

Tilpasning av elektronisk innsprøytningsystem, type Common Rail, for en én-sylindret dieseldrevet laboratoriemotor

Masteroppgave i Energi

Termiske Maskiner, drift og vedlikehold

Jarle Tingstad



Det matematisk-naturvitenskapelige fakultet

Universitetet i Bergen

1. Juni 2017

<i>Rapportens tittel:</i> Tilpasning av elektronisk innsprøytningsystem, type common rail, for en én-sylindret dieseldrevet laboratoriemotor	<i>Dato:</i> 01.06.2017
	<i>Rapportnummer:</i> 1
<i>Forfatter:</i> Jarle Tingstad	<i>Antall sider u/vedlegg:</i> 94
	<i>Antall sider vedlegg:</i> 33
	<i>Antall elektroniske vedlegg:</i> 1
<i>Studieretning:</i> Master i Energi	
<i>Veileder ved studieretning:</i> Lars Magne Nerheim Peter Edgar Koch	<i>Gradering:</i> Ingen

<i>Oppdragsgiver:</i> Høgskolen på Vestlandet	
<i>Kontaktperson:</i> Lars Magne Nerheim	<i>Telefon:</i> 900 45 816

<i>Sammendrag:</i> Rapporten tar for seg ombygging og tilpasning av elektronisk styrt innsprøytning på en dieseldrevet laboratoriemotor. Innsprøytningsens betydning på ytelse og utslipp beskrives og viser mulighetene som ligger i større kontroll på innsprøytningsforløpet. En referansekjøring og analyse av eksisterende system danner grunnlag for tilpasningen. Etter ombygging, tilpasning og testkjøring konkluderes det at motorens sotutslipp og forbrenningshardhet er kraftig redusert. I tillegg er motoren blitt et bedre verktøy i undervisningssammenheng og forskning på alternative brennstoffer.	
Høgskolen på Vestlandet – Avd. Bergen Avdeling for ingeniør- og økonomifag Postadresse: Postboks 7030, 5020 Bergen Tlf. 55 58 77 90, Fax: 55 58 77 90	Besøksadresse: Inndalsveien 28, Bergen E-post: post@hib.no Hjemmeside: http://www.hvl.no

<i>Stikkord:</i> dieselmotor, common rail, innsprøytning, elektronisk, kalibrering, PHIW
--

Sammendrag

En moderne dieselmotor møter stadig strengere krav til ytelse og utslipp ved å benytte avansert teknologi, blant annet i forbindelse med innsprøytingen av brennstoff. Elektroniske innsprøytingssystemer bruker avanserte mikroprosessorer og hurtige aktuatorer til å sprøyte inn nøyaktig utregnede brennstoffmengder ved varierende trykk og tidspunkt i henhold til motorens driftspunkt.

Denne avhandlingen tar for seg de driftstekniske aspektene når HVL sin laboratoriemotor fra 60-tallet skal bygges om med et moderne elektronisk common rail innsprøytingssystem. Med avansert datastyring og programvare vil innsprøytingen programmeres med målsetning om reduserte sotutslipp og jevnere forbrenning.

Innledende resultater viser svært lovende tendenser i henhold til utslipp og mekanisk belastning. Ved at kritiske innsprøytingsparametere kan tilpasses i sanntid samtidig som at resultatene overvåkes med motorens avanserte indikering- og monitoreringssystem har motoren fått et tilført aspekt som vil gagne fremtidig undervisning og forskning på alternative brennstoffer.

Abstract

A modern diesel engine meets stringent demands in efficiency and emissions by adapting advanced technology. The technological advancements include the fuel injection system where advanced micro processing and fast actuators inject exact volumes of fuel, at varying pressure and timing in terms of the engines operating point.

This thesis explains the programming and operational aspects when HVL's laboratory diesel engine is rebuilt with a modern electronic common rail fuel injection system. The advanced software and hardware used in the rebuild enables the injection to be programmed with a main goal of reduced soot emissions and smoother combustion.

Initial results show very good tendencies in terms of emissions and mechanical loading. Additionally, the rebuild has given the engine operator the ability to control the key injection parameters in real-time, while monitoring the results with advanced indicating systems. By this, the laboratory engine has gained an important aspect which will improve the teaching and the results from research on alternative fuels.

Forord

Følgende prosjekt er utført som besvarelse til undertegnedes masteroppgave i energi ved Universitetet i Bergen (UiB). Spesialiseringen i termiske maskiner – drift og vedlikehold, er et samarbeid mellom UiB og Høgskolen på Vestlandet (HVL) sin avdeling i Bergen.

Oppgavens tema ble valgt på bakgrunn av undertegnedes interesse for dieselinnsprøytning og Institutt for maskin- og marinfag ved HVL sitt ønske om å modernisere sin dieseldrevne laboratoriemotor. Grunnleggende litteratursøk og bakgrunnsmateriale ble utført som en semesteroppgave, høsten 2016, i faget ”Termiske Maskiner – Fordypning”. Arbeidet med hovedoppgaven startet 3. Januar 2017 og ble avsluttet 1. Juni 2017.

Prosjektets omfang og tekniske vanskelighetsgrad har medført forsinkelser ved ombyggingen og det ble dermed mindre tid til å tilpasse systemet enn opprinnelig ønsket. Dette medfører at deler av prosjektets målsetning har måttet utgå, og erstattes med forfatterens anbefaling til fremtidig arbeid. Det har allikevel lyktes å få på plass en operativ motor med elektronisk kontrollert innsprøytning. Motoren viser svært gode tendenser i forhold til sotutslipp, og i så måte er hovedmålsettingen oppnådd.

Ombyggingen som er foretatt i dette prosjektet har vært en omstendelig prosess, som har krevet kunnskap over et bredt register. I så måte vil jeg rette en stor takk og honnør til HVL sine laboratorieingeniører Daniel Gjelsvik, Harald Moen og Trond Magne Aas for sitt engasjement og faglige dyktighet. Takk til Eirik Wik Haug (Allmenn Maskinteknikk) og Johan Bruvik (Undervannsteknologi) som har utført de praktiske arbeidsoppgavene med presisjon svar på sin bacheloroppgave.

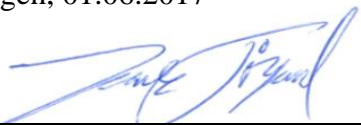
Jeg vil rette en stor takk til mine veiledere Lars Magne Nerheim og Peter Edgar Koch for kyndig og dedikert veiledning. Kompetansen innen motorfaget som besittes disse imellom er imponerende og har kommet undertegnede til stor nytte under dette prosjektet.

Til gjengen på kontoret, Jan Harald Langeland, Erlend Nygård, Einar Stangeland, Nelu Munteanu og Christoffer Stenerud. Takk for faglige diskusjoner, oppmuntring, og hjernedød underholdning.

Jeg må takke min familie for mulighetene dere har gitt meg, og ikke minst støtten og tålmodigheten.

Til min samboer Carina - Takk for at du får meg til å glemme dieselinnsprøytning og andre faglige utfordringer på hjemmebane.

Bergen, 01.06.2017



Jarle Tingstad

Innholdsfortegnelse

1	Introduksjon	1
1.1	Bakgrunn	1
1.2	Problemstilling.....	1
1.3	Avgrensing i omfang	2
1.4	Metode	2
1.5	Struktur	3
2	Motorlaboratoriet på HVL	4
2.1	Petter Diesel PH1W	4
2.2	Belastningsutstyr og momentmåling	7
2.3	Datasamling og indikeringsystem	8
3	Innsprøytningsystemets betydning for dieselprosessen.....	15
3.1	Direkteinnsprøytning	16
3.2	Diffusjonsforbrenning og luftutnyttelse	16
3.3	Innsprøytningstidspunkt, tenningsforsinkelse og oppdeling av innsprøytning	21
3.4	Innsprøytnings innvirkning på ytelse og avgassutslipp	26
3.5	Oppsummering - Innsprøytningsparametere	31
4	Elektronisk styrt Common Rail innsprøytnings-system.....	32
4.1	Oppbygning	32
5	Ombygging til Common Rail på Petter Diesel PH1W	39
5.1	Komponenter for ombygging av Petter Diesel PH1W	39
5.2	Dysegeometri for CR-systemet	43
5.3	Øvrige givere	49
5.4	Blokkdiagram – Laboratoriemotor med common rail innsprøytning.....	51
6	Referansedata og motoranalyse av Petter Diesel PH1W	53
6.1	Referansedata.....	53
6.2	Motorkarakteristikk og analyse	57
6.3	Valgte grenseverdier basert på referansedata	68
7	Kalibrering av Common Rail innsprøytning på Petter Diesel PH1W	69
7.1	Generelle innstillinger	69
7.2	Variable parametere – Første oppstart.....	73
7.3	Funksjonstest og oppstart	76

7.4	Justering av målsetning i henhold til prosjektets tidsmessige status.	78
7.5	Referansekjøring og logging av Petter PH1W med common rail innsprøytning	79
8	Resultater.....	80
8.1	Relative forskjeller mellom PLN og CR	80
8.2	Datagrunnlag for videre optimalisering av CR.....	86
9	Diskusjon.....	90
9.1	Sammenligning PLN vs. CR	90
9.2	Strategi for optimalisering av CR innsprøytning.....	91
9.3	Usikkerheter og mulige feilkilder.....	92
10	Oppsummering	93
10.1	Konklusjon.....	93
10.2	Anbefaling for videre arbeid.....	94
11	Vedlegg	95
	Vedlegg 1 - Lister Petter PH1W	95
	Vedlegg 2 – Horiba måleprinsipp	97
	Vedlegg 3 - AVL 415 Smoke meter [36].....	99
	Vedlegg 4 – Datablad trykksensor. Kistler 7061B.....	100
	Vedlegg 5 – EURO utslippsgrenser [37].....	102
	Vedlegg 6 – IMO Tier utslippsgrenser for skipsfart [38].....	103
	Vedlegg 7 – Studie av innsprøytningparametere fra Agarwal et al. [11].....	104
	Vedlegg 8 - NIRA Input/Output.....	106
	Vedlegg 9 - Arbeidstegning sendt til DUAP. Av E.W. Haug og J. Bruvik	107
	Vedlegg 10 – Strømningstest dyse #1 og dyse #2 etter Q100 standard. Utført av DUAP Sveits.	109
	Vedlegg 11 – Arbeidstegning dyse. Produsert av DUAP	110
	Vedlegg 12 – Feilkilder og feilsøking ifm referansekjøring	111
	Vedlegg 13 – Kalibreringskurver Labview Setmoment.....	115
	Vedlegg 14 – Motorkarakteristikk for 1200, 1650 og 1800 rpm	116
	Vedlegg 15 - Forbruk per turtall i mg/slag. 10.03.17.....	119
	Vedlegg 16 – Beregning formfaktor	121
	Vedlegg 17 – Excel plot, innsprøytningensvarighet [°CA]	122
	Vedlegg 18 – Innsprøytningensvarighet ved oppstart.....	123
	Vedlegg 19 – Varmeomsetning for 1500 rpm og 30 Nm. FIP 800 og 700 bar.....	124

Vedlegg 20 – Utrekning av ISFC basert på λ	125
Vedlegg A – Brennstoffegenskaper og cetan-tallet.....	126
12 Kilder.....	128

Forkortelser

AFR	Air Fuel Ratio - Forhold mellom luft og brennstoff
APP	Acceleration Pedal Position
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Break Specific Fuel Consumption
CA	Crank Angle – Grad veivinkel
CO	Karbonmonksid
CR	Common rail
csd	Crank shaft degrees – Grad veivinkel i NIRA rk
DI	«Direct Injection» - Direkteinnsprøyting
ECM	Electrochemical Machining
ECU	Engine Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
FIP	Fuel Injection Pressure
HC	Uforbrente hydrokarboner
IMEP	Indicated mean effective pressure - Indikert middeltrykk
ISFC	Indicated specific fuel consumption – Indikert spesifikt brennstofforbruk
NA	Naturally Aspirated – Selvpustende motor (ikke turbo- eller superladet)
ND	Nedre dødpunkt – Stempelet står i bunn i sylindere
NO _x	Nitrogenoksid
PCV	Pressure Control Valve
PLN	Pump Line Nozzle
PM	Sot og partikler i avgass
rpm	Revolutions per minute – Omdreininger per minutt
RPS	Rail Pressure Sensor
SOI	Start of Injection
UIS	Unit Injector System
UPS	Unit Pump System
VCO	Valve Covered Orifice
ØD	Øvre dødpunkt – Stempelet står i toppen i sylindere

Formler

Formel 1: Brennstofforbruk	44
Formel 2: Innsprøytningsperiode	44
Formel 3: Volumstrøm per tidsenhet	45
Formel 4: Gjennomstrømning i skarpkantede dyser	45
Formel 5: Trykkfall over dysehullene	45
Formel 6: Areal dyseboring	46
Formel 7: Diameter dyseboring	46
Formel 8: Innsprøytningsstid	71
Formel 9: Tilbakeregning til formfaktor	71

Figurer

Figur 1 - Lister Petter PH1W. [4]	4
Figur 2 – Unit Pump System. [1]	5
Figur 3 - Typisk FIP og nåleløft som funksjon av veivinkel for et kamstyrt system. [1]	6
Figur 4 – Typisk FIP i forhold til innsprøytet volum og motorens hastighet for et kamakseldrevet system. [1]	6
Figur 5 - El-motor opplagret mot lastcelle	7
Figur 6 – Oppsett av laboratoriemotorens data- og indikeringssystem. Utfyllende informasjon om de ulike parametere finnes i tabell 2.	9
Figur 7 - Horiba PG-350 avgassmåler. [5]	10
Figur 8 - AVL Indikeringssystem. [3]	12
Figur 9 - Kistler trykksensor, modellnummer 7061B. [6]	12
Figur 10 - Skjerm bilde fra AVL IndiCom under referansekjøring 10.03.17	13
Figur 11 - Skjerm bilde detalj fra AVL IndiCom under referansekjøring 10.03.17	14
Figur 12 - Påvirkende faktorer på forbrenningen i dieselmotorer [9]	15
Figur 13 - Diesel direkteinnsprøytning. [1]	16
Figur 14 - Diffunderende dieselflamme [10].	17
Figur 15 - Sylindetrykkforløp og nåleløft ved full- og delbelastning [9]	17
Figur 16 - Innsprøytningsstrykkets innflytelse på sort røyk og brennstoff-forbruk [1]	18
Figur 17 – CR injektorer. Magnetventil og piezo. [14]	20
Figur 18 – Kontakt mellom dysenål og dyse. VCO (Valve Covered Orifice), conical sac hole og cylindrical sac hole. [14]	20
Figur 19 – Dysehull-geometri. Boring (1), lengde (2), Avrundet innløp (3), Grad av konisk diameter (4) [14]	21
Figur 20 - Oppsummering av innsprøytningsparametere. Representert som PLN system. Laboratoriemotorens system virker etter dette prinsippet [15].	22
Figur 21 – Sammenligning mellom lang og kort tenningsforsinkelse	23
Figur 22 - Sylindetrykk ved del-belastning og varierende mengde pilotinnsprøytning. [14].	24
Figur 23 – Innsprøytningshendelser ved varierende hastighet og belastning. [17]	25

Figur 24 – Effekt av pilot og etter-innsprøyting. [17].....	25
Figur 25 – Brennstofforbruk [g/kWh] i forhold til SOI og varighet ved 50% last. [1].....	26
Figur 26 - NOx-utslipp [g/kWh] som funksjon av innsprøytingsstart og varighet ved 50% last. [1]	27
Figur 27 - Utslipp av HC [g/kWh] i forhold til innsprøytingsstart og varighet ved 50% last. [1]	28
Figur 28 - Utslipp av NOx og HC som funksjon av SOI. [1]	29
Figur 29 - Sot-utslipp [g/kWh] i forhold til innsprøytingsstart og varighet ved 50% last. [1]	29
Figur 30 - Partikkelutslipp i forhold til NOx [9].....	30
Figur 31 - Oppsummering av innsprøyting og driftsparametere.....	31
Figur 32 - Generell oppbygning av et elektronisk styrt CR innsprøytingssystem [14].....	32
Figur 33 – Tverrsnitt. Bosch radial stempelpumpe med 3 stempler. [1].....	33
Figur 34 - FIP over hastighet. Sammenligning av CR, UIS og PLN. [21]	35
Figur 35 – Bosch CR Solenoid injector prinsipp. [14].....	36
Figur 36 – Bosch Piezoelektrisk injektor. [23]	37
Figur 37 – Bosch EDC oppsett. [26]	38
Figur 38 - NIRA i7r. [28]	40
Figur 39 - Bosch CP3 Pumpe montert til elektromotor. Bildet er tatt fra systemets funksjonstest. Foto: E.W. Haug og J. Bruvik.....	41
Figur 40 - Bosch Rail. A6110700395. Foto: E.W. Haug og J. Bruvik	41
Figur 41 - Bosch injektor. 0445110 078.	42
Figur 42 - FIP og volumstrøm med CR (rød) og kamdrevet pumpe og dyse (blå).....	43
Figur 43 - Bosch dyse, DLLA. Bildet viser en av de ferdigproduserte dysene med boringer utført av DUAP. Foto: Daniel Gjelsvik.....	44
Figur 44 – Petter PH1W illustrasjon av injektorens plassering i forbrenningsrommet. [3].....	47
Figur 45 - Ferdigprodusert dyse fra DUAP. Foto: Daniel Gjelsvik.....	48
Figur 46 - Tannkrans påmontert veivakselen.....	49
Figur 47 - Honeywell 1GT Series Gear Tooth Sensor.....	50
Figur 48 – Pådragsposisjon. Pådrag settes som prosentverdi og stabilt turtall opprettholdes ved å endre mengde brennstoff i henhold til belastning.....	51
Figur 49 – Blokkdiagram. CR oppsett etter ombygging.....	52
Figur 50 – Luftoverskudd over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.....	55
Figur 51 – Eksostemperatur over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.....	56
Figur 52 – Sot over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.....	56
Figur 53 – Motorkarakteristikk for 1200, 1500, 1650 og 1800 rpm. Parametere som funksjon av IMEP.....	58
Figur 54 – Motorkarakteristikk for 1500 rpm. Parametere som funksjon av IMEP	59
Figur 55 – Masse brennstoff per slag over belastning ved 1500 rpm. 10.03.17. Øvrige turtall i vedlegg 15.	60

Figur 56 – Sotutslipp over belastning for 1500rpm. 10.03.17	61
Figur 57 – Sotutslipp over BMEP. For høyt turtall (stiplet linje) og optimalt turtall (hel linje) for direkteinnsprøytet NA motor fra ca. 1970. [32]	61
Figur 58 – Sotutslipp over BMEP for direkteinnsprøytet NA motor fra ca. 1970. Stiplet linje viser tenning ved 20°C _A før ØD og hel linje 12°C _A før OD. Røykgrense for Europa er merket ved ca. 3,2 FSN. [32]	62
Figur 59 – Sammenligning av sotutslipp ved tenning 12°C _A før ØD fra figur 44 mot referansekjøring av PH1W 10.03.17.	62
Figur 60 – Trykk-volum diagram. PH1W med PLN innsprøytning. 1500rpm.....	63
Figur 61 – Sylindetrykk over veivinkel, 1500rpm 10.03.17.....	64
Figur 62 - Tilført energi over veivinkel, 1500rpm, 30Nm. 10.03.17	66
Figur 63 – Trykkgradient ved 1500 rpm og 30 Nm. 10.03.17	68
Figur 64 – Excel plot «Injector Conv Time»	72
Figur 65 – «Injector Conv Time» plot kopiert til NIRA rk.....	73
Figur 66 – Injector Angle Main.....	74
Figur 67 – Injector Angle Main 3D.....	74
Figur 68 - FIP over innsprøytningensmengde i prosent av definert maksimum drivstoffmengde. Innsprøytningensvarighet 25°C _A	75
Figur 69 – Fuel Pressure Setpoint. FIP i MPa i forhold til turtall og innsprøytet mengde.	76
Figur 70 – Skjerm bilde fra Oscilloskop under systemets funksjonstest. Her ser man signalet til injektoren i blått, trykksensoren i lilla, railtrykket i lys blått, og signal fra veivakselen i gult.77	77
Figur 71 – Den røde prikken i NIRA rk viser motorens driftspunkt i sann-tid. De markerte cellene rundt viser hvilke verdier som inngår i beregningen, i dette tilfellet av SOI.....	77
Figur 72 – Trykkurve fra Indikeringssystemet fra første oppstart 18.05.17	78
Figur 73 – Sammenligning av utslipp av sot over belastning for PLN vs. CR ved 1500 rpm. 81	81
Figur 74 – Sot over luftoverskudd ved 1500 rpm og 7,5-30 Nm. PLN vs. CR og målsetning for sotutslipp.....	82
Figur 75 – Luftoverskudd over belastning for PLN vs. CR ved 1500 rpm.....	82
Figur 76 – IMEP over belastning for PLN vs. CR ved 1500rpm.....	83
Figur 77 – Tilført energi over veivinkel for PLN vs. CR ved 1500 rpm og 30Nm. Pinn=900 bar og SOI 12,5°C _A	83
Figur 78 - Tilført energi over veivinkel for PLN vs. CR ved 1500 rpm og 30Nm. Pinn=600 bar og SOI 16°C _A	84
Figur 79 – Motorkarakteristikk som funksjon av IMEP. Sammenligning mellom CR og PLN. 1500 rpm.	85
Figur 80 – Utslipp av sot over FIP og varierende SOI.....	86
Figur 81 – Sylindetrykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 800 bar og varierende SOI.	87
Figur 82 - Sylindetrykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 600 bar og varierende SOI.	88
Figur 83 - Sylindetrykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 400 bar og varierende SOI.	88

Figur 84 – Trykkgradient for homogen forbrenningsfase ved 800 bar FIP og varierende SOI. 1500rpm, 15 Nm.	89
Figur 85 - Trykkgradient for homogen forbrenningsfase ved 600 bar FIP og varierende SOI. 1500rpm, 15 Nm.	89

Tabeller

Tabell 1 - Motorinformasjon. Petter Diesel PH1W.....	5
Tabell 2 – Oversikt over loggførte parametere ved laboratorieforsøk.....	11
Tabell 3 – Kalkulasjon av dysegeometri.....	47
Tabell 4 – Geometri dyser fra DUAP sammenlignet med original Bryce dyse.....	48
Tabell 5 – Referansekjøring 10.03.17.....	54
Tabell 6 – Resultater fra referansekjøring 10.03.17.....	55
Tabell 7 – Tenningsstidspunkt og tenningsforsinkelse for PH1W med PLN innsprøytning. 10.03.17.....	65
Tabell 8 – Preliminære grenseverdier for Petter Diesel.....	68
Tabell 9 – Oversikt over generelle innstillinger i NIRA rk.....	70
Tabell 10 – Resultater fra testkjøring med CR innsprøytning. 25.05.17. Logget etter metode 1.	80
Tabell 11 – Utslipp av sot. Sammenligning mellom PLN og CR. CR1 fra punkter med lavest utslipp. CR2 fra punkter med høyest utslipp.....	81
Tabell 12 – Resultater fra testkjøring 25.05.17. Metode 2.....	86
Tabell 13 – ISFC ved varierende FIP og SOI. 1500 rpm og 15 Nm.....	87

1 Introduksjon

1.1 Bakgrunn

I motorlaboratoriet ved Høgskolen på Vestlandet benyttes en én-sylindret dieselmotor med moderne indikerings- og datasamlingsutstyr. Motoren brukes til undervisning og forskning – med særlig fokus på biodrivstoffers innvirkning på ytelse og utslipp. Motoren er av eldre årgang, og det ønskes å modernisere motoren for å øke relevansen til de utførte forsøkene. Innsprøytingen av brennstoff i en dieselmotor har stor betydning for forbrenningsforløpet. En moderne dieselmotor med elektronisk kontrollert innsprøyting gjør det mulig å kontrollere flere aspekter ved innsprøytingen - Blant annet innsprøytingstrykk (Fuel Injection Pressure - FIP), innsprøytingstidspunkt (Start of Injection – SOI), innsprøytningsrate og eventuelt oppdeling av innsprøytingen i flere faser [1]. Moderne mikroprosessorteknologi og mekatronikk har dermed gjort det mulig for dieselmotoren å nå tøffe utslippskrav, samtidig som effektiviteten er overlegen alternative forbrenningsmotorer [2].

Ved ombygging og tilpasning av laboratoriemotoren på HVL til elektronisk innsprøyting av typen common rail (CR) vil man forsterke relevansen og læreutbyttet ved funksjonen til en moderne dieselmotor, samt forbedre resultatene fra tester av alternative brennstoffer.

1.2 Problemstilling

Ombyggingen av motoren byr på konstruktive og driftstekniske utfordringer. Arbeidsoppgavene for denne avhandlingen begrenser seg til de driftstekniske parameterne omkring styring av brennstoffinnsprøytingen. Etter at innsprøytingssystemet er installert på motoren må innsprøytningsforløpet programmeres i henhold til motorens driftspunkt, og innenfor bestemte grenseverdier. Det nye elektroniske systemet vil ha høyere og variabelt FIP, samt større frihet i forhold til SOI og leveringsrate. Målsetningen er delt i tre faser:

- 1) I første fase ønskes det å oppnå stabil motordrift på utvalgte belastningspunkter ved 1500 omdreininger i minuttet (revolutions per minute – rpm). Ved disse punktene er det målsetning om at motorens brennstofforbruk (Break Specific Fuel Consumption - BSFC) og utslipp av sot forbedres med 10% og at trykkoppbygningen i sylindren blir mindre brå.

- 2) I andre fase skal motorens driftspunkt utvides til å omfatte flere turtall. Et hovedmål er å oppnå bedre luftutnyttelse og dermed ytterligere reduksjon i sotutslipp. Dette vil innbefatte ytterligere optimalisering av FIP og SOI i forhold til de forskjellige driftspunktene.
- 3) I fase nummer tre er det ønskelig å dele opp innsprøytingen i flere faser, med såkalt pilotinnsprøyting. Et hovedmål er å oppnå jevnere forbrenning, med lavere trykk- og temperaturspisser. Det vil deretter undersøkes hvorvidt dette fører til reduksjon i utslipp av sot og NO_x^1 , og hvordan bsfc påvirkes.

1.3 Avgrensing i omfang

Arbeidet som er utført og dokumentert i denne avhandlingen representerer 30 studiepoeng som besvarelse til hovedoppgaven i masterprogrammet i Energi ved Universitetet i Bergen. Arbeidet ble iverksatt 2. Januar 2017, og avsluttet 1. Juni 2017. Grunnleggende litteraturstudie ble utført høsten 2016 i form av en semesteroppgave på 5 studiepoeng med tittelen: «Elektroniske innsprøytingssystemer for dieselmotor – Historisk utvikling og kvalitativ sammenligning». Innhold som er gjengitt fra semesteroppgaven er kildehenvist til sitt originale opphav i denne avhandlingen.

1.4 Metode

Prosjektet krever ulike metodebruk i henhold til prosjektets fase og utvikling. Høsten 2016 og i tidlig fase av masteroppgaven er det foretatt et stort litteratursøk for å danne innblikk i oppbygningen av ulike elektroniske innsprøytingssystemer med spesielt fokus på CR. Det har blitt foretatt studier av innsprøytingsteori og hvordan ulike parametere påvirker effektivitet og utslipp. Litteraturen er fremskaffet fra høgskolens bibliotek, forelesninger om forbrenningssystemer, veileders rådgivning, publikasjoner på bibsys og generelle nettartikler.

Før ombygging ble det utført en rekke referansekjøringer, der motorens data ble loggført og analysert. Dataene, i kombinasjon med kunnskap om motorens eksisterende innsprøytingssystem, danner grunnlag for å tilpasse motorens nye innsprøytingssystem og foreta kvalitative sammenligninger etter gjennomført kalibrering.

