veivgrader tidligere enn motoren ble spesifisert for ifølge verkstedshåndboken [64].

### **11.15 Eksossystem**



**Bilde 56: Eksosystem motorlaboratorium**



Bilde 57: Eksosrør fra Petter-laboriemotor