¹ Nitrogenoksid. (kapittel 3.4.3)

Motoren bygges om med elektronisk CR system fra Bosch, hentet fra en mindre personbil. Systemet kontrolleres av en ECU (Engine Control Unit) fra det svenske motorsportfirmaet NIRA. Programmering gjøres i programvare fra NIRA der operatøren kan styre innsprøytnings forløp. Metodisk har programmeringen blitt foretatt med bakgrunn i driftsdata fra originalt innsprøytningsystem, og med kvalifiserte antakelser om hvordan det nye systemet vil innvirke på innsprøytningen og påvirke forbrenningen. Driftsdataene har blitt behandlet i Excel regneark der beregninger, analyser og sammenligninger er foretatt. Regnearket er vedlagt elektronisk til denne rapporten og har filnavn: «Refkjøring_kalibrering_PH1WCR_V2017»

I videre tilpasning og forbedring av systemet blir referansedataene lagt til grunn og innsprøytningsparametere endres på bakgrunn av teori fra litteratursøket. Testkjøringer vil sammenlignes med referansedata og foregående testkjøringer. Deretter blir videre tilpasninger foretatt empirisk ved testkjøring og optimalisering basert på data fra motorens givere og indikeringssystem.

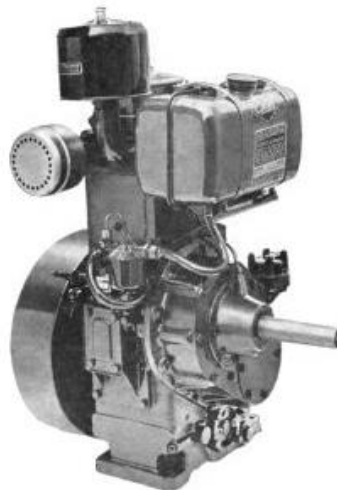
1.5 Struktur

Rapporten er delt inn i ti kapitler inkludert denne introduksjonen. Først vil det eksisterende motorlaboratoriet beskrives i henhold til sin funksjon og bruksområde i kapittel 2. I kapittel 3 og 4 beskrives det hvordan innsprøytningen av brennstoff i en dieselmotor påvirker forbrenningen og hvordan et elektronisk innsprøytningsystem av type CR kan kontrollere innsprøytningsparametere for å møte krav innen effektivitet og utslipp. Videre introduseres de konstruktive parameterne relatert til ombyggingen kortfattet i kapittel 5. Det vil her være fokus på givere og aktuatorer som er relevant i forhold til styringen av innsprøytningen. Kapittel 6 beskriver referansekjøringen som ble foretatt før ombygging og en motoranalyse danner grunnlag for endelig målsetning og tilpasning av det nye innsprøytningsystemet. Styringsenhetens innstillinger og kalibrering beskrives i kapittel 7, og resultater fra testkjøring presenteres i kapittel 8. Diskusjonen i kapittel 9 sammenligner resultatene mot data fra referansekjøringen og danner grunnlag for rapportens sammendrag og konklusjon i kapittel 10.

2 Motorlaboratoriet på HVL

I det følgende vil aktuelle laboratoriemotor og dens oppsett beskrives. De aspekter som er særlig relevant for denne avhandlingen vil bli beskrevet i detalj. For utfyllende informasjon om oppsett, datainnsamling, og analyseutstyr henvises det til rapporten «Implementering av indikeringssystem på dieselmotor og tester av dieseloiljer» av Kjetil Skaar, Juni 2016 [3]. Denne avhandlingen var første utførte prosjekt på motoren etter Høgskolens omlokalisering til Kronstad i 2014 og inneholder detaljert beskrivelse av motorlaboratoriets oppsett på tidspunktet før ombygging til CR ble påbegynt.

2.1 Petter Diesel PH1W



Figur 1 - Lister Petter PH1W. [4]

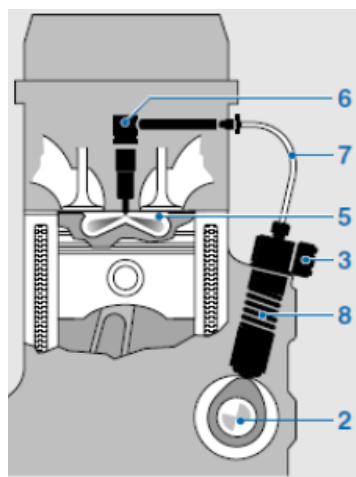
Den aktuelle motoren er en vannavkjølt, ènsylindret, selvpustende (naturally aspirated – NA) firetakts dieselmotor med 6,4 kW effekt v/2000 rpm (Figur 1). Motoren er konstruert rundt år 1960 og er sertifisert for brennoljer av lavere kvalitet enn det som brukes i dag. Dette gjør motoren svært robust og godt egnet for eksperimentelle anvendelser [3]. Tekniske data på motoren er samlet i vedlegg 1 og informasjon som er spesielt relevant for dette prosjektet er representert i Tabell 1.

Petter Diesel PH1W	
Antall sylindre	1
Ventiler	2
Motortype	4-takt
Effekt	6,4 kW
Boring	87 mm
Slaglengde	110 mm
Motorvolum	659 cm ³
Kompresjonsforhold	16,5/1
Kompresjonstrykk	37 bar
Maks sylindetrykk	72 bar
Dysens åpningstrykk	196-217 bar (Testet til 190 bar vår 2016)
Innsprøytingstidspunkt	24° før ØD ² (opp til 1650 rpm)
	28° før ØD (1651-1800 rpm)

Tabell 1 - Motorinformasjon. Petter Diesel PH1W

2.1.1 Originalt innsprøytingssystem

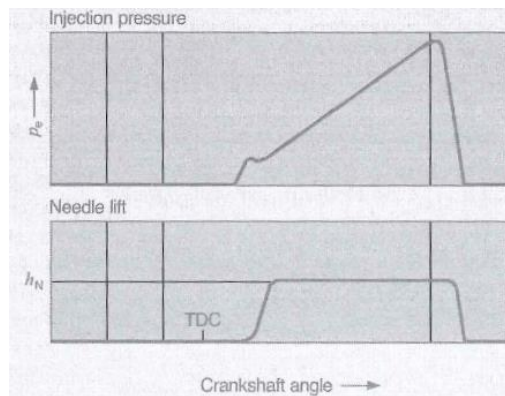
Eksisterende innsprøytingssystem er levert av Bryce Berger Ltd, og er et direkteinnsprøytet system av typen pumpe-rør-dyse (Pump Line Nozzle - PLN). Et PLN system for én sylinder vil fungere prinsipielt som et Unit Pump System (UPS) som vist i Figur 2.



Figur 2 – Unit Pump System. [1]

² ØD – øvre dødpunkt. Stempelet er posisjonert i toppen av sylindren

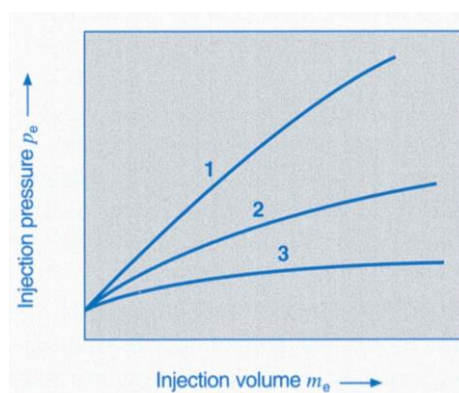
Som figuren viser består systemet av en høytrykkspumpe (8), et høytrykksrør (7) og en dyse/dyseholder (6). Pumpen drives av en kamaksling (2) som i tilfellet med 4-takts motor går med halvparten av motorens turtall. Figur 3 viser trykkoppbyggingen i systemet ved innsprøyting.



Figur 3 - Typisk FIP og nåleløft som funksjon av veivinkel for et kamstyrt system. [1]

Pumpestempelet presses av kamaslingen og følgelig øker trykket i dysen, som åpner ved et gitt trykk. Fra Tabell 1 ser vi at systemets originale åpningstrykk kan justeres mekanisk mellom 196,5-217 bar. Den nåværende dysens åpningstrykk ble testet våren 2016 og åpner for innsprøyting ved 190bar [3]. FIP øker videre gjennom innsprøytningsforløpet ettersom pumpestempelet fortrenger brennstoffet i en økende rate. Mot slutten av innsprøytingen faller trykket hurtig, og nålen stenger for dysehullene.

Felles for kamakselstyrte innsprøytingssystemer er at maksimalt FIP er avhengig av hastigheten på motoren og kamakselens utforming i større eller mindre grad. Figur 4 viser FIP over innsprøytet mengde og hastighet, der 1 representerer høy hastighet, 2 middels hastighet og 3 lav hastighet.



Figur 4 – Typisk FIP i forhold til innsprøytet volum og motorens hastighet for et kamaksel-drevet system. [1]

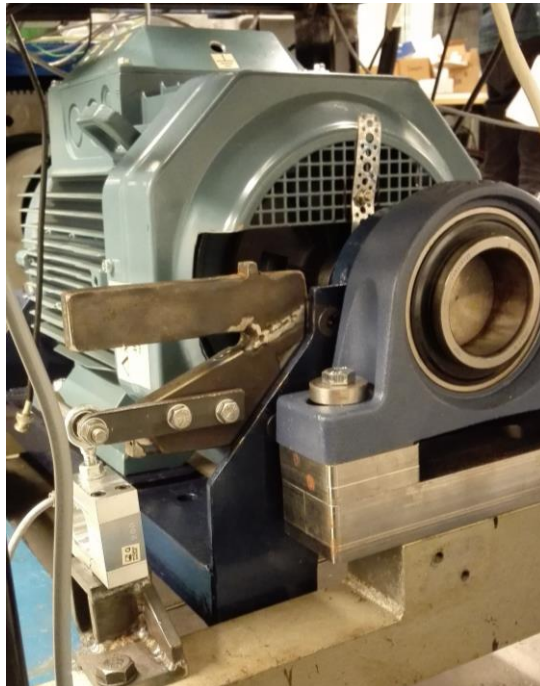
Som jeg vil vise i kapittel om innsprøytingsteknologi har FIP stor betydning på dieselmotorens forbrenningsforløp, og dette representerer dermed en særlig utfordring for kjøretøymotorer som opererer mye på lavere hastighet og delbelastning.

Det finnes per i dag ingen spesifikk informasjon på hvilket trykk som oppnås på maksimum hastighet og last for laboratoriemotoren, men tidligere avhandlinger har antatt et maksimaltrykk opp mot 500 bar ved maks hastighet og belastning.

Som vist i tabell 1 er det originale tidspunktet for innsprøyting 24°CA før ØD opp til 1650rpm og 28°CA før ØD fra 1650 til 1800rpm. Ved at motoren har blitt oppdatert med en elektronisk regulator er det ikke lenger varierende i forhold til turtall. Faktisk SOI er tidligere blitt testet og er definert til 26°CA før ØD [3].

2.2 Belastningsutstyr og momentmåling

Motoren er tilkoblet en asynkron el-motor på 400 V og 50 Hz. El-motoren er montert til en krybbe, som deretter er opplagret på kulelagre, og dermed i utgangspunktet fri til å rotere. Krybben er videre forankret til en lastcelle via en arm med kjent lengde. Når El-motoren så kjøres i generatormodus, og tar ut last ved å bremse på akslingen, vil momentet kunne beregnes ved hjelp av kraften som virker på lastcellen. Figur 5 viser hvordan el-motoren er opplagret til motorens rammeverk og armen som er fastmontert til lastcellen nede i venstre bildekant.



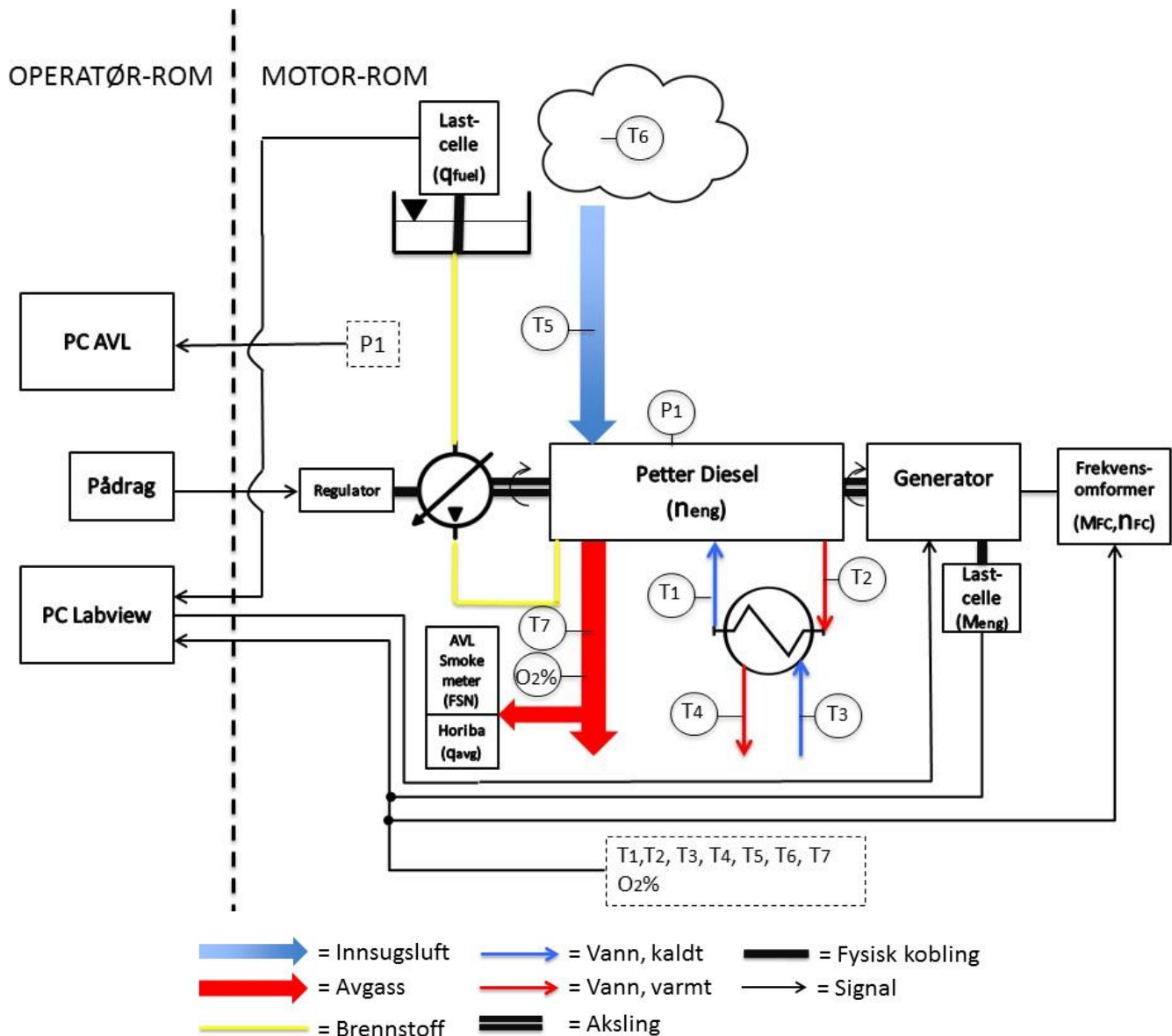
Figur 5 - El-motor opplagret mot lastcelle

Den elektriske effekten som genereres fra el-motoren føres via en frekvensomformer, som sørger for at spenningen leveres til høgskolens el-nett i 230V og 50Hz. Frekvensomformerer er levert av ABB og har modellnummer «ACS800-11-0016-3».

Det viste seg under referansekjøringene at momentmålingen fra lastcellen ikke fungerte tilfredsstillende. Dette vil utledes nærmere i kapittel 6.1.1 og 6.1.2.

2.3 Datasamling og indikeringssystem

Laboratorieoppsettet har avansert datasamling- og indikeringssystem der de viktigste parametere omkring motordriften overvåkes. Laboratorieoppsettet er illustrert i Figur 6 og utfyllende informasjon finnes i tabell 2.



Figur 6 – Oppsett av laboriemotorens data- og indikeringsystem. Utfyllende informasjon om de ulike parametrene finnes i tabell 2.

I operatørrommet er det to datamaskiner med skjerm. På den første er det utviklet et program i Labview med toveis kommunikasjon. Her får operatøren opp informasjon omkring brennstofforbruk, diverse temperaturer, samt motorens hastighet og bremsede moment fra lastcellen. Her settes også belastningen som ønskes på generatoren. På maskin nummer to er det installert indikeringsystem AVL FlexIFEM INDI. Indikeringsystemet beskrives detaljert i kapittel 2.3.1.

Avgassammensetningen måles av en portabel gassanalyser, «Horiba PG-350 Portable Gas Analyser» som vist i Figur 7 (Vedlegg 2). Analysatoren gir pålitelige målinger av NO_x, SO₂, CO, CO₂ og O₂ [5].



Figur 7 - Horiba PG-350 avgassmåler. [5]

Analysatoren har et lettlest display der verdiene kan avleses manuelt, eller man kan lagre et skjermbilde ved hjelp av en knapp på displayet.

Måling av sotutslipp utføres med filterpapirmetoden i henhold til ISO 8178. Måleinstrumentet som brukes er en «AVL 415 Smoke Meter». Informasjon om måleprinsipp finnes i vedlegg 3. Den målte verdien vises i et display på instrumentet, som deretter plottes manuelt i Labview.

Tabell 2 viser en oversikt over parametere som blir logget under kjøring av motoren. Kolonnen «output» viser hvor verdien til de ulike målingene avleses. Som man ser er det fire ulike kilder, følgelig Labview, display på AVL sotmåler, display på Horiba avgassmåler og AVL FlexIFEM INDI. Informasjonen i Labview logges automatisk og overføres til tekstfil ved operatørens kommando. Eventuell måling av sot som er plottet av operatøren inkluderes i tekstfilen. Avgassmåling fra Horiba avleses manuelt eller skjermbilde leses til minnekort.

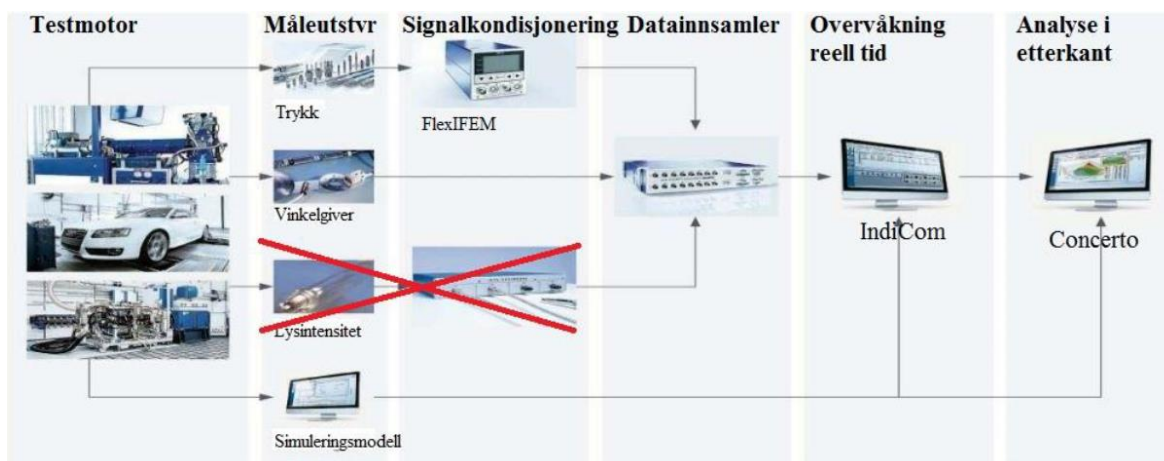
Output	Parameter	Beskrivelse	Forklaring
Labview	Temperatur [°C]	T-WAT-ENG-I (T1)	Vanntemperatur inn på motor
		T-WAT-ENG-O (T2)	Vanntemperatur ut av motor
		T-WAT-HEX-I (T3)	Vanntemperatur inn på varmeveksler
		T-WAT-HEX-O (T4)	Vanntemperatur ut av varmeveksler
		T-AIR-ENG-I (T5)	Temperatur innsugsluft
		T-AIR-AMB (T6)	Temperatur omgivelsesluft
		T-EXH-ENG-O (T7)	Temperatur eksos
	Hastighet [1/min]	SPEED-ENG (n _{eng})	Motorhastighet
	Dreiemoment [Nm]	TORQUE-ENG (M _{eng})	Belastningsmåling fra lastcelle
	Massestrøm [kg/h]	F-FUE-ENG (q _{fuel})	Massestrøm brennstoff fra lastcelle
	Effekt [W]	POWER-ENG	Effekt utregnet fra dreiemoment+turtall
	Spesifikt brennstoff-forbruk [g/kWh]	SPC-FUE-ENG	Bsfc utregnet fra effekt og massestrøm brennstoff
	Hastighet [1/min]	SPEED-FC (n _{FC})	Hastighet fra frekvensomformer
Dreiemoment [Nm]	TORQUE-FC (M _{FC})	Belastning fra frekvensomformer	
O ₂ overskudd i avgass [%]	O ₂ %-EXH-ENG-O	Mengde oksygen i avgassen	
AVL Smoke meter	Smoke number [FSN]	FSN (FSN)	Sotmåling fra AVL Smoke meter
AVL IndiCom	Trykkmåling [bar]	IMEP (P1)	Indikert middeltrykk. (Gjennomsnitt, minimum, maksimum, Standardavvik CoV%)
		P _{MAX} (P1)	Sylindertrykk. Gjennomsnitt, minimum, maksimum, Standardavvik CoV%)
Horiba	Avgassmengde [ppm]	NO _x (q _{avg})	Mengde nitrogenoksid i avgassen
		SO ₂ (q _{avg})	Mengde svoveldioksid i avgassen
		CO (q _{avg})	Mengde karbonmonoksid i avgassen
	Avgassmengde [Vol%]	CO ₂ (q _{avg})	Volumprosent karbondioksid i avgassen
		O ₂ (q _{avg})	Volumprosent oksygen i avgassen

Tabell 2 – Oversikt over loggførte parametere ved laboratorieforsøk

Parametere som er skrevet i grått er verdier som har vist seg å være ukorrekte eller overflødige, og vil beskrives nærmere i kapittel 6.

2.3.1 Indikeringsystem – AVL FlexIFEM INDI

Et indikeringsystem kombinerer sylindertykkmålinger med veivinkelens posisjon, og gir med dette et nøyaktig bilde av forbrenningsprosessen i sylinderen, uavhengig av eventuelle tap i eksterne prosesser og kretser. Figur 8 viser komponentene i indikeringsystemet



Figur 8 - AVL Indikeringsystem. [3]

Sylindertykket overvåkes med en Kistler 7061B vannavkjølt trykkgiver som vist i Figur 9 (Vedlegg 4). Giveren har høy presisjon, og egner seg godt for laboratorieformål. Signalet fra trykksensoren blir forsterket før det sendes videre til signalbehandling i FlexIFEM. Dataene sendes deretter over ethernet til operatørens datamaskin.



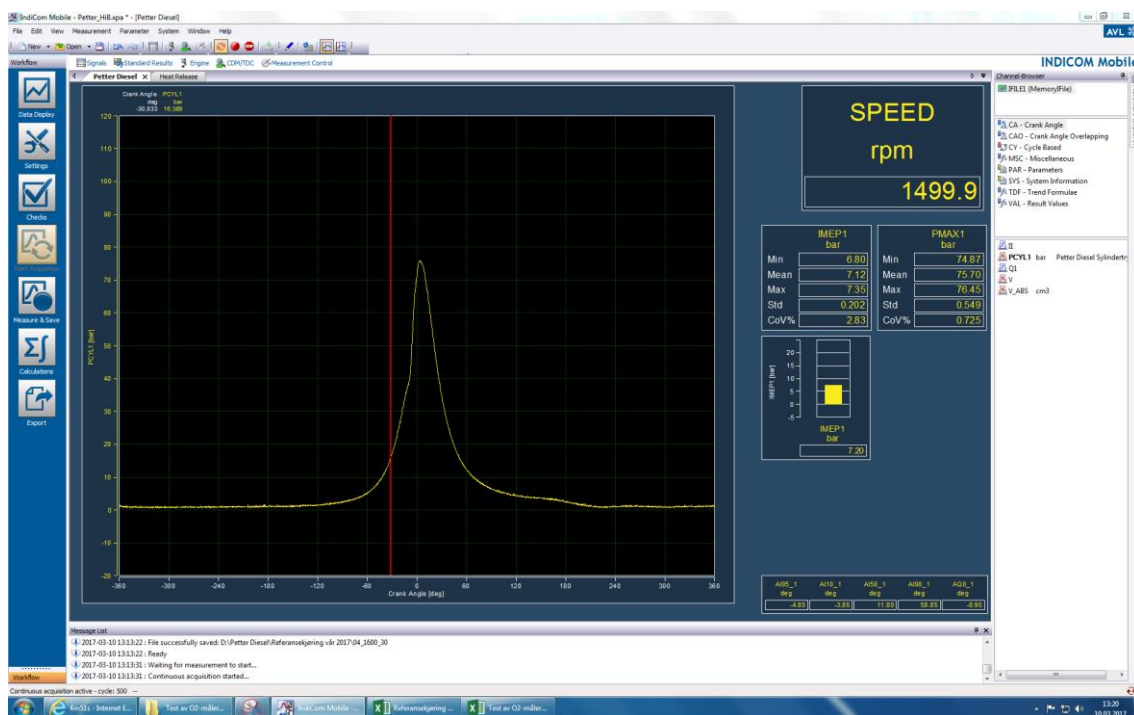
Figur 9 - Kistler trykksensor, modellnummer 7061B. [6]

En vinkelgir av type AVL Angle Encoder 365C, genererer et optisk signal som konverteres til et analogt spenningsignal som videresendes til datasamleren. Signalet gir

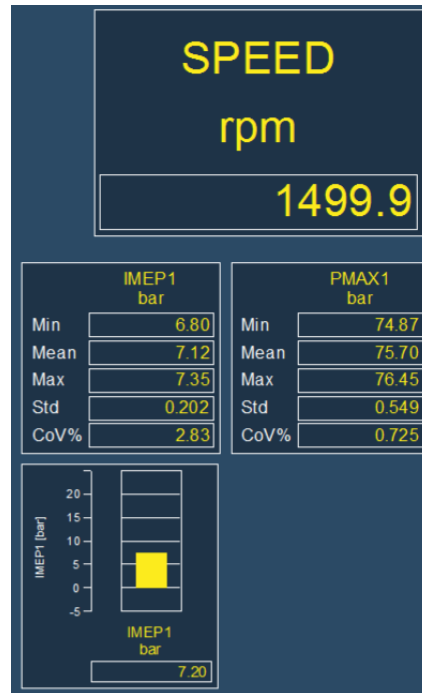
veivakselens posisjon med oppløsning på $0,5^{\circ}\text{CA}$ som deretter synkroniseres mot trykkmålingen [7].

Signaltolkningen i FlexIFEM har mulighet for to analoge målekanaler og to digitale innganger som eksempelvis kan nyttes til å overvåke SOI, FIP eller åpnings-signalet til injektoren. Signalene kan behandles med hastighet opp mot 1 MHz, og har med dette god oppløsning ved aktuelle turtall [3].

Trykk- og vinkelsignalet kan deretter overvåkes i sanntid ved hjelp av programvaren IndiCom, eller analyseres i etterkant med Concerto. Grensesnittet til AVL IndiCom vises i Figur 10 og Figur 11.



Figur 10 - Skjermbilde fra AVL IndiCom under referansekjøring 10.03.17



Figur 11 - Skjermbilde detalj fra AVL IndiCom under referansekjøring 10.03.17

I Figur 10 ser man sylindertykkurven i forhold til veivinkelen. Til høyre for kurven blir det opplistet motorturtall, verdier for indikert middeltrykk³ (Indicated Mean Effective Pressure - IMEP) og maksimalt sylindertykk. Gjennomsnitt, minimum- og maksimumsverdier som vist i Figur 11 baseres på 100 sykluser [3].

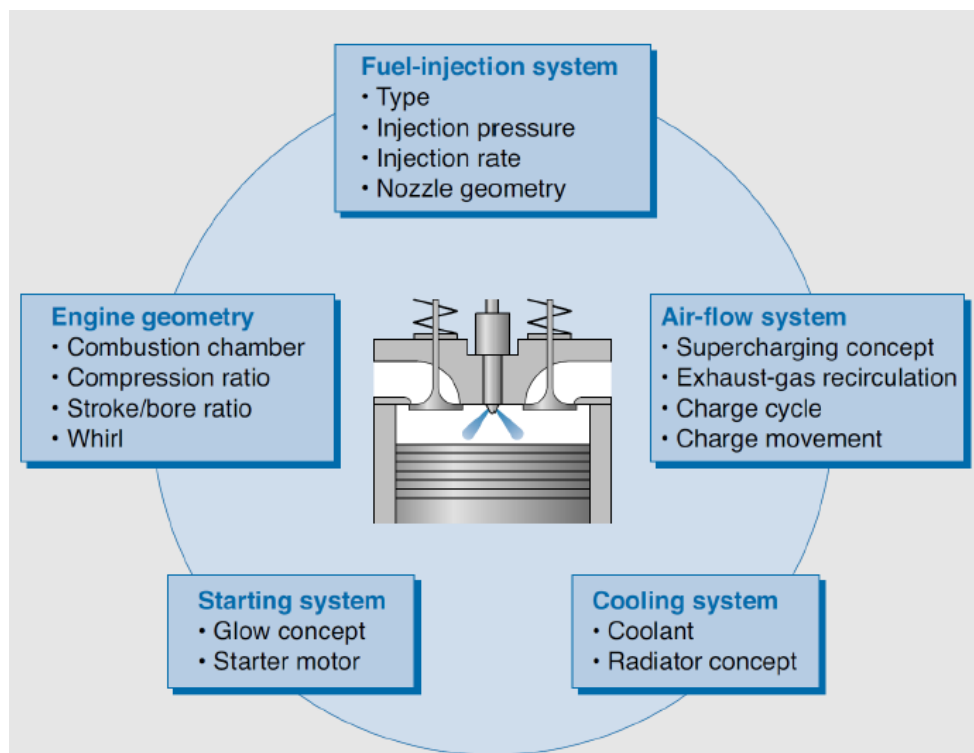
Verdiene fra trykkmålinger og utregnet energiomsetning kan så skrives til tekstfil og analyseres i ønsket program.

³ Fiktivt gjennomsnittstrykk beregnet ut fra arbeidet som utføres av trykk-volum arbeidet i sylinderen. Gir indikasjon på hvor effektivt motorens slagvolum utfører arbeid. Oppgis normalt i bar.

3 Innsprøytningsystemets betydning for dieselprosessen

Grunnet sin høye virkningsgrad har dieselmotoren alltid vært populær i energikrevende anvendelser som tungransport og sjøfart, og populariteten for mindre kjøretøy har vært sterkt økende siden midten av 90-tallet. I Vest-Europa har 50% av nye biler blitt levert med dieselmotor de siste årene [8]. Populariteten er en følge av avansert motorteknologi, som har ført til at dieselmotoren kan konkurrere mot bensinmotoren med tanke på kjørbarhet, støy og komfort. Samtidig er forbruket av brennstoff lavere, og utslippene innenfor de respektive reguleringer som stadig blir strengere. For gjeldende utslippskrav for kjøretøy og skipsfart vises det til vedlegg 5 og 6.

Figur 12 viser de faktorer som påvirker forbrenningen, og dermed effekt og utslipp i en dieselmotor. I denne avhandlingen vil det fokuseres på selve innsprøytningsystemet, og som vi kan se vil systemtype, FIP, SOI og dysegeometri være viktige parametere.

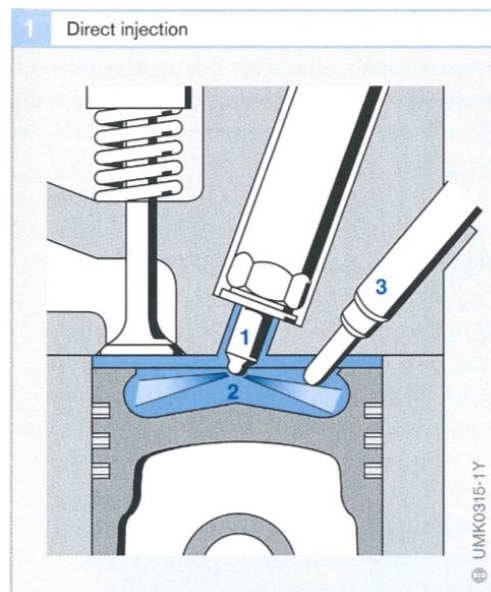


Figur 12 - Påvirkende faktorer på forbrenningen i dieselmotorer [9]

3.1 Direkteinnsprøyting

Dieselprinsippet baserer seg på kompresjonstenning, der et luftvolum komprimeres i forbrenningsrommet. Luftens trykk og temperatur er høyere enn brennstoffets selvtenningsgrenser, som dermed antennes når det sprøytes inn i forbrenningsrommet.

I moderne tid har brennstofftilførsel ved direkte innsprøyting (Direct injection - DI) etablert seg som overlegent, grunnet bedre brennstoff-forbruk sammenlignet med forkammerinnsprøyting som var mye brukt tidligere [1]. Figur 13 viser injektoren (1), stempelskål (2) og glødeplugg (3) i et typisk DI-system for kjøretøy.



Figur 13 - Diesel direkteinnsprøyting. [1]

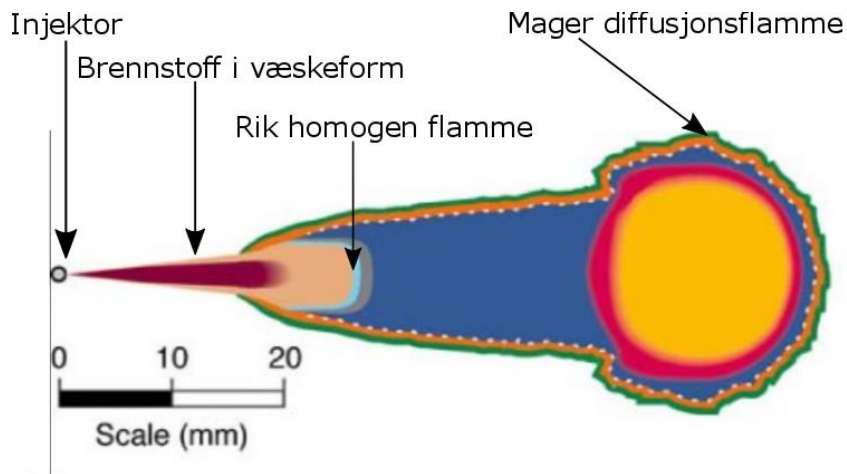
Som man ser av figuren står stempelet nært øvre dødpunkt⁴ (ØD) og brennstoff innsprøytes fra injektoren under høyt trykk. Stempelskålens utforming og forbrenningsrommet for øvrig er nøye konstruert for å gi optimal luftbevegelse og unngå nedslag av brennstoff på veggene. Glødepluggen gir ekstra temperatur i forbrenningsrommet og benyttes ved kaldstart.

3.2 Diffusjonsforbrenning og luftutnyttelse

Ved ideell forbrenning i en DI-dieselmotor forbrennes brennstoffet ved diffusjonsforbrenning. Brennstoffet innsprøytes i forbrenningskammeret og «forstøves» til

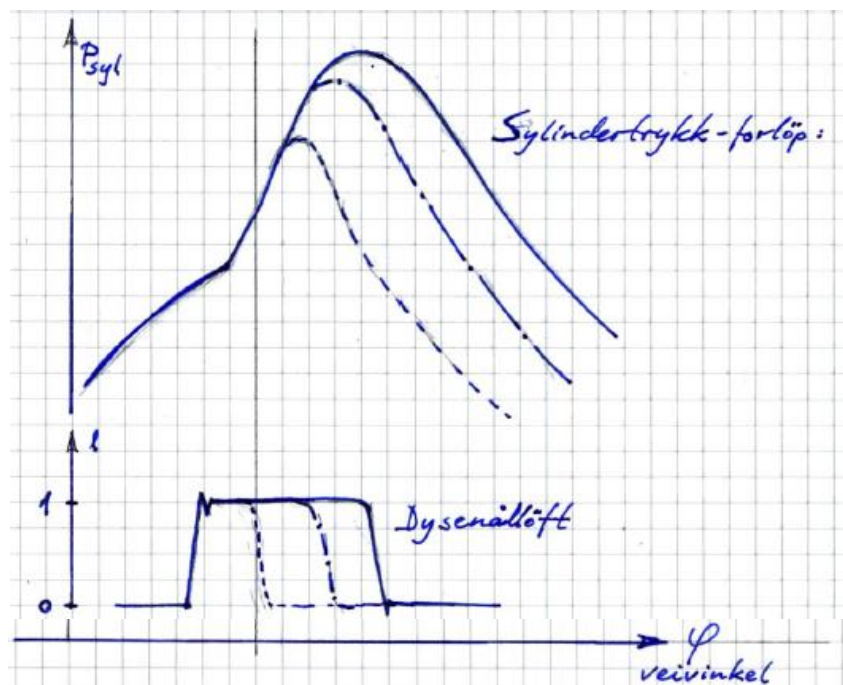
⁴ Stempelet står i toppen av sylindern. I en 4-takts motor vil stempelet befinne seg i ØD to ganger per syklus.

mindre dråper som fordampes og blander seg med den varme luften i forbrenningskammeret og antennes. Figur 14 viser en diffusjonsflamme som brer seg ut fra dysen til venstre.



Figur 14 - Diffunderende diesel flamme [10].

Flammefronten brer seg utover og består av flere soner med varierende luftoverskudd, λ^5 . Pådraget i en dieselmotor reguleres kvalitativt ved at levert mengde drivstoff endres og dermed endres også forbrenningstrykket. Dette beskrives i Figur 15 som viser sylindetrykket i forhold til nåleløftet til dysen.



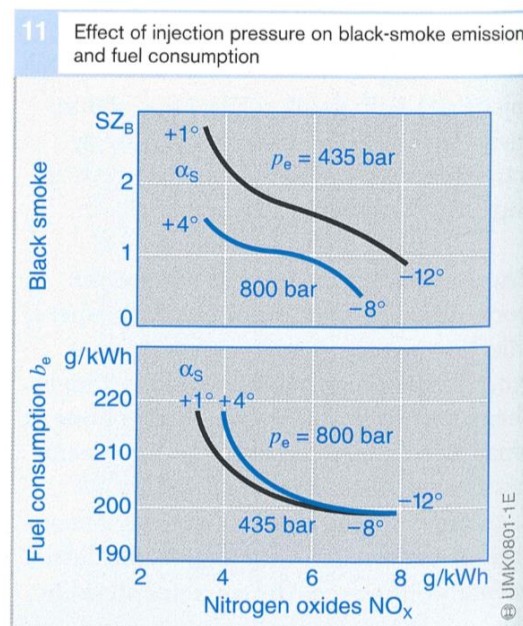
Figur 15 - Sylindertrykkforløp og nåleløft ved full- og delbelastning [9]

⁵ Luftoverskuddsfaktor, lambda. Forhold mellom faktisk mengde luft/mengde drivstoff i forhold til luftmengden som kreves for støkiometrisk forbrenning. For diesel er støkiometrisk mengde ca 14,6 kg luft/kg brennstoff.

De tre trykkforløpene har samme luftmengde i sylindren, og drivstoffmengden økes ved lengre dysenålløft. Denne typen lastregulering fører til at netto luftoverskudd varierer mellom ca. 1,15 til 2,0 på full last og til over 10 ved lav last og tomgang. Om vi ser tilbake på Figur 14 vil det på samme tid eksistere lokale soner med luftunderskudd rundt hver enkelt dråpe som vil bidra til økt dannelse av sot og i tilfeller økte utslipp av NO_x. Av dette kan det utledes at stort antall små dråper og høyt luftoverskudd vil gi større andel lokale soner av magre, brennbare luftoverskuddsnivåer, som er fordelaktig for effektivitet og utslipp [1]. Kvaliteten på forstøvningen og luftutnyttelsen er avhengig av flere motortekniske forhold, blant annet forbrenningsrommets geometri og luftbevegelse. I denne avhandlingen er det selve innsprøytningsystemet som kan lede til en endring i luftutnyttelse, og det er i hovedsak to faktorer som er særlig sentrale: FIP og dysegeometri.

3.2.1 Innsprøytningsstrykk

Figur 16 viser hvordan FIP og tidspunkt påvirker utslipp av sot og NO_x, samt spesifikt brennstoffforbruk (Brake specific fuel consumption - BSFC⁶). Det er tydelig at høyere trykk gir positivt utslag på røyk- og sotedannelse.



Figur 16 - Innsprøytningsstrykkets innflytelse på sort røyk og brennstoff-forbruk [1]

⁶ Forbruk av brennstoff i forhold til akseffekt. Oppgis i g/kWh.

Figuren viser også hvordan økt FIP kan påvirke BSFC negativt, og at SOI spiller stor rolle for effektivitet og utslipp. En studie utført av Agarwal et al, 2013, undersøkte effekten av to ulike FIP på en én-sylindret dieselmotor [11]. De relevante resultater fra studien er samlet i vedlegg 7. Ved høyt FIP ble det observert «dieselbanking⁷» grunnet høyere tenningsforsinkelse i enkelte driftspunkter og utslippene av CO₂, CO, HC og NO_x var generelt høyere. Tidligere innsprøytning kan kompensere for CO₂, CO og HC, men utslipp av NO_x vil til gjengjeld øke. Som forventet førte trykkøkningen til kraftig reduksjon i sotutslipp. Det bemerkes at en økning av FIP naturlig vil føre til høyere innsprøytningsrate, som kan bidra til å forklare de økte utslippene. En eventuell reduksjon i dysens åpningsareal kan kompensere for dette. Dette vil være en parameter som vil bli diskutert senere i denne avhandlingen.

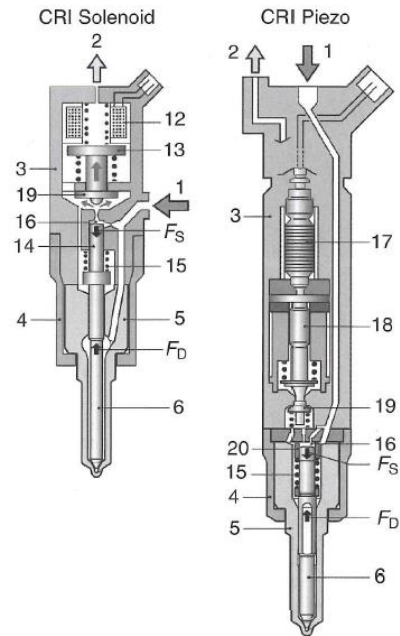
I moderne innsprøytingssystemer kan trykket være over 2500 bar, og dråpestørrelsen bli mellom 14-60µm [12] [13].

3.2.2 Dysegeometri

Den generelle størrelsen på dysen avhenger av sylindrens slagvolum og innsprøytet mengde drivstoff per slag. Dysens hovedoppgave er å konvertere trykkenergien i brennstoffet til kinetisk energi i form av en spray med optimal penetrasjonsdybde, oppbrytning og forstøvning. Det optimale designet er utfordrende å oppnå, siden innsprøytningsforløpet varierer med motorens hastighet og belastning. Forbrenningsrommets geometriske forhold og luftbevegelse påvirker også antall hull og innsprøytningsvinkel [14].

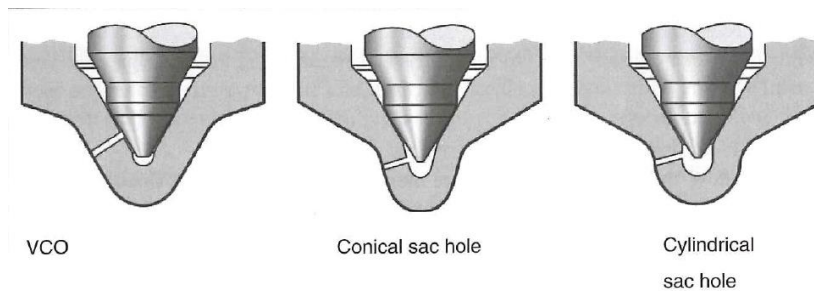
Uavhengig av type system består de fleste injektorer av en dyse og en dysenål. Figur 17 viser to forskjellige injektorer til et CR innsprøytingssystem. Dysen med borer har nummer 5 og dysenålen har nummer 6.

⁷ «Dieselbank» – Forekommer når tenningsforsinkelsen fører til antenning av en større mengde luft- og brennstoffblanding. Man har da delvis homogen forbrenning i stedet for diffusjon (som dieselprinsippet baserer seg på) med veldig høy trykkgradient.



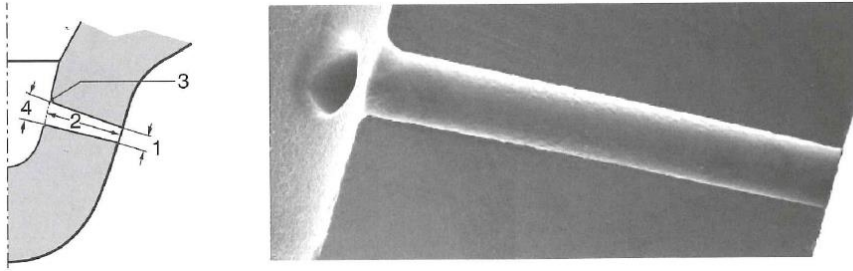
Figur 17 – CR injektorer. Magnetventil og piezo. [14]

Kontakten mellom nålen og dysen kalles «setet» og danner tetningen for brennstoff mellom innsprøytingene. Ved signal til injektorens magnet- eller piezoventil løftes nålen, og innsprøytingen starter. Geometrien mellom nålen og dysen har stor betydning i forhold til åpningstrykk, innsprøytningsforløp, støy og utslipp [9]. Figur 18 viser tre ulike konfigurasjoner: Valve covered orifice (VCO), conical sac hole og cylindrical sac hole.



Figur 18 – Kontakt mellom dysenål og dyse. VCO (Valve Covered Orifice), conical sac hole og cylindrical sac hole. [14]

De to «sac hole» variantene har et lite volum som er åpent mot boringen selv i lukket tilstand. Dette designet er mer robust en VCO, men har til gjengjeld noe høyere utslipp av uforbrente hydrokarboner. Antall borer og diameter er en viktig parameter og har innvirkning på utslipp av sot og NO_x . Dysehullene kan ha boring ned mot 0,1 mm og må tåle trykkfall på over 2000 bar. Dette stiller store krav til materialkvalitet og produksjonsteknikker. Figur 19 viser de sentrale parametrene for boringen.

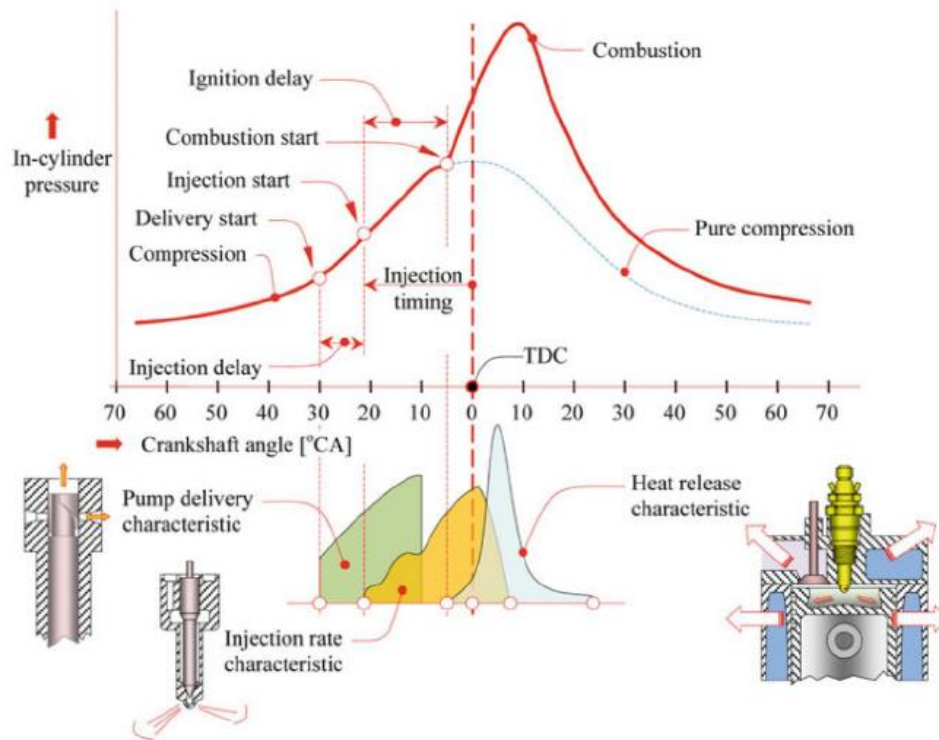


Figur 19 – Dysehull-geometri. Boring (1), lengde (2), Avrundet innløp (3), Grad av konisk diameter (4) [14]

Lengden på moderne dyser er typisk mellom 0,7 og 1 mm og hullet er i mange tilfeller laget konisk, med såkalt k-faktor, for å øke effektiviteten og redusere kavitasjon. Rundingen ved innløpet påvirker strømmingen gjennom hullet og dimensjoneres i henhold til en antatt fremtidig slitasje, som gjør at dysen har forholdsvis like egenskaper gjennom sitt livsløp. Høyere runding kan virke negativt på forstøvningen og det må balanseres opp mot trykkfall og følgende erosjon.

3.3 Innsprøytningstidspunkt, tenningsforsinkelse og oppdeling av innsprøytning

Figur 20 viser sylindetrykk som funksjon av veivinkelen og viser de sentrale begrepene omkring innsprøytning- og forbrenningsforløpet. Figuren er en god representasjon på hvordan laboriemotorens eksisterende system fungerer. ØD er representert ved 0 grader og den blå stiplede linjen viser sylindernes kompresjonstrykk uten forbrenning. Den røde kurven viser trykkoppbygningen under forbrenning.



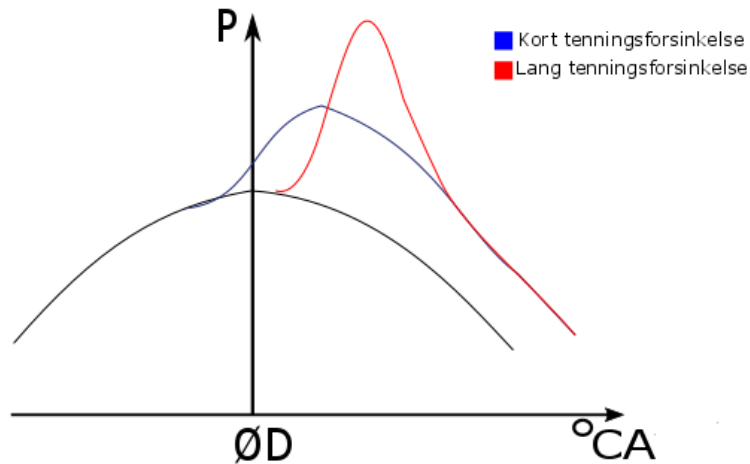
Figur 20 - Oppsummering av innsprøytingsparametere. Representert som PLN system. Laboriemotorens system virker etter dette prinsippet [15].

Leveringsstart (Delivery start): Omhandler når brennstoffpumpen begynner å levere brennstoff til injektoren. På systemer med kamakseldrevne pumper og høytrykksrør frem til injektoren er dette en særlig viktig parameter siden pumperaten varierer med motorens turtall. Røret mellom pumpe og injektor gir forsinkelse ved åpning siden trykkbølgen må vandre fra pumpen til injektoren. Grunnet denne hydrauliske forsinkelsen er det fordelaktig at innsprøytingssystemet kan kompensere for variasjonen grunnet motorens hastighet, last og omgivelsesparametere [1].

SOI (Innsprøytningsstart): SOI er tidspunktet dysenålen åpner seg og brennstoff sprøytes inn i sylindren. Tiden mellom leveringsstart og SOI kalles innsprøytningsforsinkelse. SOI relativt til ØD har stor betydning i forhold til hvordan forbrenningen utarter seg. Stempelposisjonen ved SOI har innvirkning på luftstrømningen i forbrenningsrommet, samt lufttetthet og temperatur. Blandingsdannelsen av luft og drivstoff vil dermed variere og påvirke BSFC, sotutslipp, NO_x , uforbrente hydrokarboner (HC), og karbonmonoksid (CO) [1].

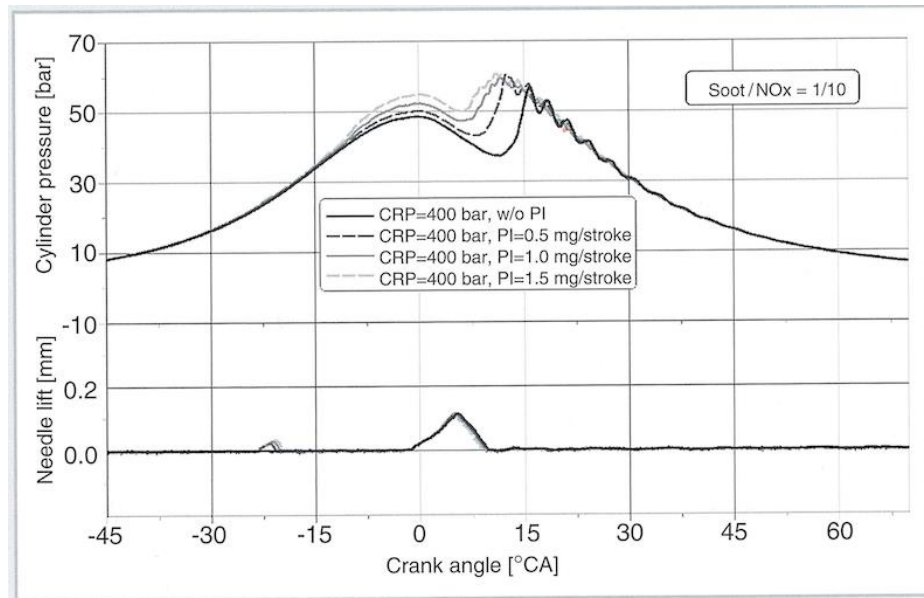
Tenningsforsinkelse (Ignition delay): Tiden mellom innsprøytingen og første varmeavgivelse er en viktig parameter [16]. Forsinkelsen mellom innsprøyting til det oppstår trykkøkning i sylindren avhenger av trykk og temperatur i forbrenningsrommet, forstøvningen til drivstoffet, luftbevegelsen i forbrenningsrommet og brennstoffegenskaper. Figur 21 viser

trykkforløpet i sylinderen ved kort og lang tenningsforsinkelse. Den sorte linjen viser trykket i sylinderen uten forbrenning og den røde og blå linjen viser forløpet ved kort og lang tenningsforsinkelse. Lang forsinkelse fører til hurtig trykkøkning og høyere maksimaltrykk i sylinderen. Dette gir hard forbrenning, med mer støy og høyere belastning på motorens komponenter. Høyere trykk medfører også høyere forbrenningstemperatur og høyere utslipp av NO_x.



Figur 21 – Sammenligning mellom lang og kort tenningsforsinkelse

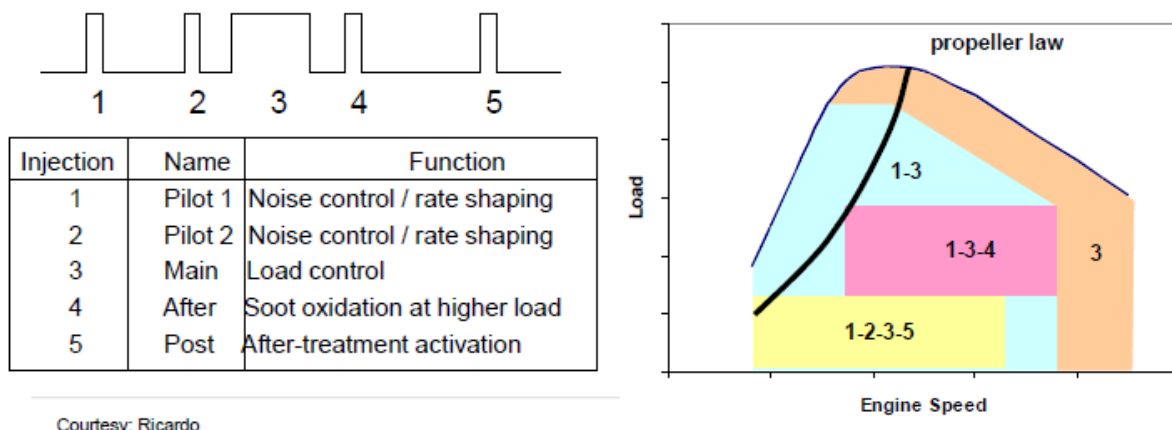
Tenningsforsinkelsen og medførte trykkspisser kan i moderne innsprøytnings-systemer reduseres ved hjelp av såkalt pilotinnsprøytning [14]. Dette har blitt brukt aktivt i kjøretøymotorer for å redusere støy fra forbrenningen, og har bidratt til dieselmotorens popularitet i dette segmentet. Med pilotinnsprøytning innsprøytes en liten mengde brennstoff før hovedinnsprøytningen. Dette fører til at trykk og temperaturen øker, og tenningsforsinkelsen blir kortere. Dette reduserer trykkgradienten til forbrenningen, og støynivået synker. Figur 22 viser hvordan trykkforløpet i sylinderen varierer med økt mengde pilotinnsprøytning



Figur 22 - Sylindertykk ved del-belastning og varierende mengde pilotinnsprøyting. [14]

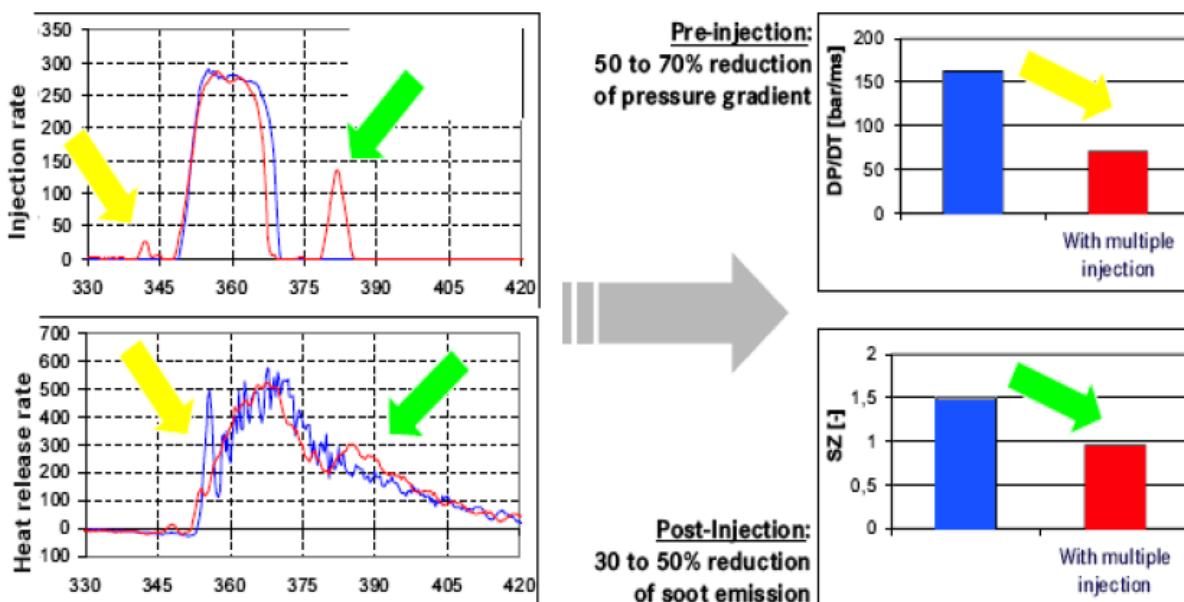
Den nederste kurven viser injektorens nåleløft og den øverste viser sylindertykket. Som illustrert blir trykkgradienten mindre skarp ettersom mengden pilotinnsprøyting øker. Pilotinnsprøyting fører også til reduksjon i utslipp av uforbrente hydrokarboner, men som negativ effekt kan det oppstå høyere utslipp av partikler og NO_x og høyere BSFC. Korrekt mengde og tidspunkt for pilotinnsprøyting må dermed balanseres i henhold til de positive og negative følgene [1].

I tillegg til pilotinnsprøyting som forekommer før hovedinnsprøytingen benyttes også forsinket delinnsprøyting som utslippsreducerende tiltak. De mest avanserte systemene kan dele innsprøytingen i opptil ti hendelser [13]. Figur 23 viser et system med fem ulike faser. Som vi ser deler systemet innsprøytingen opp i flere pilotinnsprøytinger, en hovedinnsprøyting og opp til to innsprøytinger for etterbrenning.



Figur 23 – Innsprøytningshendelser ved varierende hastighet og belastning. [17]

Etterinnsprøyting brukes som virkemiddel mot utslipp av sot og partikler. Ekstra sen innsprøyting som forekommer utenfor kraftsyklusen kan brukes i forbindelse med etterbehandling i form av katalysatorer eller partikkelfilter der en drivstoffmengde entrer eksos-systemet for å brenne i partikkelfilter eller som ledd i en katalysatorprosess. Inndelingen av innsprøytingen avhenger av motorens hastighet og belastning. Dette har sin naturlige sammenheng med tilgjengelig tid på høyt turtall og at det kreves en større mengde brennstoff til hoved-innsprøytingen på høy belastning. Figur 24 viser effekten av pilot og etter-innsprøyting.



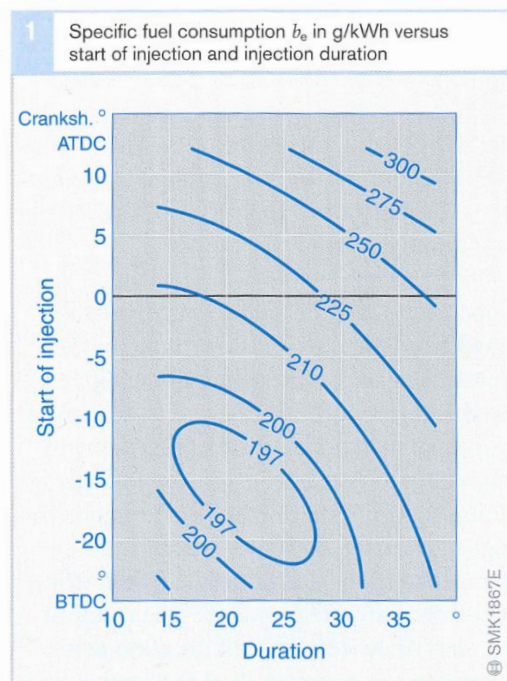
Figur 24 – Effekt av pilot og etter-innsprøyting. [17]

Her vises det hvordan pilotinnsprøyting reduserer trykkgradienten og hvordan etterinnsprøyting gir reduksjon i utslipp av sot opp mot 20-70% [1].

3.4 Innsprøytingens innvirkning på ytelse og avgassutslipp

3.4.1 Effektivitet

Motorens ytelse er en ufravikelig parameter, og motorprodusenter gjør sitt ytterste for å holde forbruket av brennstoff så lavt som mulig, innenfor gjeldende miljøkrav. En motors evne til å omdanne den termiske energien i brennstoffet til arbeid avhenger av flere faktorer. Motorens effektivitet i form av BSFC som funksjon av SOI og innsprøytningsvarighet ved 50% belastning vises i Figur 25.



Figur 25 – Brennstofforbruk [g/kWh] i forhold til SOI og varighet ved 50% last. [1]

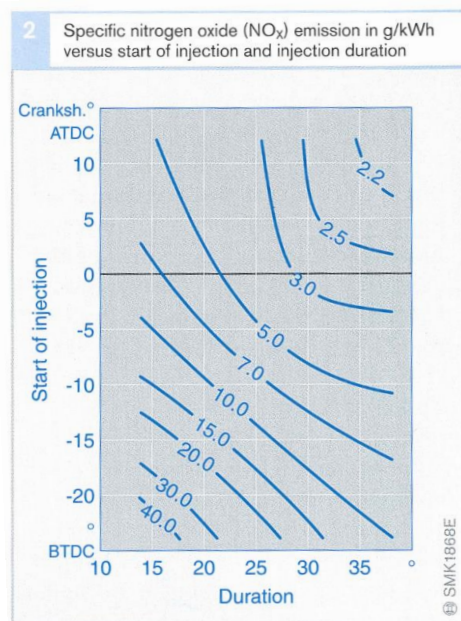
Optimum SOI ligger i området 15-20° før ØD. Effektiviteten øker med kortere varighet på innsprøytingen. Et virkemiddel for å oppnå dette er høyere FIP og dermed høyere innsprøytningsrate [14]. I kontrast til dette kan for tidlig innsprøyting føre til at trykkøkningen arbeider mot stempelets arbeidsslag, og for høy rate gi høyere tenningsforsinkelse med tilhørende dieselbanking og høyere utslipp av NO_x [1].

3.4.2 Nitrogenoksid (NO_x)

NO_x, hovedsakelig NO og NO₂ er helse- og miljøskadelige gasser som primært dannes av reaksjon mellom oksygen og nitrogen under høy temperatur. NO_x er en spesiell utfordring for dieselmotorer, der den høye effektiviteten i form av høye forbrenningstemperaturer medfører høye utslipp [18].

Som det ble utledet i kapittel 3.2 er forstøvningen av brennstoffet viktig for de lokale luftoverskuddsnivåene rundt dråpene og utslipp av NO_x kan dermed reduseres med å optimere FIP og dysegeometri.

NO_x-utslipp påvirkes også av SOI. Figur 26 viser utslipp som funksjon av SOI og innsprøytningsvarighet.



Figur 26 - NO_x-utslipp [g/kWh] som funksjon av innsprøytningsstart og varighet ved 50% last. [1]

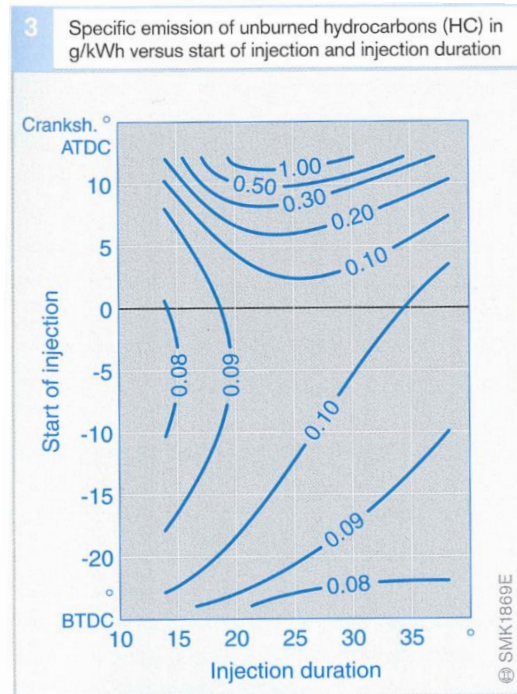
Som figuren viser reduseres utslippene med senere innsprøytning og lang varighet, og bekrefter med dette motsetningen mot effektivitet fra Figur 25.

3.4.3 Uforbrente hydrokarboner (HC)

HC opptrer når brennstoffet i sylindren treffer soner der temperaturen ikke er tilstrekkelig høy til å oppnå forbrenning. Dette skjer som oftest ved lav last, der luftoverskuddet er høyt [14]. På den annen side kan HC også oppstå ved rik brennstoffblanding, ved at større

tenningsforsinkelse fører til at brennstoffet får nedslag med veggene i forbrenningskammeret før antenning.

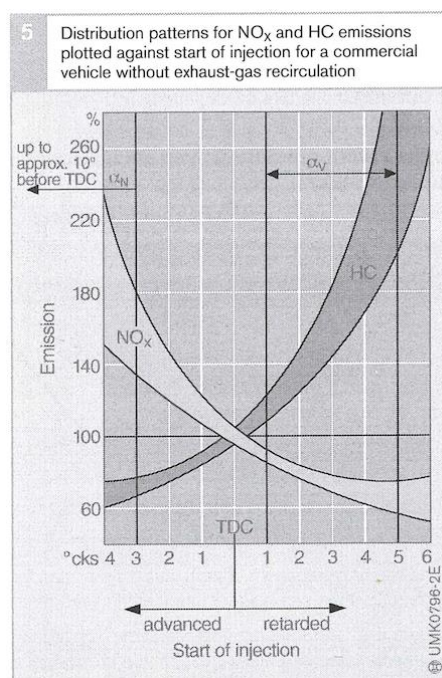
Figur 27 viser utslipp av HC i forhold til SOI og innsprøytningsvarighet.



Figur 27 - Utslipp av HC [g/kWh] i forhold til innsprøytningsstart og varighet ved 50% last. [1]

Som man ser av figuren øker mengden HC med senere tenning.

Figur 28 viser hvordan tidligere SOI er fordelaktig i forhold til reduserte utslipp av HC, men at utslipp av NO_x er høyt.



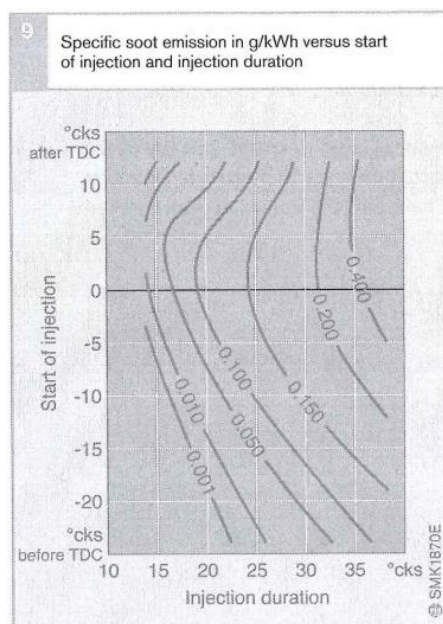
Figur 28 - Utslipp av NO_x og HC som funksjon av SOI. [1]

Figuren viser også hvordan utslippene varierer med belastning. α_v viser optimalt område for høy last der NO_x er lavt og HC av forbrenningstekniske årsaker også holder lavt nivå. α_N viser optimalt område for lav last og tomgang, der NO_x holder lavere nivå grunnet høyt luftoverskudd og lavere forbrenningstemperatur.

3.4.4 Partikkelutslipp (PM)

PM er samlebetegnelse på faste og oppløselige komponenter i avgassene. PM består av sot, kondenserte uforbrente hydrokarboner fra brennstoff og smøreolje, kondensert svovel (fra eventuelt svovelholdig brennstoff), partikler fra materialslitasje og andre faste eller kondenserte bestanddeler fra tilsetninger til smøreoljen [14].

PM i en dieselmotor opptrer i størst grad ved lav last, og representerer dermed en stor utfordring for kjøretøymotorer [19]. SOI, innsprøytningsvarighet og FIP er sentralt for reduserte utslipp av partikler. Figur 29 viser hvordan utslipp av sot varierer med SOI og innsprøytningsvarighet.

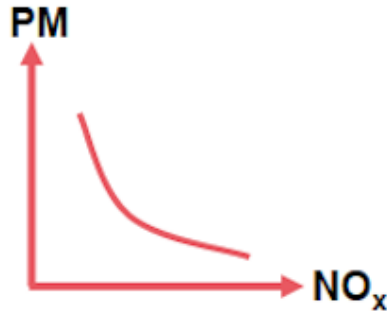


Figur 29 - Sot-utslipp [g/kWh] i forhold til innsprøytningsstart og varighet ved 50% last. [1]

Her ser vi at kortere varighet virker sterkt reduserende på utslippene. Rask avslutning av innsprøytningen uten etterdrypp er viktig, så dysegeometri og dynamikken ved lukking av dysen er en viktig faktor. Etterdrypp oppstår i tilfeller der trykkfluktuasjoner fører til at

dysenålen åpner uten intensjon etter at innsprøytingen er avsluttet, eller ved lekkasje fra dødvolumer i dysen [1].

Figur 30 illustrerer dieseldilemmaet, at lav NO_x og lave partikkelutslipp er motstridende, og at disse utslippene må balanseres mot hverandre.



Figur 30 - Partikkelutslipp i forhold til NO_x [9].

3.4.5 Karbonmonoksid (CO)

CO er en lukt- og smakløs gass som er svært helseskadelig. I store doser hemmer den blodets evne til å absorbere oksygen, og kan lede til kvelning. CO dannes av delvis forbrente hydrokarboner og oppstår i forbrenningssoner med rik brennstoffblanding [1]. Dannelsen av CO øker med motorens hastighet, da tiden for blandingsdannelse og forbrenning blir kortere. Utslippene av CO varierer også med belastning. Når belastningen øker vil temperaturøkningen føre til reduserte utslipp. På den annen side vil utslippene kunne øke når man nærmer seg full belastning og luftoverskuddet er lavt [1].

Til likhet med HC er CO i utgangspunktet et mindre problem i dieselmotorer, men utslippene kan øke som et kompromiss med tiltak for reduksjon i NO_x -utslipp. HC og CO reduseres vanligvis med oksidasjonskatalysatorer som oftest er en integrert komponent i lyddemperen. I katalysatoren reagerer HC med O_2 , og former CO_2 og H_2O . CO reagerer med O_2 og former CO_2 [20]. Elektroniske innsprøytingssystemer kan bidra til oksidasjonsprosessen ved å sprøyte inn en ekstra liten drivstoffmengde helt opp mot 200° etter ØD som beskrevet i kapittel 3.3. Denne drivstoffmengden blir ikke forbrent og brukes hovedsakelig til å forsyne hydrokarboner for å drive katalyseringsprosessen. På denne måten kan motoren kjøre i et register der produksjonen av NO_x er lav, samtidig som HC og CO blir oksidert i katalysatoren.

3.5 Oppsummering - Innsprøytningsparametere

Foregående kapittel viser tydelig hvordan optimalt innsprøytningsforløp er et meget komplekst tema der kompromiss må inngås da forskjellige parametere havner i konflikt. Moderne elektriske innsprøytingssystemer tilbyr stor grad av frihet, der SOI, FIP, levert drivstoffmengde, rate og oppdeling av flere innsprøytingshendelser kan kontrolleres via motorens styringsenhet. Dette sørger for at innsprøytingen forløper med best mulig effektivitet innenfor de bestemte utslippsrammer. Figur 31 viser en oversikt over de foregående parameternes innvirkning på effektivitet og utslipp. Inkludert i figuren er også effekten av varierende hastighet og belastning, samt effekten av pilot- og etterinnsprøyting.

Parameter	Bsfc	NO _x	PM	HC	Støy
Forsinke innspr.	↑	↓	↑	↑	↓
Øke innspr. Varighet	↑	↓	↑	—	↓
Høy last	↓	↑	↓	↓	—
Høy hastighet	↑	↓	↑	↑	—
Pilotinnsprøyting	↑	↓	—	—	↓
Etterinnsprøyting	↑	—	↓	↓	—
Øke innsprøytingstrykk	↑	—	↓	↓	↓

Figur 31 - Oppsummering av innsprøyting og driftsparametere.

I figuren vises det hvordan BSFC bedres med tidligere og kortere innsprøyting. NO_x-utslipp forverres i samme situasjon og utslippene av partikler forverres i stor grad med lengre varighet. Utslipp av uforbrente hydrokarboner øker i størst grad med senere innsprøyting.

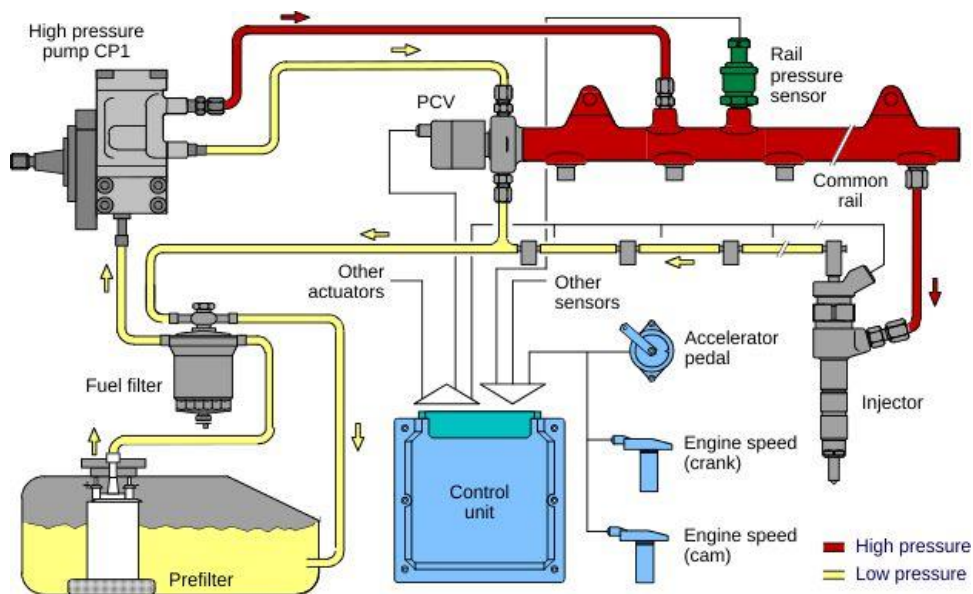
Som diskutert i kapittel 3.2.1 vil økt FIP gi bedre forstøving av brennstoffet og økt luftutnyttelse. Dette gir reduserte utslipp av sot og partikler, men kan som negativ konsekvens øke øvrige utslipp og øke BSFC. Endring av SOI kan påvirke dette, men utfordringen er NO_x som påvirkes inverst av øvrige utslipp.

4 Elektronisk styrt Common Rail innsprøytnings-system

Med CR-innsprøyting blir brennstoffet trykksatt av en høytrykkspumpe og lagret i et rør (rail) som deretter fordeles til hver enkelt injektor. Railen fungerer dermed som en akkumulator som lagrer tilstrekkelig mengde brennstoff under bestemt trykk. En elektronisk styringsenhet, ECU, kontrollerer trykket og sender åpningssignal til injektorene. Høytrykkspumpen drives av motoren og kan levere maksimalt trykk uavhengig av turtall og belastning. Dette gir god kontroll på innsprøytingens parametere og muliggjør god balanse mellom ytelser og utslipp. Moderne systemer opererer med meget høye trykk som gir god forstøving av brennstoffet, også ved lave turtall og delbelastning. Hurtige injektorer kontrollert ved hjelp av magnetventiler eller piezoelektrisitet kan dele innsprøytingen i flere faser og fordele innsprøytingen over et bredt register i forhold til veivinkelen.

4.1 Oppbygning

Figur 32 viser en grunnleggende prinsippskisse for et elektronisk styrt CR system.



Figur 32 - Generell oppbygning av et elektronisk styrt CR innsprøytnings-system [14]

Systemet består av drivstofftank med filter, en lavtrykkspumpe som leverer drivstoff til en høytrykkspumpe som deretter leverer trykksatt drivstoff til railen. Railtrykket overvåkes av en trykksensor (Rail Pressure Sensor – RPS) og justeres med en kontrollventil (Pressure Control

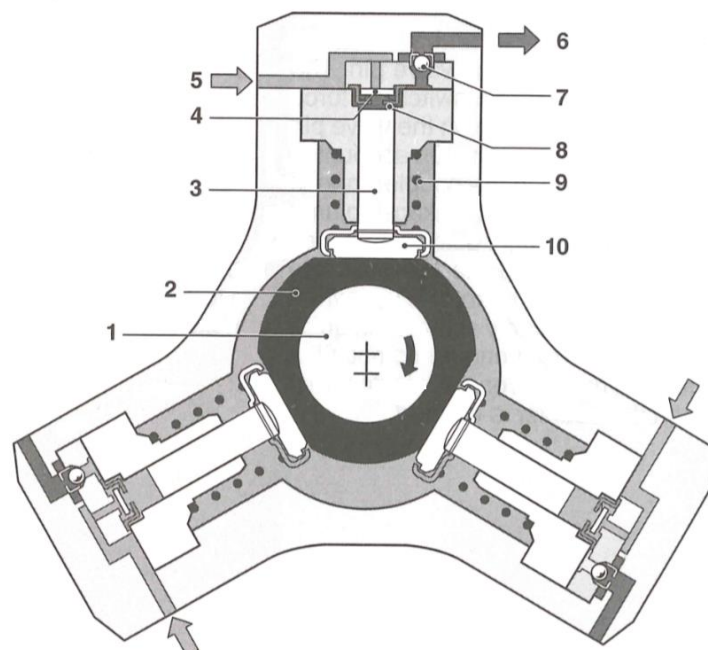
Valve – PCV). Injektorene er koblet til railen via korte høytrykksrør, og sprøyter inn drivstoff ved signal fra motorens ECU som styrer innsprøytningsforløpet basert på motorens driftsparametere og giversignaler fra diverse sensorer. Både filter, pumpe, rail og individuelle injektorer er utstyrt med en returlinje styrt av tilbakeslags- og sikkerhetsventiler.

4.1.1 Høytrykks-pumpe

I CR-systemer brukes én felles pumpe for alle injektorer per sylindrerbank. Pumpen drives av motoren, og dens hovedoppgave er å opprettholde drivstoffmengden som kreves per driftspunkt ved tilstrekkelig trykk. Pumpene finnes i flere typer, blant annet radial- og rekkepumper med 1-3 stempler.

Pumpene er dimensjonert for å kunne levere kontinuerlig høyt trykk ved høy last, og i tillegg ha kapasitet til å takle raske økninger og reduksjoner i railtrykk. Dette medfører at pumpen overleverer brennstoff når motoren kjører på delbelastning, og dermed reduseres virkningsgraden på grunn av økt pumpearbeid. På moderne systemer løses dette med en elektrisk kontrollert struping som endrer leveringsraten med motorens driftspunkt [14].

Figur 33 viser et snitt-tegning av en Bosch CP1 radialpumpe med tre stempler.



Figur 33 – Tverrsnitt. Bosch radial stempelpumpe med 3 stempler. [1]

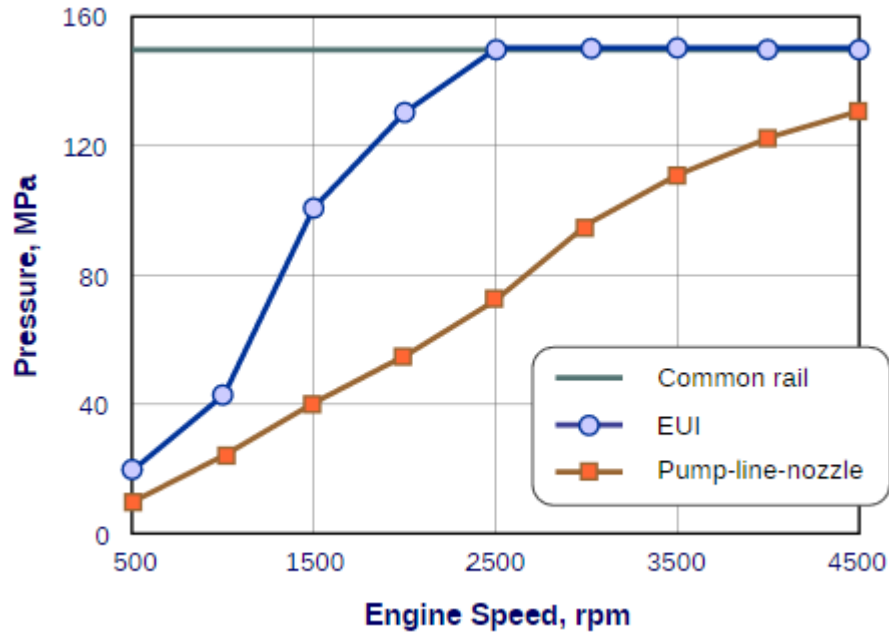
Stempele er plassert med avstand 120° og en eksentrisk aksling (1) roterer og beveger stempelet (3) opp og ned. Med stempelet i nedre posisjon leveres brennstoff fra matepumpen

til innløpsporten (5) som passerer forbi innløpsventilen (4) og inn i kammeret (8). Deretter stenger innløpsventilen og brennstoffet blir trykksatt når stempelet beveger seg oppover. Når trykket blir større enn mottrykket fra railen åpner utløpsventilen (7) og brennstoffet leveres til railen. De tre utløpsportene er sammenkoblet så det kun går ett høytrykksrør fra pumpe til rail. Etter at stempelet har nådd toppen reduseres trykket og utløpsventilen stenger. Når stempelet nærmer seg bunn blir trykket i kammeret lavere enn trykket fra matepumpen. Dette fører til at innløpsventilen åpner og prosessen starter på nytt [1].

4.1.2 Rail

Betegnelsen, CR, kommer følgelig av railen som fordeler drivstoffet fra pumpen til de forskjellige sylindrene via injektorene. Railen har som hovedoppgave å lagre brennstoffet under høyt trykk, som en akkumulator, og å fordele brennstoffet til injektorene. Som en designparameter må røret dempe trykkfluktasjoner i forbindelse med innsprøytingen, og tilførselen fra pumpen. En RPS overvåker trykket og sender signalet til kontrollenheten. Trykket i railen justeres ved hjelp av en PCV som returnerer brennstoff til kretsens lavtrykkside. Kontrollventilen har to lukkede styringsløyper: En elektrisk kontrollert sløyfe der et gjennomsnittlig trykknivå i railen holdes av en magnetventil, og en hydromekanisk kontrollsløyfe som balanserer høyfrekvente trykkpulser [1]. Railtrykket er dermed en funksjon av tre parametere: Pumpens leveringsmengde, injektorenes innsprøytede mengde og kontrollventilens åpningstrykk [14].

Figur 34 viser en sammenligning av FIP over motorhastighet for CR, Unit Injector System (UIS) og PLN, der de to sistnevnte er drevet av en kam-aksling.

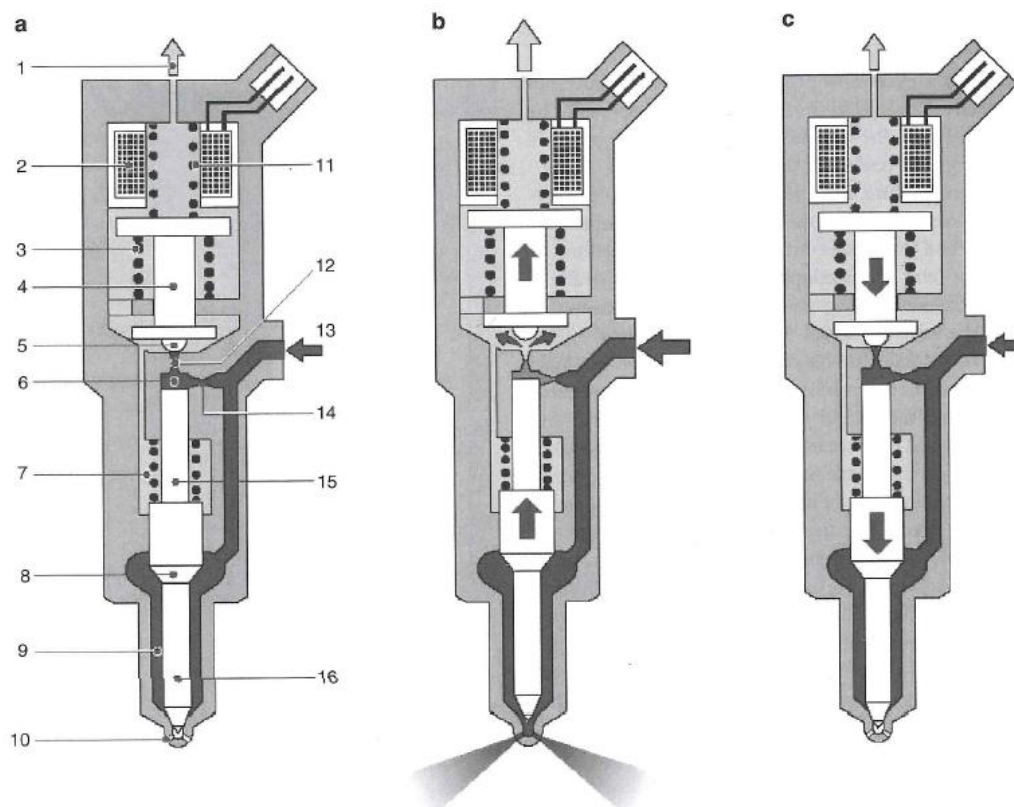


Figur 34 - FIP over hastighet. Sammenligning av CR, UIS og PLN. [21]

CR kan med dette opprettholde høyt FIP også når motorhastigheten er lav. Dette har store fordeler ved delbelastning, og er en av årsakene til at CR innsprøyting er ledende for moderne kjøretøymotorer.

4.1.3 Injektor

Injektorene er tilkoblet railen med korte høytrykksrør og har som oppgave å levere drivstoff etter signal fra styringsenheten. Figur 35 viser et eksempel på en injektor, som typisk består av et hus som inneholder innsprøytningsdysen (16), kontrollkammer (6) og kontrollventil (2,4,11). Det brukes to hovedtyper kontrollventiler: magnetventil som i Figur 35 eller piezoelektrisk ventil som illustrert i Figur 36.



Figur 35 – Bosch CR Solenoid injector prinsipp. [14]

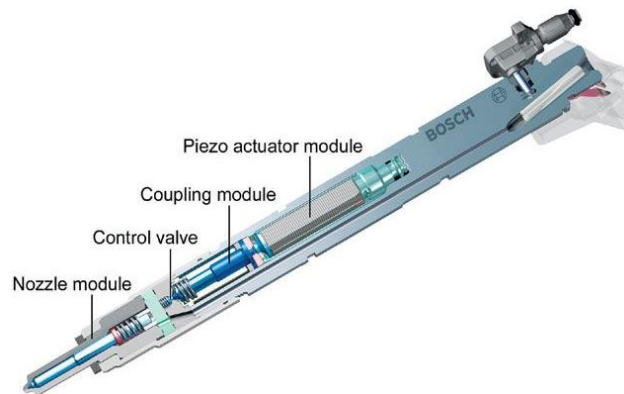
Innsprøytningsforløpet er som følger:

a) Standby-modus: Magnetventilen trykker ned ventilkulen (5) og trykket holdes konstant i kontrollkammeret. Trykket er dermed det samme på over- og undersiden av dysenålen og grunnet større areal på oversiden holdes dysen stengt.

b) Dysen åpnes: Magnetventilen mottar strømsignal fra styringsenheten og den elektromagnetiske kraften overskrider ventilfjærens (11) motstandskraft og drivstoffet kan dermed strømme fra kontrollkammeret og returnere mot tanken. Trykket i kontrollkammeret synker. Innsnevringen (14) sørger for at trykkforskjellen mellom kontrollkammer og kammervolumet (9) ikke utlignes. Dette fører til at kraften som virker på dysenålens skulder (8) blir høyere enn kraften på toppen og dysenålen åpnes. Innsprøytingen starter.

c) Dysen lukkes: Strømsignalet slukker og fjæren dytter armaturen (4) nedover. Dette fører til at trykket i kontrollkammeret øker og kraften som virker på toppen av dysenålen overskrider igjen trykket fra undersiden. Dysenålen lukkes og innsprøytningsforløpet er avsluttet [14].

Injektorer med styring ved hjelp av piezoelektrisitet fungerer etter lignende prinsipp, der hovedfordelen med piezo er hurtigere styring og mulighet til å sprøyte inn meget små drivstoffmengder [22].



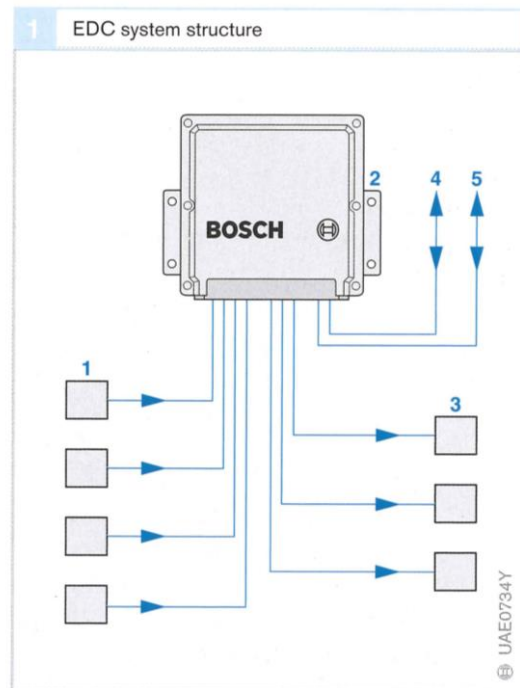
Figur 36 – Bosch Piezoelektrisk injektor. [23]

4.1.4 Electronic Diesel Control (EDC) – Elektronisk styring

Elektronisk kontrollert innsprøyting ble lansert for første gang av M.A.N/Bosch i 1979 som svar på de høye brennstoffprisene som oppsto som følge av oljeboikotten på 70-tallet [24]. Innføringen av elektronisk kontroll var i stor grad takket være fremgangen i mikroprosessorteknologi [25]. I moderne systemer utnyttes stadig større prosessorkraft til å styre flere av motorens parametere, med høyere oppløsning, raskere regnekraft og dertil raskere og mer presis styring.

Electronic Diesel Control (EDC) består av diverse sensorer, ECU og aktuatorer som gjør det mulig å styre innsprøytingen med høy presisjon i samsvar med motorens driftspunkt. Avansert styring av innsprøytningsforløpet i kombinasjon med DI har stor betydning for at moderne motorer kan innfri strenge krav til ytelser og utslipp.

Figur 37 viser et typisk EDC oppsett for et kjøretøy.



Figur 37 – Bosch EDC oppsett. [26]

En rekke sensorer (1) kontrollerer fysiske variabler som konverteres til elektriske signaler og sendes til motorens ECU. Signalene inneholder eksempelvis informasjon om pedalposisjon, railtrykk, diverse temperaturer, oksygenmengde i avgass og ladetrykk, samt veivinkel- og kamakselposisjon. Kontrollenheten (2) analyserer dataene i henhold til forhåndsprogrammerte parametere og sender elektrisk signal til aktuatorene (3) som omdanner signalene til mekanisk funksjon. Aktuatorene er eksempelvis magnetventilen i injektoren eller trykkkontrollventilen på railen. Kontrollenheten kommuniserer også med eventuelle eksterne systemer og kjøretøyets diagnosesystem (4 og 5) [1].

5 Ombygging til Common Rail på Petter Diesel PH1W

For å øke fleksibiliteten og tidsriktigheten til laboratoriemotoren ble det besluttet å bygge den om til elektronisk styrt CR-innsprøyting. Med bakgrunn i kapittel 3 og 4 vet vi at frihetsgrader i forhold til trykk- og tidsstyring gjør det mulig å øke motorens effektivitet og begrense utslippene. Med mulighet til å justere sentrale innsprøytningsparametere tilføres et viktig moment til undervisningen og de utførte forsøkene.

De nye frihetsgradene omkring elektronisk styring representerer også utfordringer. Det eksisterende PLN-systemet er volumbasert, ved at det leverer et volum bestemt av regulatoren, i henhold til motorens sekvens som bestemmes av kamakslingen. CR systemet er fritatt fra motorens sekvenser og er med dette et tidsstyrt system, der innsprøytet mengde er bestemt av FIP og åpningstiden til dysen. FIP må følgelig justeres i henhold til motorens turtall og belastning for å sørge for riktig innsprøytningsvarighet i forhold til $\Delta^{\circ}\text{CA}$. Tidspunktet for innsprøyting må deretter bestemmes i henhold til veivakselens posisjon og sekvens. Dette stiller store krav til givere og signalbehandling.

I det følgende vil utstyret som brukes til ombyggingen beskrives kortfattet. For detaljer omkring det konstruktive aspektet ved ombyggingen vises det til Eirik Wik Haug og Johan Bruvik sin rapport: «Ombygging av Petter Diesel innsprøytningsystem».

5.1 Komponenter for ombygging av Petter Diesel PH1W

Siden laboratoriemotoren har lavt slagvolum og lav effekt trengs det hardware i liten skala. Ombyggingen baseres på deler fra små kjøretøysmotorer. Fra Bertel O. Steen er det donert et CR innsprøytningsystem fra en Mercedes Benz A160CDI. Dette er en 4-sylindret turboladet rekkemotor med 44 eller 55kW effekt avhengig av generasjon [27]. Delene, foruten injektoren og kontrollenheten stammer fra denne motoren. Det kan fremkomme endringer på oppsettet i fremtiden etter hvert som det testes og tilpasses.

5.1.1 ECU (Electronic Control Unit) – NIRA i7r



Figur 38 - NIRA i7r. [28]

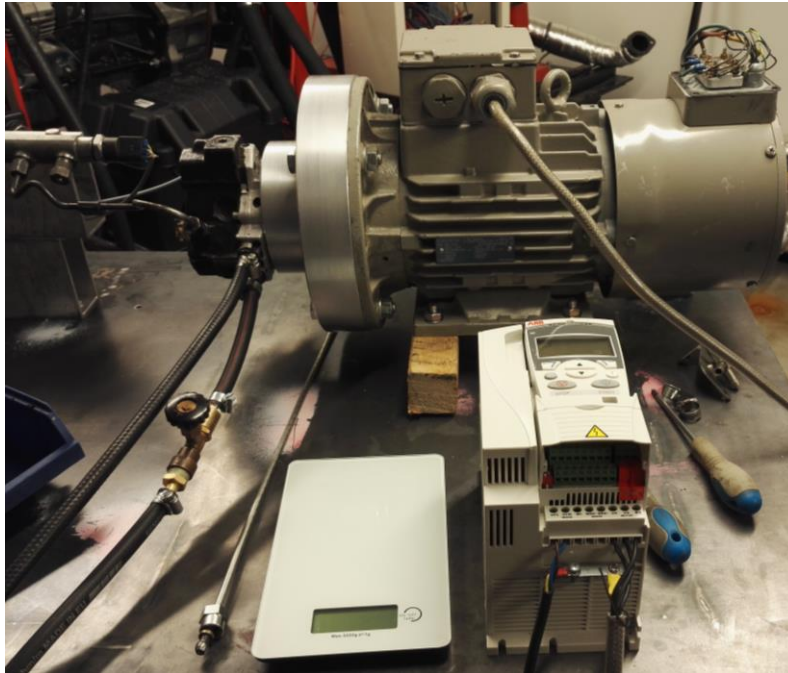
ECU-en i systemet er en NIRA i7r (Figur 38). NIRA er et svensk selskap som spesialiserer seg på avanserte kontrollenheter for bruk i krevende applikasjoner og miljøer. De produserer motorstyringsenheter for flere motortyper, blant annet diesel-, naturgass- og elektromotorer [29]. i7R er designet for å styre moderne dieselmotorer med CR innsprøyting, og gir brukeren full frihet i forhold til FIP og timing, samt mulighet for pilotinnsprøyting. Enheten kan brukes med et bredt spekter av motortyper, og den er kompatibel med opptil åtte injektorer med både piezo- og magnet-ventil [30].

Enheten er kompatibel med en rekke sensorer og aktuatorer. Vedlegg 8 viser en oversikt over tilkoblingsmulighetene som tilbys av enheten. Siden motoren skal brukes til undervisningsformål og forskning er det ønskelig å ha et oppsett der operatøren selv har kontroll på motorens drift og grenseverdier, uten påvirkning av eventuelle temperaturer, luftoverskuddsmengder etc. I så måte bygges oppsettet slik at NIRA i7r kun kontrollerer innsprøytingen i forhold til trykk og tids-styring. Øvrige driftsparametere overvåkes og logges ved hjelp av det eksisterende systemet. Dette sikrer at resultatene fra før og etter ombyggingen er sammenlignbare, og at eventuelle forskjeller kan påvises å stamme fra selve innsprøytingen.

5.1.2 Pumpe

Pumpen som vil bli benyttet er en Bosch CP3 med artikkelnummer 0445010078. Denne har tre stempler og en virkemåte som beskrevet i kapittel 4.1.1. Pumpen drives av en elektrisk motor, der turtallet settes med eksternt kontrollenhet. Figur 39 viser pumpen under oppsettets funksjonstest før den ble montert på motoren. Pumpen er montert på motorens aksling på bildets

venstre side. Her ser man tilførsel og returlinje inn på pumpen samt høytrykks-linje til railen mot venstre. Kontrollenheten som styrer den elektriske motoren ser man i forgrunnen.



**Figur 39 - Bosch CP3 pumpe montert til elektromotor. Bildet er tatt fra systemets funksjonstest.
Foto: E.W. Haug og J. Bruvik**

Under funksjonstesten ble systemet testet til å kunne levere et maksimalt railtrykk på 900 bar.

5.1.3 Rail

Railen er fra Bosch og har OE-nummer A6110700395. Figur 40 viser railen under systemets funksjonstest.



Figur 40 - Bosch Rail. A6110700395. Foto: E.W. Haug og J. Bruvik

Her ser man railens trykksensor (Rail Pressure Sensor - RPS) til høyre (OE-nummer A0041536728). Trykket i railen overvåkes kontinuerlig av motorens ECU. Høytrykksrøret til høyre er brennstofftilførsel fra høytrykks-pumpen og til venstre er høytrykksrøret til injektoren. Helt til venstre finnes trykkreguleringsventil (Pressure Control Valve - PCV) (OE-nummer A6110780449) som regulerer trykket og sender overflødig brennstoff tilbake til lavtrykks-kretsen etter signal fra motorens ECU.

5.1.4 Injektor

Injektoren er fra Bosch og har artikkelnummer 0445110 078. Figur 41 viser injektoren montert på motoren.

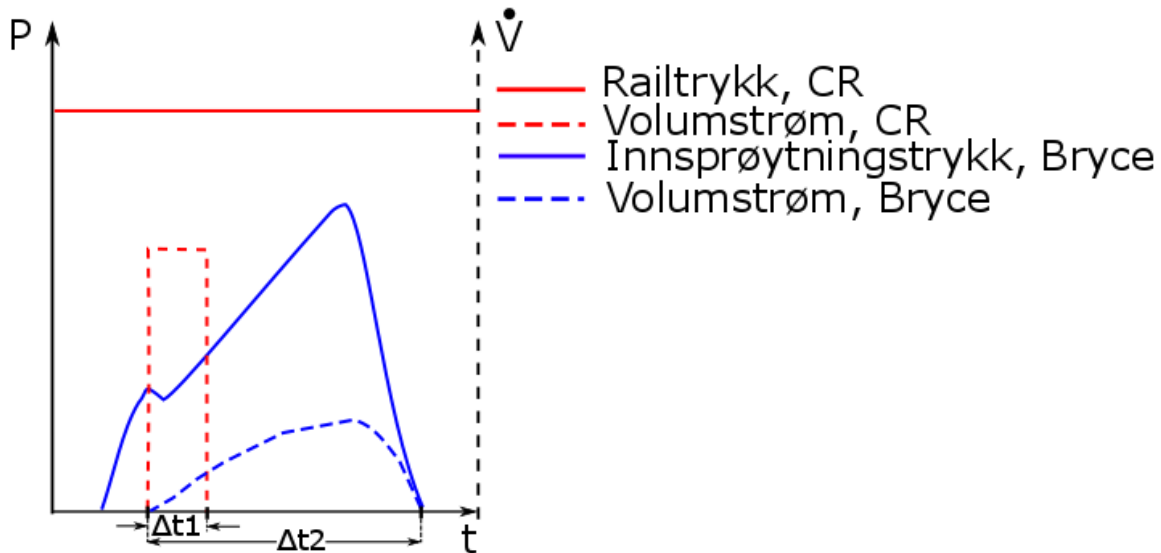


Figur 41 - Bosch injektor. 0445110 078.

En spesialtilpasset brakett fester injektoren til toppen og sørger for at dysespissen treffer riktig posisjon i forbrenningsrommet. I bildet ser vi høytrykks-røret som leverer brennstoff til injektoren, samt magnetventil og tilhørende returlinje. Den grå delen viser tilkoblingsporten til ECU-en, som i dette tilfellet ikke er tilkoblet. Magnetventilen åpner etter signal fra motorens ECU, og innsprøytingen starter som beskrevet i kapittel 4.1.3.

5.2 Dysegeometri for CR-systemet

Oppsettet er trykktestet til å kunne levere opp til 900 bar, og er med dette betraktelig høyere enn eksisterende PLN-system sitt maksimaltrykk på antatte 500 bar. Figur 42 illustrerer en hypotetisk sammenligning mellom trykk og volumstrøm for et CR og PLN system.



Figur 42 - FIP og volumstrøm med CR (rød) og kamdrevet pumpe og dyse (blå)

Av figuren ser man at leveringsraten vil øke kraftig med det økte trykket, og varigheten per innsprøytning blir dermed kortere. En kan også se hvordan hurtigheten omkring åpning og stenging kan medføre en meget skarp start og avslutning på innsprøytningen. En større mengde drivstoff absorberer varme fra forbrenningsrommet, og tenningsforsinkelsen blir dermed større. Dette vil føre til høyere sylindetrykkspisser med betydelig økt belastning på motoren og høyere utslipp av NO_x . For å kompensere for trykkøkningen må dysens åpningsareal reduseres slik at strømningsraten blir mindre.

Injektoren fra Bosch benytter dyser av type DLLA som vist på Figur 43, og HVL har fått donert 20 dyser uten borer fra Bosch.



Figur 43 - Bosch dyse, DLLA. Bildet viser en av de ferdigproduserte dysene med borerer utført av DUAP. Foto: Daniel Gjelsvik

Dysene ble videresendt til DUAP i Sveits, som produserte borerer etter spesifikasjon fra HVL. I første omgang ble det produsert to dyser, og de resterende lagres hos DUAP i tilfelle det må gjøres fremtidige endringer på geometrien eller produseres flere dyser.

5.2.1 Beregning av dysehullboringer og produksjon av dyser

Først beregnes brennstofforbruket per slag ved hjelp av formel 1.

$$Q = \frac{bsfc \cdot Pe}{\rho \cdot n \cdot \frac{60}{2}} \quad (1)$$

Formel 1 – Brennstofforbruk

Der:

$$Q = \text{Brennstoff - forbruk} \left[\frac{m^3}{\text{slag}} \right]$$

$$bsfc = \text{Spesifikt brennstoff - forbruk} \left[\frac{g}{kWh} \right]$$

$$Pe = \text{Effekt} [kW]$$

$$\rho = \text{Brennstoffets tetthet} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$n = \text{motorens turtall} \left[\frac{1}{min} \right]$$

$$\frac{60}{2} = \text{Arbeidsslag per minutt (for 4takt)}$$

Deretter beregnes innsprøytningsperioden i sekund ved valgte turtall og antall veivgrader.

$$t = \frac{\varphi \cdot 60}{n \cdot 360} \quad (2)$$

Formel 2 - Innsprøytningsperiode

Der:

$$t = \text{Innsprøytningsperiode} [s]$$

$$\varphi = \text{Innsprøytningsperiode} [^\circ CA]$$

Videre finner man volumstrømmen gjennom dysen ved hjelp av volumstrøm per slag og tid per innsprøyting.

$$\dot{q} = \frac{Q}{t} \quad (3)$$

Formel 3 – Volumstrøm per tidsenhet

Der:

$$\dot{q} = \text{Volumstrøm} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Med hjelp av formel for skarpkantede dyser kan dysens areal regnes ut.

$$\dot{q} = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P} \Rightarrow A = \frac{\dot{q}}{\mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta P}} \quad (4)$$

Formel 4 – Gjennomstrømning i skarpkantede dyser

Der:

μ = Tapskoeffisient for skarpkantede hull

A = Dyseareal [m^2]

ΔP = Trykkfall over dyshullene [Pa]

Tapskoeffisienten, μ , er typisk 0,65 for skarpkantede hull, slik som eksisterende dyse. Nye dysehull vil produseres ved hjelp av elektrokjemisk maskinering (Electrochemical machining – ECM). Prosessen benyttes på produkter som grunnet sin materialhardhet eller små toleranser er vanskelig eller umulig å produsere ved hjelp av konvensjonelle metoder [31]. Når prosessen benyttes på dysehull vil innløpet avrundes noe, og tapskoeffisienten blir høyere. Det er imidlertid vanskelig å anslå denne nøyaktig, da ECM ikke kan kontrolleres til ytterste nøyaktighet. I samråd med faglærer ble tapskoeffisienten anslått til 0,72 [L. M. Nerheim, Pers. Kom, Januar 2017]. I formel 4 er trykkfallet, ΔP , differansen mellom trykket før dysespissen og trykket i forbrenningskammeret og beregnes ved hjelp av formel 5.

$$\Delta P = P_i - P_{syl} \quad (5)$$

Formel 5 – Trykkfall over dysehullene

Der:

P_i = Innsprøytningsstrykk [Pa]

P_{syl} = Sylindertrykk [Pa]

Som beskrevet er systemet trykktestet til å levere et FIP opp mot 900 bar. Trykket i sylinderen varierer med motorbelastningen. Kalkulasjonen baseres på maksimalt sylindertrykk fra ren

kompresjon. I følge spesifikasjonene for motoren i tabell 1 er maks kompresjon ca. 37 bar. Det er viktig å merke seg at dysearealet fra formel 4 gjelder totalt areal, og må derfor deles på antall boringer. Arealet per boring blir dermed.

$$A_{dyseboring} = \frac{A}{n_{dyseboring}} \quad (6)$$

Formel 6 – Areal dyseboring

Der:

$A_{dyseboring}$ = Arealet per boring [m^2]

A = Totalt boringsareal [m^2]

$n_{dyseboring}$ = Antall boringer

Av dette kan boringen utregnes.

$$D_{dyseboring} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{dyseboring}}{\pi}} \quad (7)$$

Formel 7 – Diameter dyseboring

Der:

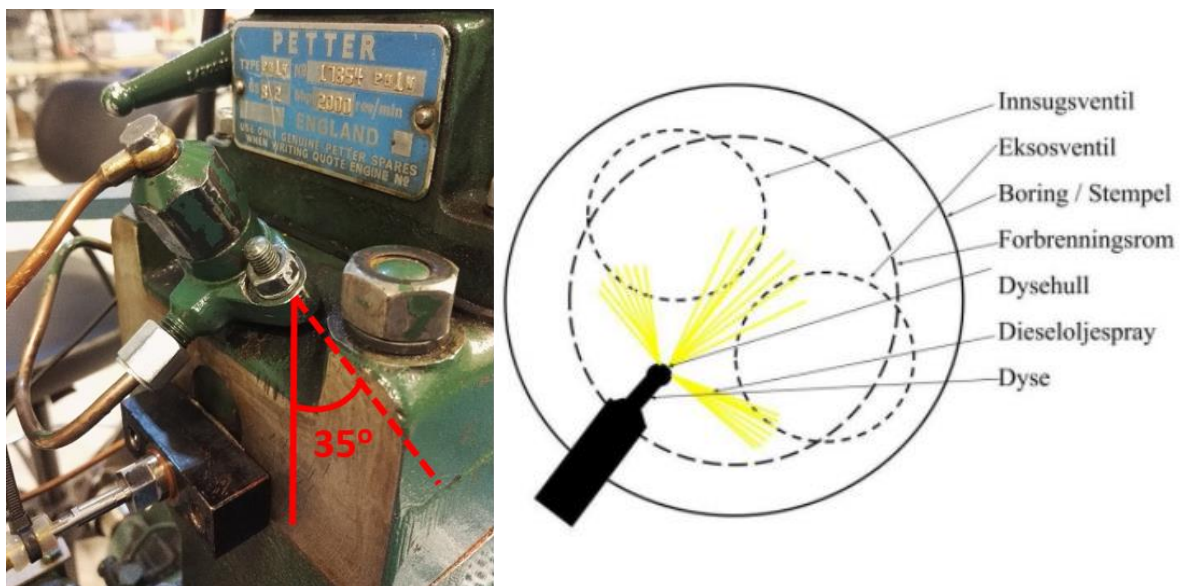
$D_{dyseboring}$ = Diameter dyseboring [m]

Beregningen av dysearealet baseres på målinger av brennstoff-forbruk fra testkjøring foretatt 26.04.16 og resultatet fra beregningen er listet i tabell 3.

Inndata:	
$\rho_{\text{brennstoff}}$ [kg/m ³]	830
n [rpm]	1500,00
T [Nm]	30,00
bsfc [g/kWh]	254,10
Innspr. Duration [°CA]	16,50
Formfaktor, μ	0,72
P_{inn} [bar]	900,00
P_{syl} [bar]	37,00
Antall dysehull	3
Utdata for strømning	
ΔP [bar]	863,00
P_e [kW]	4,71
Innsprøytingstid [s]	0,00183
Q_{fuel} [mm ³ /slag]	32,059
q_{fuel} [m ³ /s]	1,75E-05
m_{fuel} [mg/slag]	2,66E+01
Utdata for dyse:	
A dysehull [m ²]	1,78E-08
D dysehull [mm]	0,1504
Antall hull	3

Tabell 3 – Kalkulasjon av dysegeometri

En av utfordringene med dysegeometrien for Petter PHIW er at injektoren står skråstilt i forbrenningsrommet som vist i Figur 44.



Figur 44 – Petter PHIW illustrasjon av injektorens plassering i forbrenningsrommet. [3]

For å sikre at dysehullenes plassering ble riktig ble resultatet fra beregningene sendt til DUAP med hjelpetegninger utført av E.W Haug og J. Bruvik (Vedlegg 9). Produksjon av dysene ble deretter iverksatt og strømningsstest etter Q100⁸ standard ble utført. Resultat fra strømningsstesten finnes i vedlegg 10 og arbeidstegning av ferdig dyse produsert av DUAP finnes i vedlegg 11.

Tabell 4 viser geometrien på de to nye dysene fra DUAP sammenlignet med den originale dysen fra Bryce. Som vi ser er den nye boringen betraktelig mindre enn originalen.

	DUAP dyse #1	DUAP dyse #2	Original Bryce dyse
Diameter [mm]	0,145	0,140	0,260
Antall boringer	3	3	3
Formfaktor	0,77*	0,82*	0,65**

*Utregnet formfaktor basert på strømningsdata fra DUAP. Se kapittel 7.1.3.

**Antatt skarpkantet hull

Tabell 4 – Geometri dyser fra DUAP sammenlignet med original Bryce dyse

Figur 45 viser et makrofotografi av dyse #1. Den sorte prikken er en av tre boringer. Her illustreres det tydelig de små dimensjonene og hvorfor det kreves avanserte produksjonsteknikker.



Figur 45 - Ferdigprodusert dyse fra DUAP. Foto: Daniel Gjelsvik

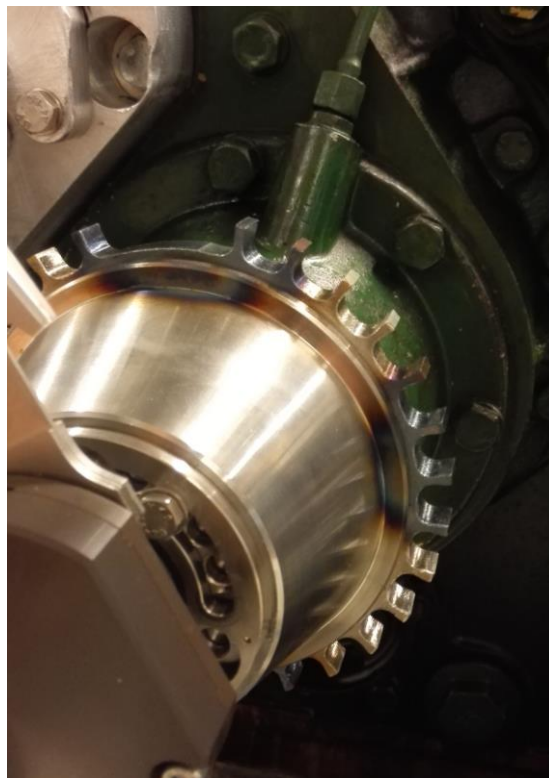
⁸ Standard for test av volumstrøm i dyser. Volumstrøm av væske standardisert etter ISO4113 måles gjennom dysen ved 40°C, 100bar og 0,3mm nåleløft.

5.3 Øvrige givere

Foruten givere for railtrykk beskrevet i kapittel 5.1.3 krever det nye oppsettet giverutstyr for å definere motorens veivposisjon og sekvens.

5.3.1 Veivakselposisjon og turtallsensor (CKP)

For å ha kontroll på SOI er det essensielt at NIRA kjenner veivakselens eksakte posisjon i forhold til ØD. For veivposisjon og turtall er det tilvirket en tannkrans av typen «30-2 lost» (Figur 46) som ble påmontert veivakselen. Punktet der de to tennene mangler fungerer som et referansepunkt. For å oppnå et nøyaktig signal er det viktig at triggehjulet er nøyaktig maskinert, og sentrert på veivakslingen så avstanden til sensoren er jevn gjennom omdreiningen.



Figur 46 - Tannkrans påmontert veivakselen.

En Honeywell 1GT101DC Hall Sensor (Figur 47) registrerer det magnetiske feltet fra triggehjulet og sender et varierende spenningssignal til NIRA i7r med frekvens proporsjonal med motorens turtall.



Figur 47 - Honeywell 1GT Series Gear Tooth Sensor.

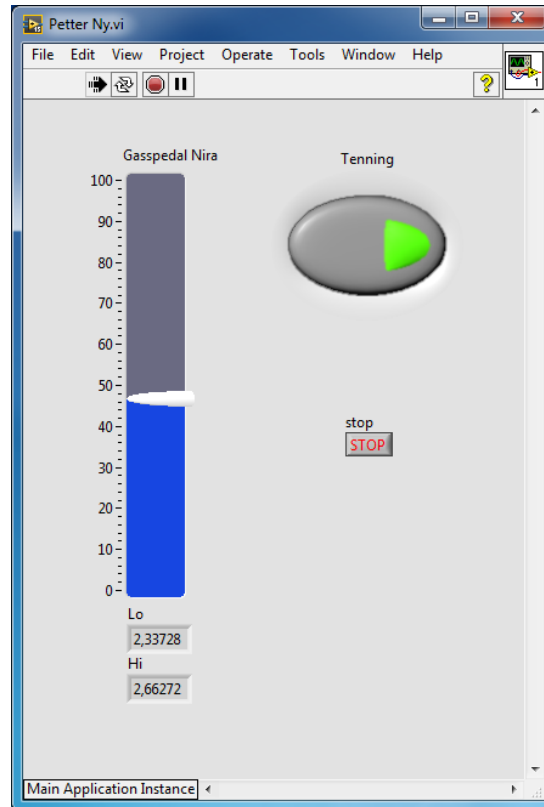
5.3.2 Kamakselposisjon

Siden motoren er 4-takter, kreves det én innsprøyting per syklus på 720°CA. Det er dermed kritisk at styringsenheten har informasjon om hvilken fase av syklusen motoren befinner seg i til enhver tid, så innsprøytingen forekommer i riktig slag («cycle trigger»). Også her brukes en Honeywell 1GT101DC. I dette tilfellet er triggehjulet montert til kam-akslingen og har kun én tann som sensoren registrerer ved passering. Ved å synkronisere dette signalet opp mot signalet fra veivsensoren kan styringsenheten kjenne veivakselens posisjon, samt hvilken syklus motoren befinner seg i.

5.3.3 Pådragsposisjon (Acceleration Pedal Position - APP)

NIRA rk støtter moment- eller hastighetsbestemt regulering av brennstoffmengden (Torque demand eller speed demand). For laboratorieoppsettet er det hensiktsmessig at pådragsposisjonen definerer et turtall, som vil opprettholdes når belastningen på el-motoren, altså bremsemomentet, reguleres. I programvaren kan man legge inn begrensninger på pådraget i samsvar med motorens driftsparametere (Innsugstemperatur, eksostemperatur osv.). Grunnet ønske om en laboratoriemotor med mest mulig frihet vil det ikke legges inn andre begrensninger enn minimum og maksimum turtall.

Et program i Labview fungerer som «gasspedal». Programmet har et kryssende 5V spenningssignal som videresendes til ECU-en og et enkelt brukergrensesnitt som vist i Figur 48 lar brukeren sette pådragsposisjon fra 0-100%.

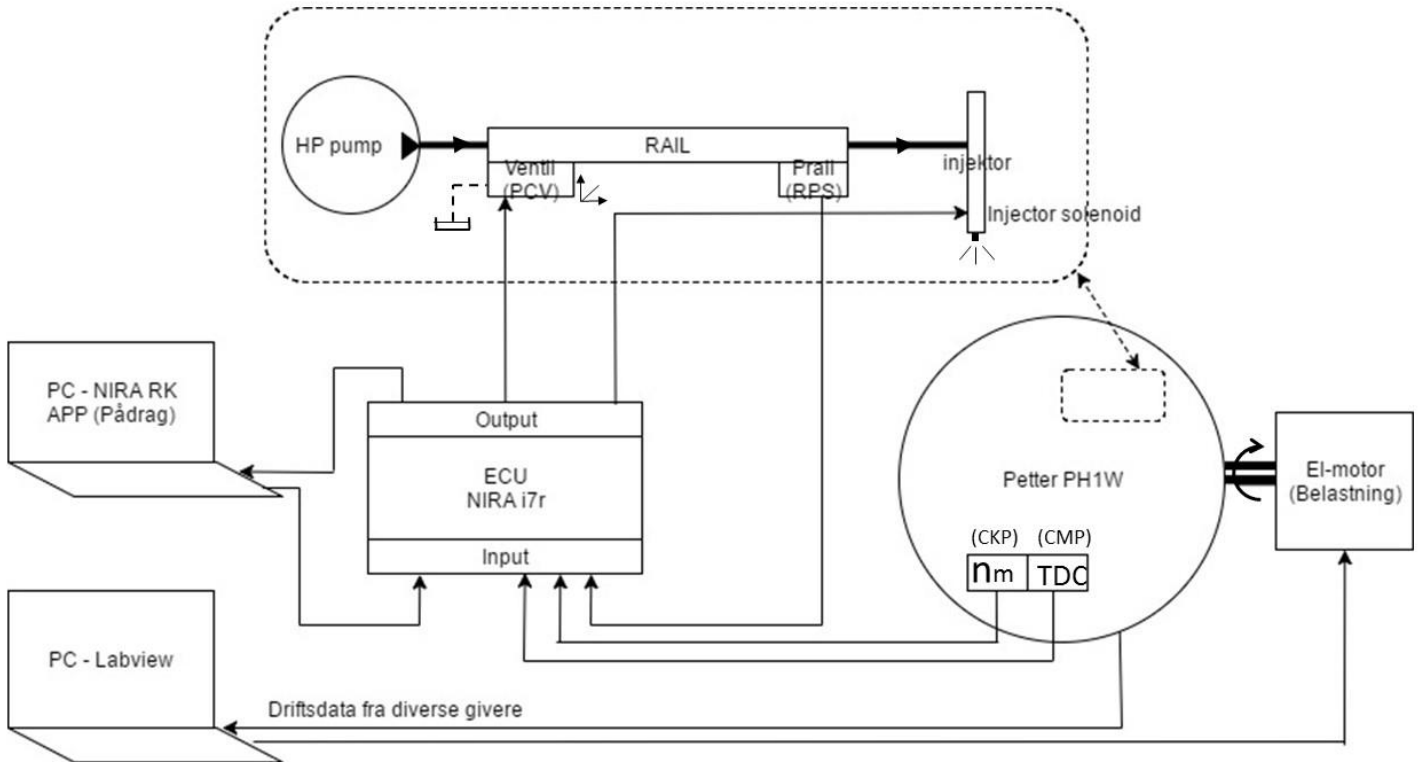


Figur 48 – Pådragsposisjon. Pådrag settes som prosentverdi og stabilt turtall opprettholdes ved å endre mengde brennstoff i henhold til belastning.

5.4 Blokkdiagram – Laboratoriemotor med common rail innsprøytning

Figur 49 viser CR-oppsettet på Petter Diesel PH1W etter ombygging. Figuren viser inn- og ut-signalene fra NIRA i7r. Fra operatørens PC kan man justere ønsket motorhastighet ved hjelp av den programmerte pådragsposisjonen. Andre innsignaler er RPS, CKP og CMP. Signalene tolkes av ECU-en som bearbeider dataene og sender signal til PCV som opprettholder ønsket railtrykk og injektorens magnetventil som åpner en gitt tid ut fra ønsket brennstoffmengde.

Giverutstyret til Labview, sotmåling, avgassmåling og AVL indikerings-system fungerer på samme måte som før ombyggingen som beskrevet i kapittel 2.3.



Figur 49 – Blokkdiagram. CR oppsett etter ombygging.

6 Referansedata og motoranalyse av Petter Diesel PH1W

6.1 Referansedata

Før ombygging er det viktig å etablere et godt datagrunnlag om motorens driftsdata. God kjennskap til motorens nåværende drift er essensielt for å definere grunnleggende innsprøytningsparametere og sette grenseverdier for eksempelvis maksimalt sylindetrykk og eksostemperatur. Referansedataene vil også brukes som sammenligningsgrunnlag for å kunne diskutere motorens egenskaper før og etter ombyggingen.

6.1.1 Forkastede forsøk – Problemer med å etablere referansedata.

Dannelse av referansedata viste seg å være en større prosess enn først antatt, noe som medførte en del forsinkelser med gjennomføring av prosjektet. I den originale målsetningen skulle referansekjøring gjennomføres innen utgangen av januar 2017, og ombygging iverksettes i løpet av februar. Diverse utfordringer med motoroppsettet og deretter problemer med selve gjennomføringen førte til at endelig referansekjøring ikke ble utført før 10.03.17.

De feilslåtte forsøkene medførte imidlertid at feilkilder ved belastningsmåling og måling av oksygenoverskudd med ADC SB2000 ble avdekket, noe som har ført til at endelig referansekjøring er utført med en metode med høy grad av repeterbarhet. I tillegg ble motorens øvre turtall begrenset til 1800 rpm, grunnet mye vibrasjon i motoren ved kjøring over dette turtallet.

Detaljer fra de forkastede referansekjøringene og feilsøkingen som ble utført er beskrevet i vedlegg 12.

6.1.2 Definerings av lastpunkter, sammenligningsgrunnlag og kalibrering av frekvensomformer

I samråd med laboratorieingeniør, Daniel Gjelsvik, ble det lagt strategi i henhold til hvordan referansekjøringene skulle gjennomføres og hvordan lastpunktene skulle defineres. Resultater fra K. Skaar ble sammenlignet med tidligere avhandlinger. Dette, i kombinasjon med

at de spesifikke ytelsene samsvarer ledet til konklusjonen om at avlest effekt her er nærmere virkeligheten. Det ble imidlertid også stilt spørsmål ved lastmålingens nøyaktighet i Skaar's rapport. Derfor vil verdier fra sylindetrykkmåling benyttes når konklusjoner i henhold til motorens ytelse skal slutes. Det ble også besluttet å bruke Horiba PG-350 for måling av oksygenoverskudd.

For å definere lastpunktene ble motoren bremsset og kjørt til eksostemperaturen sammenfalt med verdiene fra 2016. I disse punktene ble «setmoment» og «moment FC» kalibrert til å gi samme verdi. Kalibreringsmetode er forklart nærmere i vedlegg 13. Ved å kjøre basert på frekvensomformer vil man kunne definere turtallet og momentet presist, og repeterbarheten for forsøkene vil dermed være god.

6.1.3 Endelig referansekjøring

Endelig referansekjøring ble utført den 10.03.17 og tok for seg turtall og belastningspunkter definert i tabell 5.

Turtall [rpm]	Belastning* [Nm]					
	7,5	15	22,5	25		
1200	7,5	15	22,5	25		
1300	7,5	15	22,5		28	
1400	7,5	15	22,5			30
1500	7,5	15	22,5			30
1600	7,5	15	22,5			30
1650	7,5	15	22,5			30
1700	7,5	15	22,5		28	
1800	7,5	15	22,5		28	

*Satt moment på frekvensomformer. Representerer ikke eksakt verdi. Ref. kapittel 6.1.2

Tabell 5 – Referansekjøring 10.03.17

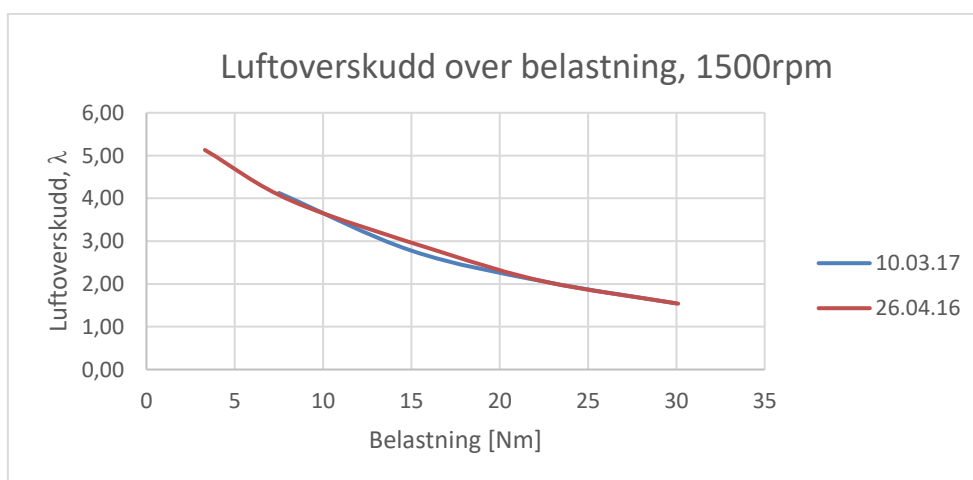
Som tabellen viser ble det valgt noe lavere belastning på de laveste og høyeste turtallene. På lave turtall ble 30 Nm for krevende for motoren og på høye turtall ble belastningen redusert for å unngå høy utgangseffekt og stor termisk belastning på motoren. Motoren ble kjørt i ca. 4 minutter per punkt for å oppnå stabil drift før parametere ble logget. Ved måling av sot ble det beregnet et gjennomsnitt av tre målinger. Resultater fra avgassmålingen ble avbildet når verdiene viste seg stabile. Måling av NO_x fluktuerte en del, så her ble det avlest et gjennomsnitt over ca. 30 sekunder.

Tabell 6 viser de viktigste parametere for videre analyse. Verdiene er hentet fra kjøringen på 1500 rpm.

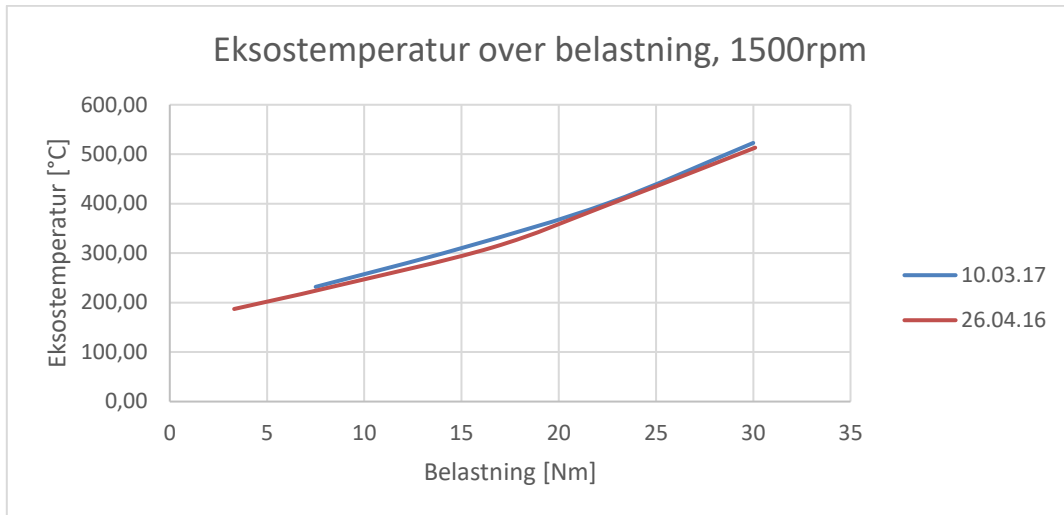
TORQUE-FC [Nm]	7,38	14,90	22,29	29,82
SPEED-FC [1/min]	1500,76	1500,73	1500,50	1500,25
T-AIR-ENG-I [°C]	25,93	26,38	26,44	27,00
T-AIR-AMB [°C]	26,26	26,98	27,00	27,79
T-EXH-ENG-O [°C]	231,83	310,23	400,70	522,85
F-FUE-ENG [kg/h]	0,54	0,77	1,04	1,37
Sot, FSN	0,46	0,73	1,32	3,55
IMEP [bar]	2,63	4,09	5,61	7,12
Pmax [bar]	59,17	65,29	71,56	75,70
NOx [ppm]	703	1338	1939	2150
SO ₂ [ppm]	1,2	1,2	1,1	5,10
CO [ppm]	434	327	313	969
CO ₂ [vol%]	3,56	5,27	7,24	9,78
O ₂ [vol%]	15,91	13,44	10,79	7,41

Tabell 6 – Resultater fra referansekjøring 10.03.17

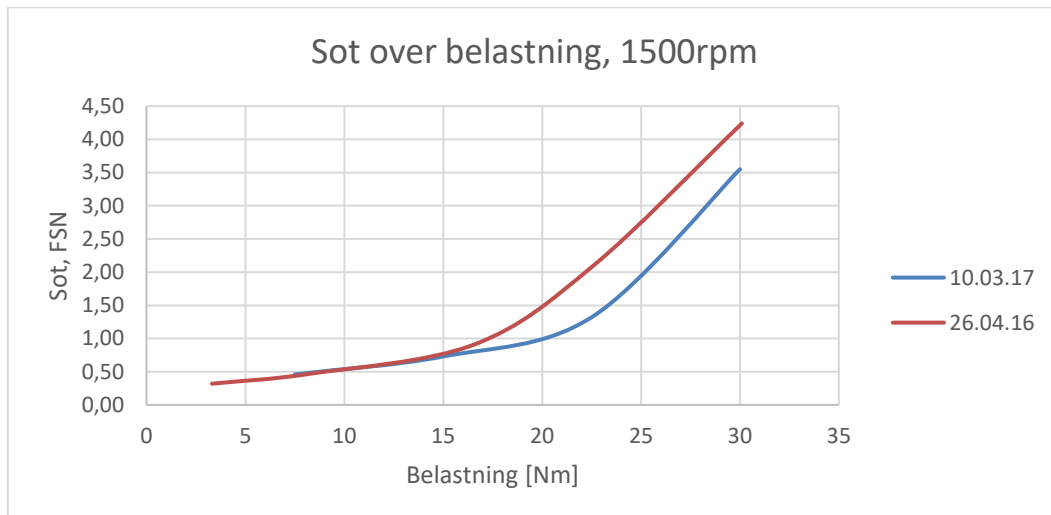
En sammenligning av referansekjøringen mot resultatene fra 2016 er foretatt i Figur 50, Figur 51 og Figur 52 og viser luftoverskudd, eksostemperatur og sotutslipp over motorens belastning.



Figur 50 – Luftoverskudd over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.



Figur 51 – Eksostemperatur over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.



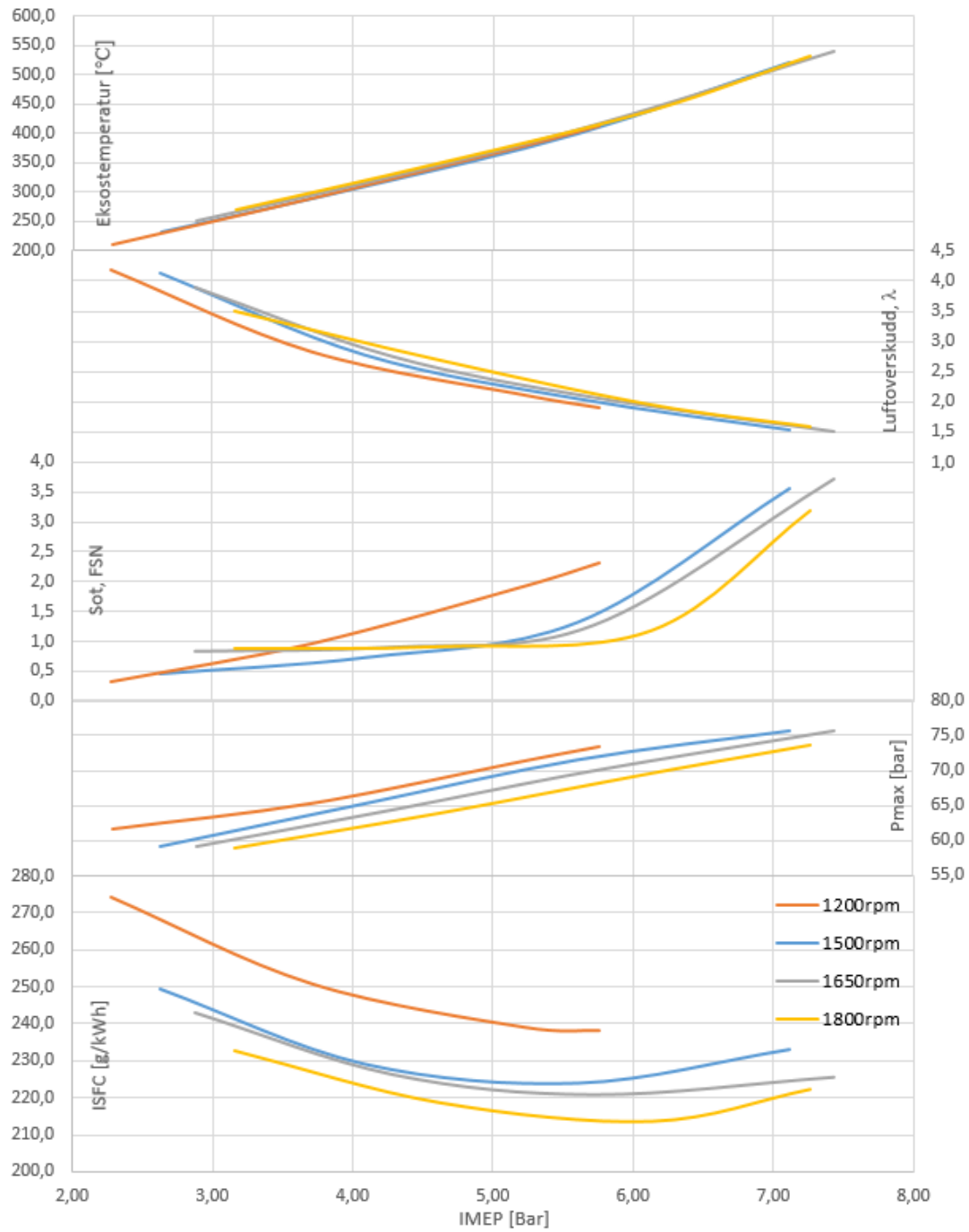
Figur 52 – Sot over belastning ved 1500rpm. Sammenligning av kjøring 26.04.16 og 10.03.17.

Luftoverskuddet og eksostemperaturen viser at lastpunktene sammenfaller godt. Samtidig vises avvik i sotutslipp når belastningen øker over 16 Nm. Dette kan ha flere årsaker, blant annet forhold omkring renhet av dyse og omgivelsesforhold. Det konkluderes at de gitte verdiene fra referansekjøringen er tilfredsstillende for videre analyse, og at presisjonen i de valgte målemetoder, i kombinasjon med repeterbarheten ved kjøring etter frekvensomformerer gir godt sammenligningsgrunnlag etter at motoren er bygget om til CR.

6.2 Motorkarakteristikk og analyse

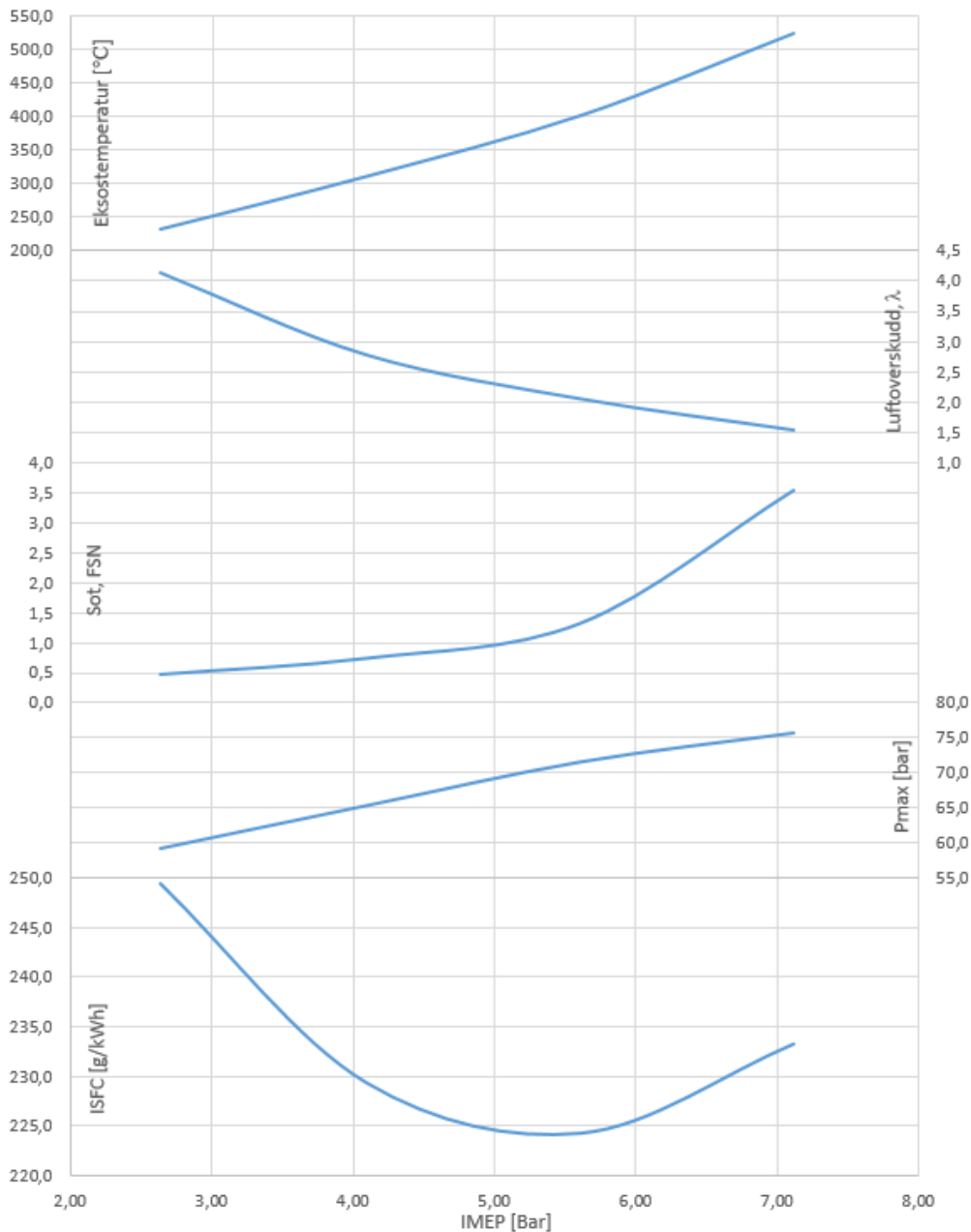
Følgende analyse danner karakteristikken av motorens drift, og dermed grunnlag for programmeringen av den elektroniske innsprøytingen. Analysen vil også brukes til å definere videre målsetningen for det nye innsprøytingssystemet, ved å se hvilke parametere som er ønskelige å forbedre.

Figur 53 viser en sammenlignende motorkarakteristikk for motoren for turtallene 1200, 1500, 1650 og 1800 rpm. Figur 54 viser samme parametere for 1500 rpm og øvrige turtall finnes i vedlegg 14.



Figur 53 – Motorkarakteristikk for 1200, 1500, 1650 og 1800 rpm. Parametere som funksjon av IMEP

Motorkarakteristikk, 1500rpm



Figur 54 – Motorkarakteristikk for 1500 rpm. Parametere som funksjon av IMEP

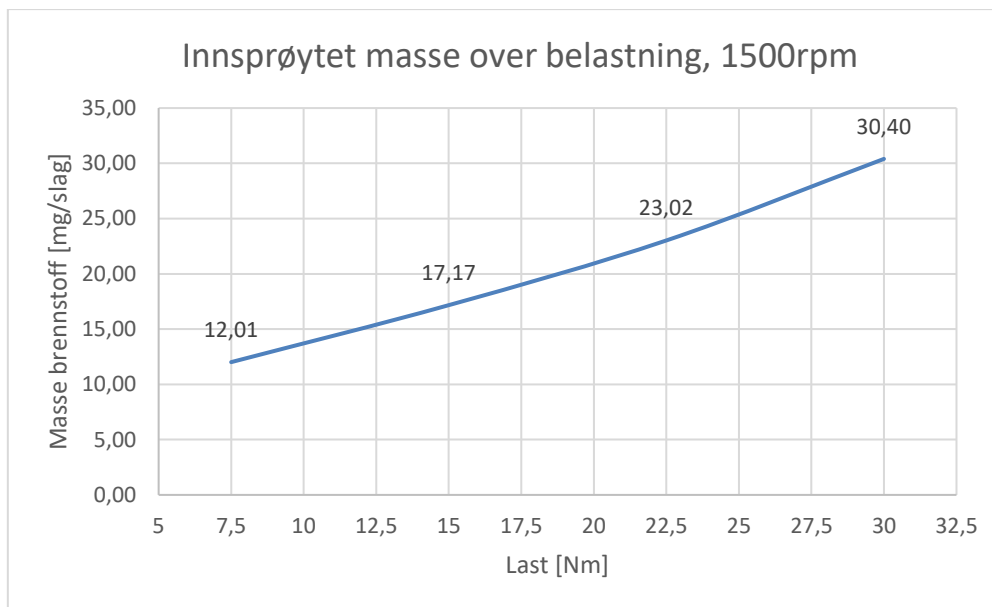
6.2.1 Brennstofforbruk og sotutslipp

Fra Figur 53 ser man at motorens optimale indikerte spesifikke brennstofforbruk (Indicated Specific Fuel Consumption⁹ – ISFC) i g/kWh øker med belastning og turtall. For 1500 rpm er optimum 224 g/kWh ved IMEP på 5,5 bar. Dette punktet representerer et

⁹ Beregnet fra indikert effekt fra sylindertykkmåling og måling av brennstofforbruk.

Setmoment-FC på 22 Nm. Ved økende turtall forflyttes optimum mot høyere IMEP. Dette kan ha sammenheng med de volumetriske forholdene i sylindren, der luftbevegelse og virkningsgrad er optimalisert for et høyere turtall.

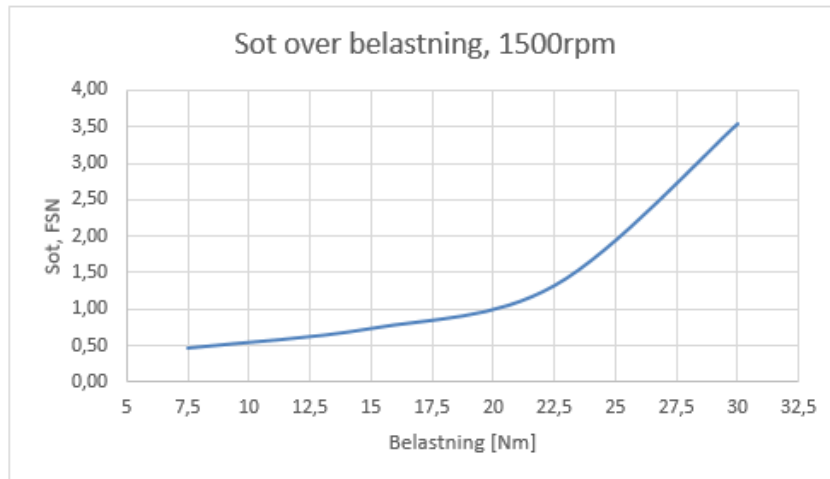
Som det vil beskrives nærmere i kapittel 7 baserer NIRA seg på innsprøytet mengde brennstoff i mg/syklus. Figur 55 viser innsprøytet masse drivstoff som funksjon av belastning for 1500rpm. For øvrige turtall vises det til vedlegg 15.



Figur 55 – Masse brennstoff per slag over belastning ved 1500 rpm. 10.03.17. Øvrige turtall i vedlegg 15.

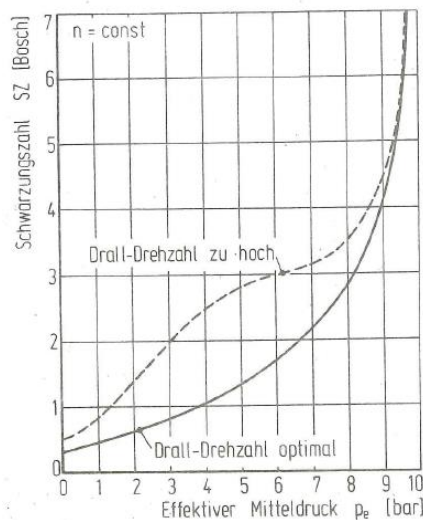
Som illustrert i figuren brukes 30,4 mg brennstoff per slag ved 30 Nm belastning. Det høyeste målte forbruket finner man ved 1600 rpm og 30 Nm, hvor motoren forbruker 30,76 mg/slag.

Fra motorkarakteristikken i Figur 53 ser man at motoren har store utslipp av sot. Ved maks belastning kan utslippet bli over 3,5 FSN. For 1500 rpm øker utslippet dramatisk i fra punktet med 5,5 bar IMEP (20 Nm) som vist i Figur 56. Dette er altså i samme driftspunkt som optimalt brennstoff-forbruk. Samme trenden kan man se fra de øvrige turtallene med unntak av 1200 rpm som har en jevnt stigende kurve over belastningsregisteret. Det kan tyde på at innsprøytingssystemet er veldig turtallsensitivt, ved at forstøvningen av brennstoff blir bedre ved høyere turtall (og dertil høyere FIP). Luftforholdene og blandingsdannelsen kan også spille en rolle.



Figur 56 – Sotutslipp over belastning for 1500rpm. 10.03.17

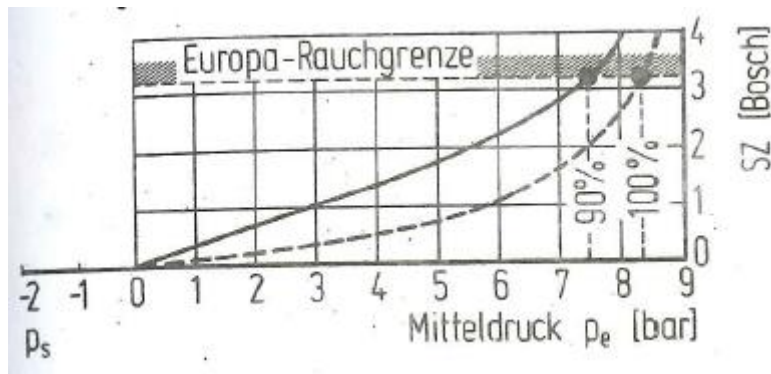
For å sette disse verdiene i perspektiv med datidens teknologi vises til Figur 57 og Figur 58 som er hentet fra et forelesningsnotat av Dr. H. Hardenberg, TU Stuttgart. Illustrasjonene stammer fra 70-tallet og omhandler DI NA motorer for kjøretøy. Figur 57 viser sotutslipp i forhold til effektivt middeltrykk (Break Mean Effective Pressure¹⁰ - BMEP). Med «Drall-Drehzahl» menes luftrotasjonen i sylinderen, der den stiplede linjen viser et tilfelle der det ligger for høyt, og hel linje for optimal luftrotasjon [32]. Figuren illustrerer med dette viktigheten av luftforholdene i forbrenningsrommet.



Figur 57 – Sotutslipp over BMEP. For høyt turtall (stiplet linje) og optimalt turtall (hel linje) for direkteinnsprøytet NA motor fra ca. 1970. [32]

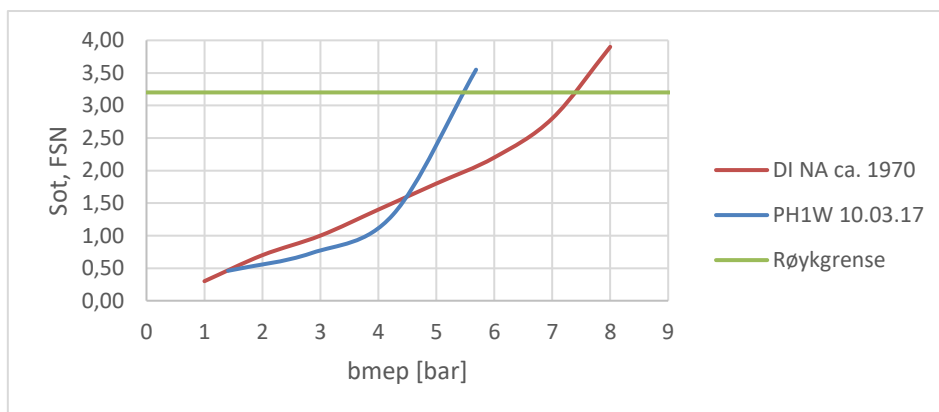
¹⁰ Bremsset effekt på akslingen deles på slagvolum og hastighet. Gir et fiktivt middeltrykk som representerer kvaliteten til motoren uavhengig av slagvolum.

Figuren viser BMEP i motsetning til IMEP, noe som betyr at laboratoriemotoren har betraktelig høyere utslipp av sot. Figur 58 viser sotutslipp over BMEP for to ulike tenningstidspunkt og datidens utslippsgrense for Europa. Her ser vi at motoren når grensen på ca. 3,2 FSN ved 7,5 bar BMEP ved tenning 12°C CA før ØD og ved 8,3 bar BMEP ved tenning 20°C CA før ØD. (Tenning ved 12°C CA vil være mest relevant i forhold til laboratoriemotoren. Dette beskrives i neste kapittel).



Figur 58 – Sotutslipp over BMEP for direkteinnsprøytet NA motor fra ca. 1970. Stiplet linje viser tenning ved 20°C CA før ØD og hel linje 12°C CA før OD. Røykgrense for Europa er merket ved ca. 3,2 FSN. [32]

Figur 59 viser den heltrukkede kurven fra Figur 58 sammenlignet med referansekjøringen. Grunnet usikkerhet til momentmålingen er ikke verdiene for BMEP eksakte, likefult gir det en god indikasjon på at motoren får problemer med å oppnå optimal forbrenning når belastningen øker over 20 Nm og 5,5 bar IMEP.

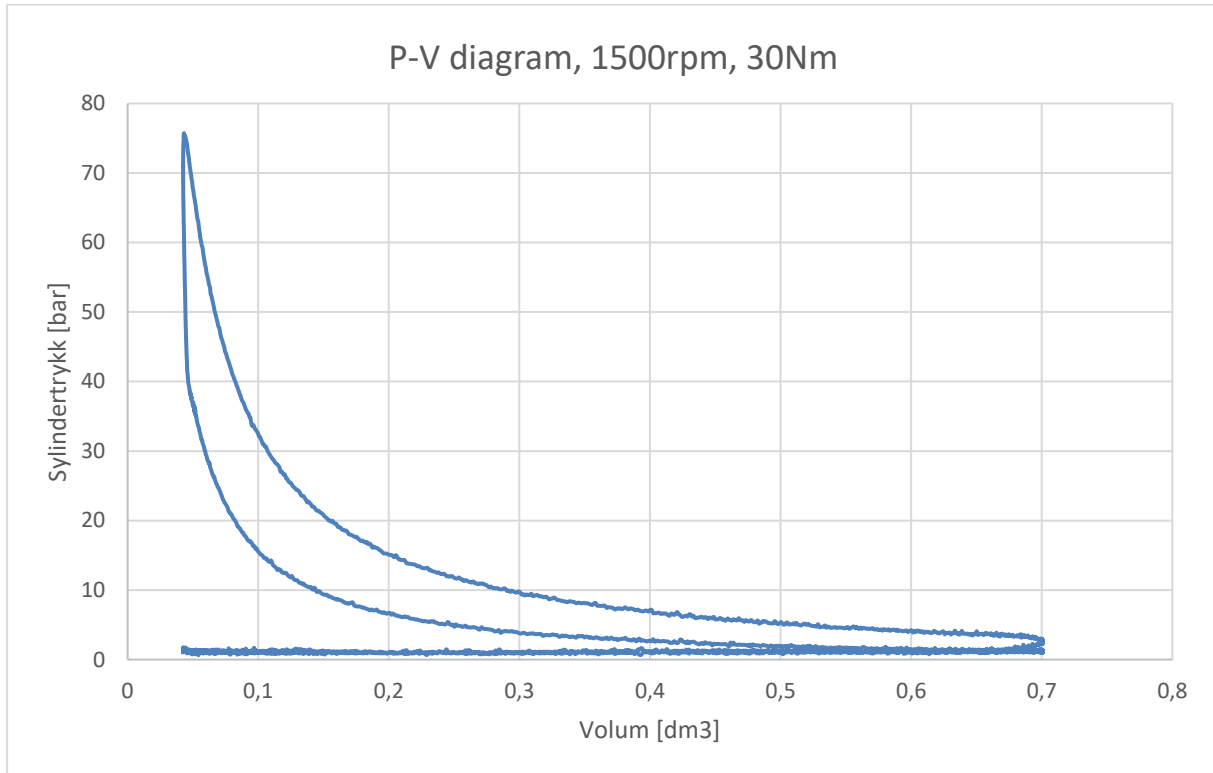


Figur 59 – Sammenligning av sotutslipp ved tenning 12°C CA før ØD fra figur 44 mot referansekjøring av PH1W 10.03.17.

6.2.2 Tenningsforsinkelse og forbrenningsvarighet

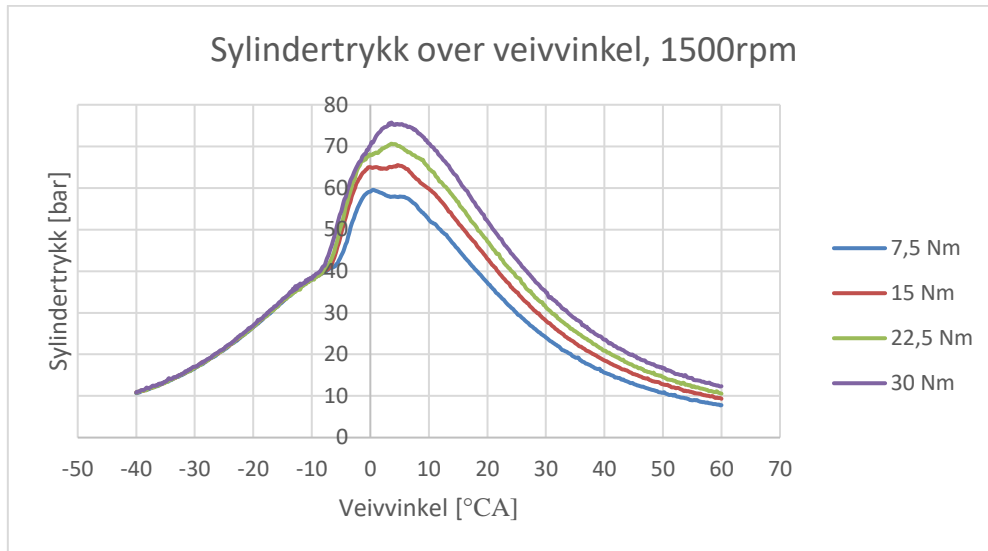
Ved å analysere motorens trykk- og varmeomsetningskurver kan man få verdifull informasjon om motorens forbrenningskarakteristikk.

Figur 60 viser et trykk-volum-diagram ved 1500 rpm og 30 Nm.



Figur 60 – Trykk-volum diagram. PH1W med PLN innsprøyting. 1500rpm

Diagrammet viser hvordan forbrenningstrykket øker raskt rundt ØD, og det kan tyde på at en stor andel av forbrenningen er homogen, altså at en forblandet luft- og brennstoffblanding antennes. Dette resulterer i høy effektivitet, men en naturlig konsekvens er støy og høyere utslipp av NO_x [9]. Figur 61 viser sylindertrykket i forhold til veivinkelen for de ulike lastpunktene ved 1500 rpm.



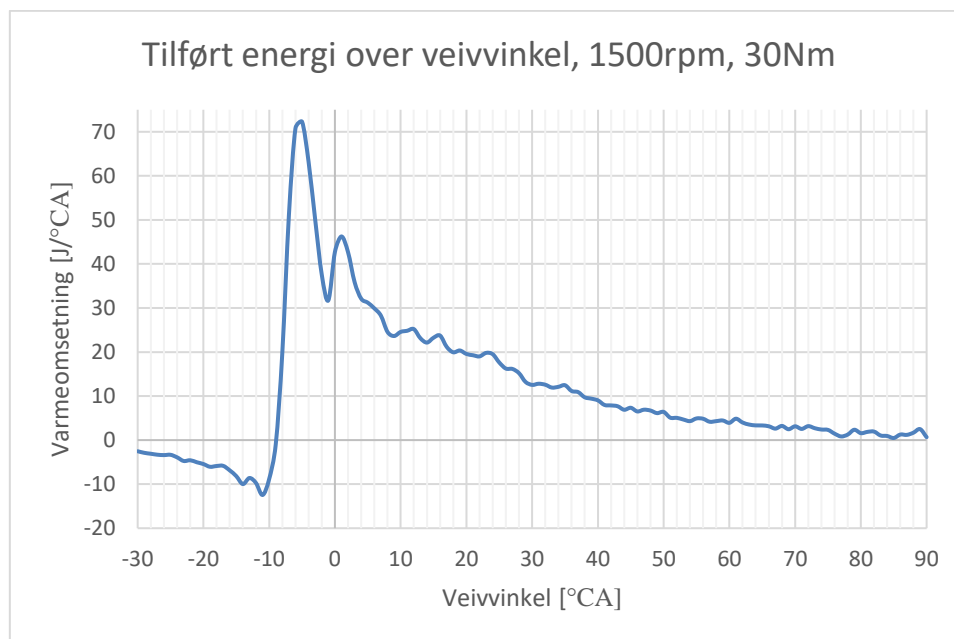
Figur 61 – Sylindertrykk over veivinkel, 1500rpm 10.03.17

Starten på forbrenning er definert der man kan spore en merkbar trykkøkning i sylinderen. Ved å plote et utsnitt fra -15 til 0°CA for alle turtall- og lastpunkter og lese av punktet for trykkøkning kan forbrenningsstart defineres. Det bemerkes at pulsasjoner i kurven gir noe usikkerhet med en nøyaktighet på ca. 0,4°CA. Forbrennings-start for alle loggede turtall er opplistet i tabell 7. Kjennskap til original forbrenningsstart er nyttig ved bestemmelse av SOI med det nye systemet.

Turtall [1/min]	Belastning [Nm]	Forbrenningsstart [°CA]
1200	7,5	-8,2
	15	-9,2
	22,5	-10
	25	-10
1300	7,5	-7
	15	-8,6
	22,5	-9
	28	-9,2
1400	7,5	-6,5
	15	-7,8
	22,5	-8,5
	30	-9,2
1500	7,5	-6,6
	15	-7,5
	22,5	-8,3
	30	-9
1600	7,5	-5
	15	-6,1
	22,5	-7
	30	-7,8
1650	7,5	-4,8
	15	-5,8
	22,5	-6,5
	30	-7,6
1700	7,5	-4,5
	15	-5,5
	22,5	-6,1
	28	-7
1800	7,5	-4,8
	15	-5
	22,5	-5,8
	28	-6,8

Tabell 7 – Teningstidspunkt og tenningsforsinkelse for PH1W med PLN innsprøyting. 10.03.17

Figur 62 viser energiomsetningen i sylinderen ved 1500 rpm og 30 Nm belastning. Her ser man en større andel homogen forbrenning fra forbrennings-start frem til ca. 2°CA før ØD. Deretter begynner diffusjonsforbrenningen, som varer langt ut i ekspansjonsslaget.



Figur 62 - Tilført energi over veivinkel, 1500rpm, 30Nm. 10.03.17

En typisk forbrenningsperiode for en dieselmotor er rundt 50°CA , og det er tydelig at Petter PH1W har en lang forbrenningsperiode. Den lange halen med etterbrenning kan være med å forklare de store sotutslippene.

6.2.3 Termisk og mekanisk belastning

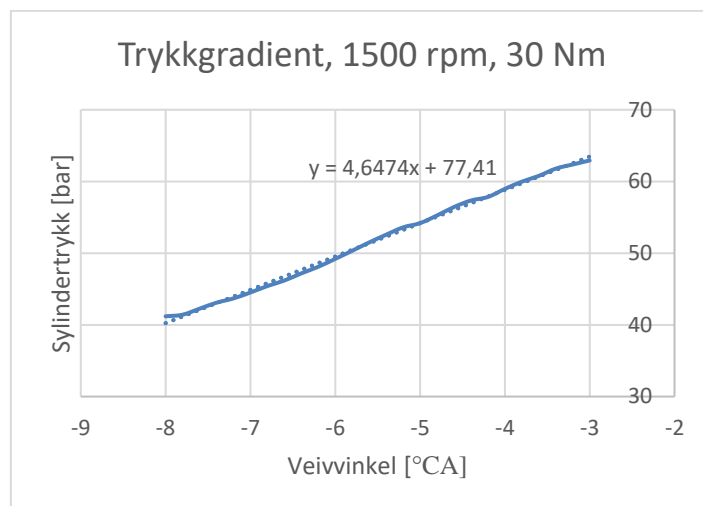
Høyeste registrerte eksostemperatur fra referansekjøringen finnes ved 1650 rpm og 30 Nm. Temperaturen her er 540°C . Eksostemperatur er en av de viktigste driftsparametrene under kjøring av termiske maskiner. Alle materialer har et smeltepunkt, og for høy varme kan føre til sammenføyning av komponenter, stor slitasje og varmekorrosjon [33]. På generelt grunnlag øker eksostemperaturen når luftoverskuddet reduseres. Dette har sin naturlige sammenheng med andelen kjølede luft i blandingen. Luftoverskuddet blir lavere på høyere last, og følgelig forekommer maks eksostemperatur når større mengder brennstoff forbrennes. Høy eksostemperatur opptrer ofte dermed i kombinasjon med høye sotutslipp [34]. Den høyeste temperaturen i en forbrenningsmotor finnes vanligvis ved eksosventilen. Det foreligger ingen definert grenseverdi for Lister PH1W, og en grenseverdi må dermed baseres på kvalifiserte antakelser. En tilnærming fra nyere tid sier at temperaturen bør holde seg under 640°C [34]. Med tanke på aktuelle motors alder ønskes en mer konservativ tilnærming. Fra referansekjøringens utledes det at eksostemperaturen tvisomt vil være en utfordring i henhold til termisk belastning under normal drift. Med bakgrunn i motorens bruksmønster, med relativt

korte kjøring, kan en forholdsvis høy eksostemperatur tolereres. I innkjøringsperioden settes en preliminær grenseverdi på 550°C. Ved overskridelse av denne må operatøren umiddelbart redusere belastning og senke turtallet. Etter innkjøring og analyse av motoren må det foretas en vurdering på motorens kvalitet og justeringer foretas. Det antas at en fremtidig makstemperatur kan ligge opp mot 580°C, men dette vil med sannsynlighet ligge utenfor motorens mulige belastningsområde.

Høyeste målte sylindetrykk ved referansekjøringen er 75,7 bar ved 1650 rpm og 30 Nm. Fra kjøringene tidligere avhandlinger ble det registrert maks sylindetrykk opp mot 78 bar [3]. I forhold til kompresjonstrykket på 37 bar har motoren et tenningsprang på ca. 2. Maksimalt sylindetrykk er viktig i forhold til belastning av stempel, stempelringer og sylindedecksel/topp-pakning. Fra motorspesifikasjonen fra tabell 1 er maksimaltrykk oppgitt fra produsenten ca. 72 bar. Dette er et lavt trykk i moderne målestokk. Fra Hardenberg ser man at NA DI dieselmotorer fra denne epoken opererte med sylindetrykk rundt 90 bar og opp mot 115 bar ved full belastning og tidlig tenning [32]. Petter Diesel PH1W ble i stor grad brukt i stasjonære anvendelser, noe som medfører stort antall driftstimer på høy last. Det medfører at det er satt et konservativt sylindetrykk i forhold til garantitider og serviceintervall.

Hvordan trykkoppbygningen foregår i sylinderen spiller stor rolle i forhold til mekanisk belastning og tilhørende slitasje, samt støy og utslipp. Trykk-gradienten ved forbrenning defineres i bar/°CA og kan finnes ved å analysere sylindetrykkkurvene. En mye brukt verdi i motorbransjen sier at trykkgradienten ikke bør overstige 4bar/°CA [35][L.M. Nerheim, Pers. Kom., 21.02.17].

For å finne trykkgradienten i den forhåndsblendede delen av forbrenningen plottes sylindetrykket fra tenningsstidspunktet frem til punktet hvor trykkøkningen begynner å avta. Av denne kurven lages en trendlinje. Ved å vise ligningen til trendlinjen kan man finne linjens stigningstall. Dette stigningstallet er trykk-gradienten. Figur 63 viser at trykk-gradienten for 1500 rpm og full last er over 4,6 bar/°CA.



Figur 63 – Trykkgradient ved 1500 rpm og 30 Nm. 10.03.17

Gradienten er også over 4bar/°CA for de øvrige lastpunktene, henholdsvis 4,5; 4,7 og 4,3bar/°CA for 22,5; 15; og 7,5Nm.

6.3 Valgte grenseverdier basert på referansedata

Det er mange usikkerhetsmomenter omkring hvordan motoren vil respondere på et nytt innsprøytningsystem av denne type. Mange parametere endres, og det er derfor essensielt at man sikrer drift innenfor motorens toleransegrenser.

Preliminære grenseverdier er bestemt fra foregående analyse og samlet i tabell 8. Verdiene kan endres i fremtiden ettersom man blir kjent med motorens drift med det elektroniske systemet.

Parameter	Grenseverdi	Forklaring
Eksostemperatur	550°C	I preliminær fase for å sikre motor mot overbelastning. Evalueres etter innkjøring og testing
Sylindertrykk	80bar	Høyere enn spesifikasjon aksepteres grunnet motorens korte driftstid.
Trykkgradient	5 bar/°CA	Høy gradient aksepteres i korte perioder ved innkjøring. Målsetning om gradient under 4bar/°CA etter innkjøring
Turtall øvre	1800 1/min	Grunnet risting/vibrasjon over dette turtall.
Turtall nedre	400 1/min	

Tabell 8 – Preliminære grenseverdier for Petter Diesel.

7 Kalibrering av Common Rail innsprøytning på Petter Diesel PH1W

Innstillinger og kalibrering av innsprøytningen utføres i NIRA rk. NIRA rk er en kraftig motorstyringsenhet, der et stort antall variabler kan overvåkes og styre motorens drift. De mange parametere medfører at ECU-en har flere innstillinger som ikke er relevante for laboratoriemotoren, da den skal kjøres uten innflytelse av eksterne parametere. I det følgende er de innstillinger som er relevante for laboratoriemotoren og dens oppsett beskrevet. Innstillinger som går på sensorstyring er foretatt av laboratoriets ingeniører og ikke beskrevet i detalj i denne avhandlingen.

7.1 Generelle innstillinger

I følgende delkapittel beskrives de parametere som er grunnleggende for motoren, uavhengig av videre tilpasning av innsprøytningen. Dette er eksempelvis innstillinger for posisjonssensorer, grenseverdier på motorens turtall, sylinderantall og informasjon på brennstoffet som benyttes.

7.1.1 Grunnleggende parametere

Sti	Navn	Verdi	Beskrivelse
Engine Setup->All parameters->Crank Cam	Tpu ¹¹ Cam Polarity	Rising Edge	Bestemmer hvilken flanke som detekteres på kammens triggehjul
	Tpu Cam Sensor Select	Hall	Type kamsensor
	Tpu Cam Window Start	204 csd ¹²	Definerer et punkt hvor systemet ser etter et kam-signal
	Tpu Cam Window Width	264 csd	
	Tpu Crank Lost Teeth	2	Antall tenner som mangler på triggehjulet
	Tpu Crank Polarity	Falling Edge	Bestemmer hvilken flanke som detekteres på veivens triggehjul
	Tpu Crank Sensor Select	Hall	Type veivsensor
	Tpu Crank Threshold	High	Bestemmer sensitiviteten til sensoren
	Tpu Crank Total Teeth	28	Totalt antall tenner på veivens triggehjul
Engine Setup->All parameters->Engine Specifications	Bv Cylinder Count	1	
	Demand Mode	Torque (Speed)	Bestemmer om pådrag bestemmer turtall eller ønsket moment. (Settes til «Torque» ved oppstart. Etter innkjøring endres dette til «Engine Speed» i henhold til ønsket drift av laboratoriemotoren.
	Tpu Tdc Cyl1 from Lost Teeth	95 csd	Avstand mellom referansepunkt på veivens triggehjul og sylindere ØD
Engine Setup->All parameters->Fuel Specifications	Fml Fuel Af ratio	14,60 A/F	Støkiometrisk Air/fuel ratio for benyttet brennstoff
	Bv Fuel Density	0,830 kg/l	Brennstoffets tetthet
Mappings->All parameters->Fuel->Basic	Fml Engine Speed High Limit	1950 rpm	Øvre turtallsbegrensning. Brennstoffmengde begrenset til 0% om turtall overstiger.
	Fml Engine Speed Low Limit	1900 rpm	Brennstoffmengde begrenses til 100% om turtall er under dette turtall.
Mappings->All parameters-> RPM Control->RPM Control	Esc Setpoint Idle	600 rpm	Definert tomgangsturtall. Ved pådrag under 600 overtar tomgangskontrollen turtallstyringen
	Esc Setpoint Max	1550 rpm (1800 rpm)	Maks pådragsturtall brukt ved første oppstart. (Utvides til 1800)

Tabell 9 – Oversikt over generelle innstillinger i NIRA rk

¹¹ Prefixet Tpu betyr at disse parametere behandles av en dedikert del av ECU'en. For at disse innstillingene skal bli aktive fordres det at enhetens «tenning» skrues av og på igjen.

¹² Crank shaft degrees. Grad veivinkel defineres som csd i NIRA rk. Positive verdier gjelder før ØD

7.1.2 Bv Fuel Mass Cycle Max

For å sette en grense for maks belastning baserer NIRA seg på en brukerbestemt brennstoffmengde i mg/syklus. Videre programmering baserer seg på en prosentverdi i forhold til maksimal brennstoffmengde. Dette sikrer at brukeren ikke plotter feil mengde ved et uhell i tabellene, og dermed overbelaster motoren. Med bakgrunn i motorkarakteristikken bruker motoren rett over 30mg/syklus på full belastning, og dette settes som preliminær grense. Etter innkjøring må det evalueres hvorvidt motorens nye funksjon vil kreve endringer i forhold til maksimal brennstoffmengde.

Brennstoffmengden endres ved å velge avansert oppsett i NIRA og deretter velge Engine Setup->All parameters->Engine Specifications->Bv Fuel Mass Cycle Max.

7.1.3 Injector Conv Time

Ved puls fra styringsenheten åpner injektoren en viss tid. Volumet brennstoff som sprøytes inn i sylindere er dermed bestemt av FIP, dysens geometri og åpningstid. Ved at styringsenheten arbeider i tidsplanet må det defineres hvor lang innsprøytingstiden er for aktuelle dyse. Under Engine Setup->All parameters->Fuel Injectors velges «Injector Conv Time». Her plottes innsprøytet volum [mm³] langs x-aksen, FIP [MPa] langs y-aksen og i z-planet utregnes innsprøytingstiden [µs].

Av formel 3 og 4 utledes formel 8 for innsprøytingstid som plottes i Excel regneark.

$$t = \frac{Q}{\alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}} \quad (8)$$

Formel 8 – Innsprøytingstid

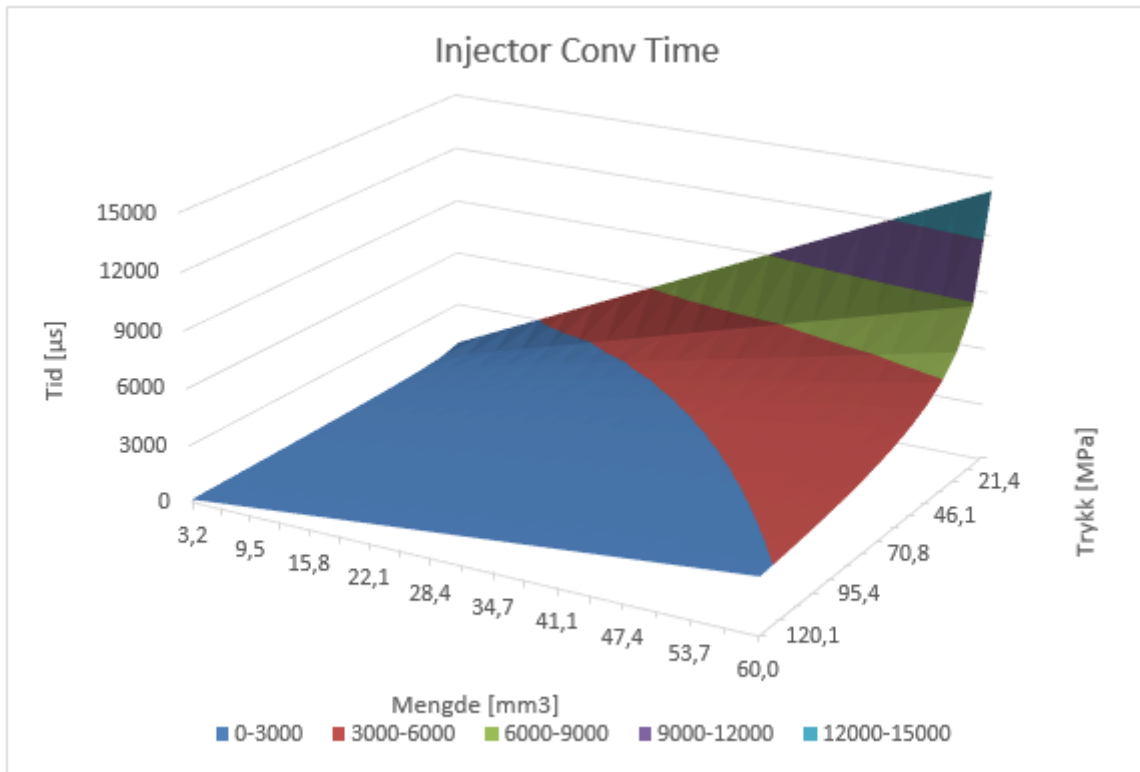
Beregningen baseres på data fra Q100 flow test utført hos DUAP. Formfaktoren for de nye dysene behøves i formelen, og beregnes ved hjelp av formel 9.

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{\rho \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P}} \quad (9)$$

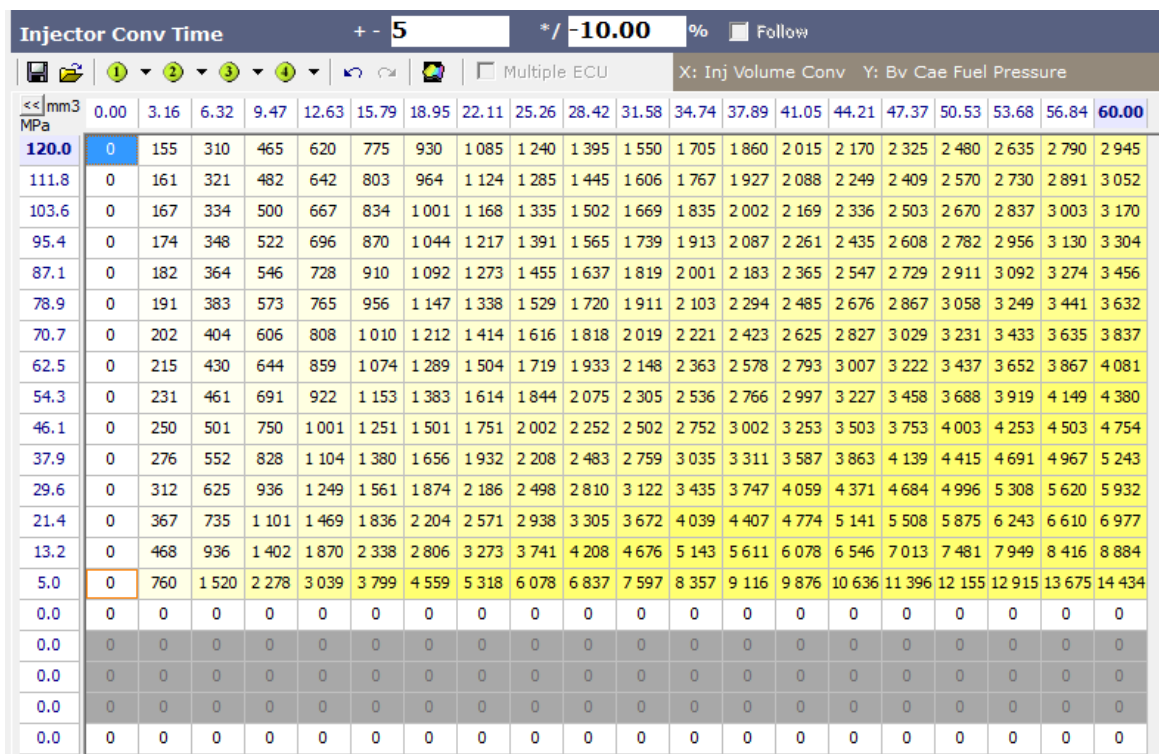
Formel 9 – Tilbakeregning til formfaktor

Ved beregning finnes formfaktor for dyse #1 til 0,77 og dyse #2 til 0,82 (Inn- og utdata for beregningen finnes i vedlegg 16). Verdiene fra regnearket kopieres så inn i NIRA rk og lagres. To individuelle plot for henholdsvis dyse #1 og dyse #2 er lagret og kan hentes inn fra

hurtigtilgang. Figur 64 viser verdiene for plottet utregnet fra Excel, og Figur 65 viser et skjermbilde fra NIRA rk etter at verdiene er kopiert inn.



Figur 64 – Excel plot «Injector Conv Time»



Figur 65 – «Injector Conv Time» plot kopiert til NIRA rk

7.2 Variable parametere – Første oppstart

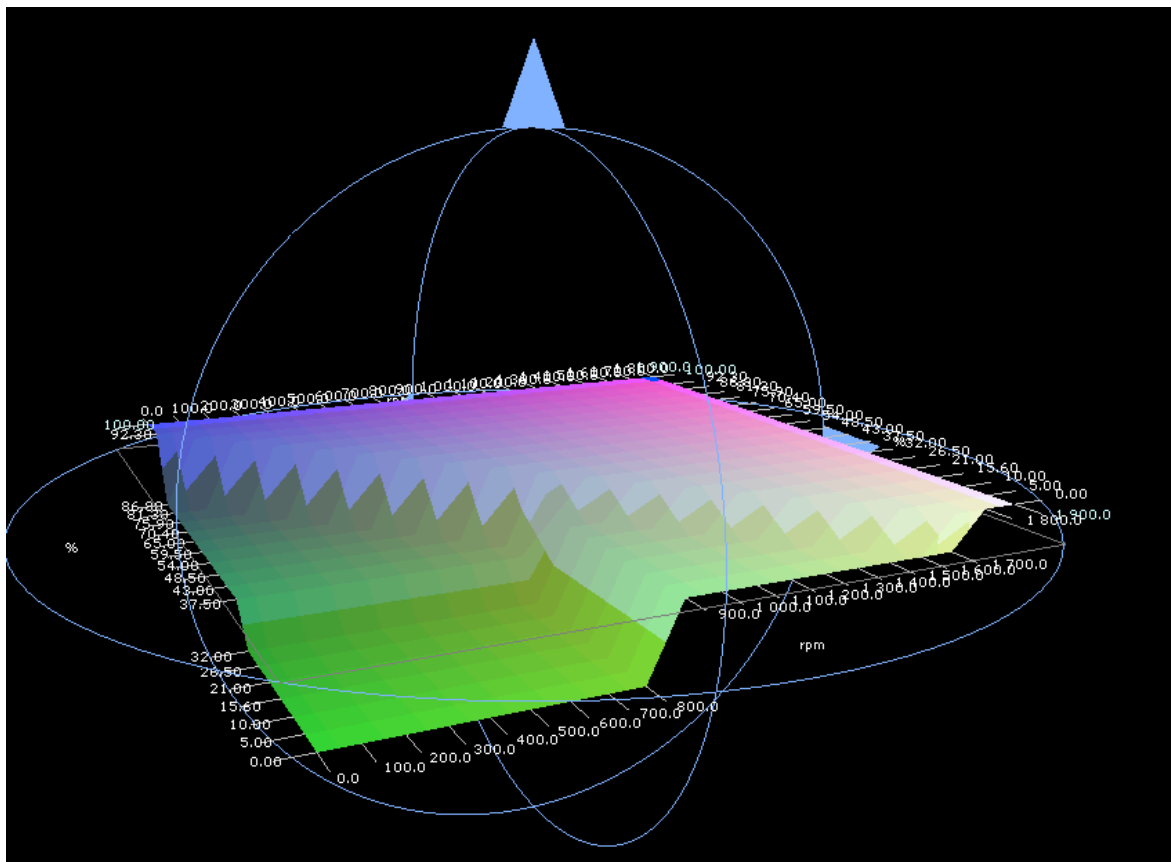
Når de generelle innstillingene fra forrige delkapittel er kalibrert er det i hovedsak SOI og FIP som er de justerbare parametere for videre kalibrering. Ved første oppstart velges disse parametere med en konservativ tilnærming for å unngå for høye trykkspisser og begrense den termiske belastningen.

7.2.1 Injection angle main

Under Mappings -> All Parameters -> Fuel -> Injection Control, defineres det når injektoren skal åpne for innsprøytning i forhold til veivinkel. Turtall [rpm] plottes langs x-aksen, innsprøytet mengde [%] langs y-aksen og innsprøytningstart [°CA] i z-aksen. Som Figur 66 viser er SOI lagt ved 10°CA før ØD for store deler av registeret, og noe senere ved lavere belastning og turtall. Figur 67 viser et 3D bilde av SOI fra NIRA rk. I det følgende defineres SOI før ØD som positive tallverdier.

Inj Angle Main		+ - 1.0		* / 10		%		Follow													
		X: Bv Cae Engine Speed										Y: Fmsp Fuel Mass Setpoint									
<< rpm	>>	0.0	100.0	200.0	300.0	400.0	500.0	600.0	700.0	800.0	900.0	1000.0	1100.0	1200.0	1300.0	1400.0	1500.0	1600.0	1700.0	1800.0	1900.0
%		10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
100.00		10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
92.30		10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
86.80		6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
81.30		6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
75.90		6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
70.40		6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
65.00		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
59.50		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
54.00		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
48.50		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
43.00		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
37.50		6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	6.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
32.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
26.50		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
21.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
15.60		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
10.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0	10.0
5.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0	10.0
0.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0	10.0
0.00		4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	10.0	10.0

Figur 66 – Injector Angle Main.

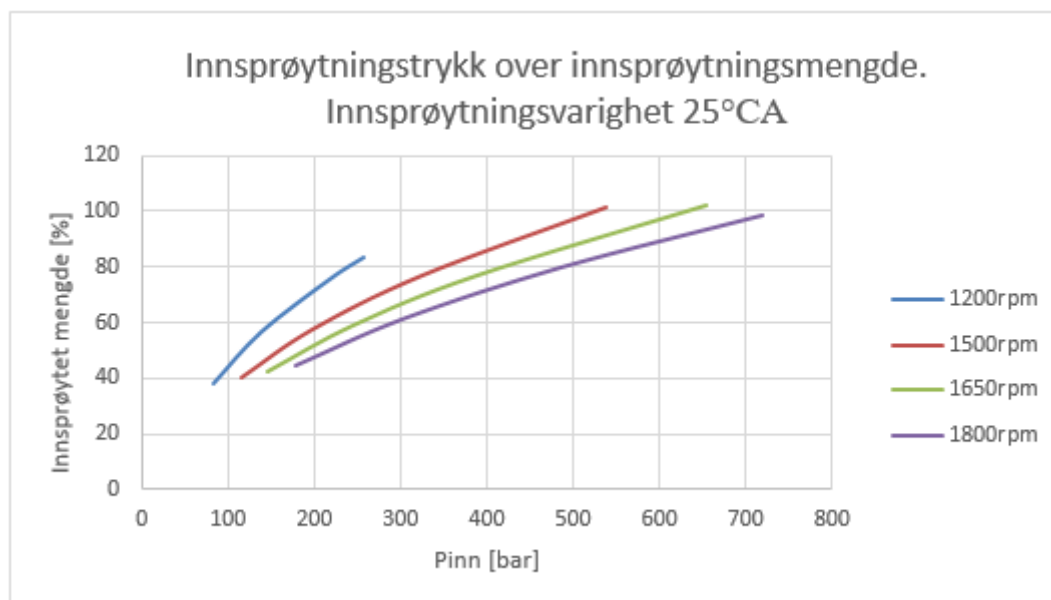


Figur 67 – Injector Angle Main 3D.

SOI fra Figur 66 er valgt med bakgrunn i tenningsstidspunktene fra Tabell 7 i kombinasjon med valgt FIP som vil beskrives i neste kapittel.

7.2.2 FPC Setpoint

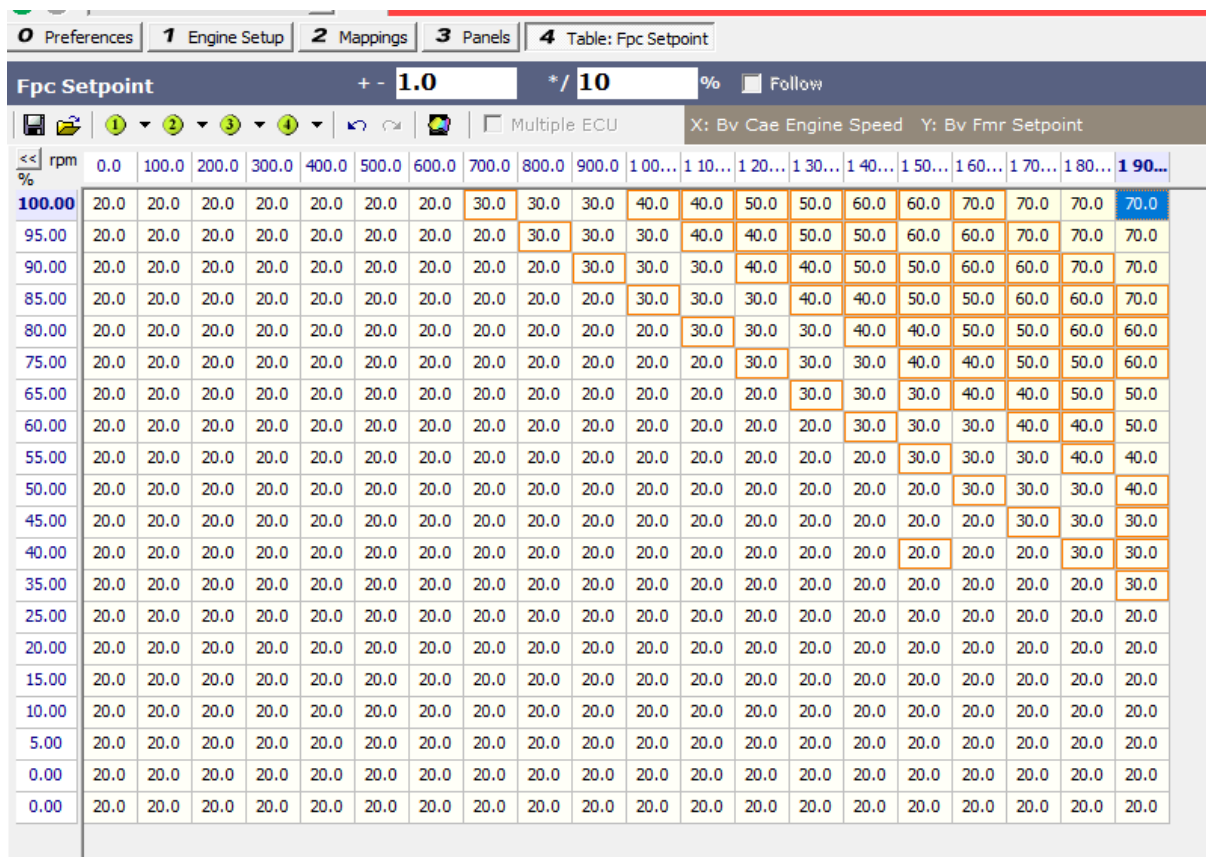
Under Mappings -> All Parameters -> Fuel -> Pressure Control, defineres FIP som funksjon av motorens turtall og innsprøytet mengde. Turtall [rpm] plottes langs x-aksen, innsprøytet mengde [%] langs y-aksen og FIP [MPa] i z-aksen. FIP blir en meget viktig parameter i forhold til innsprøytningsraten og dermed innsprøytningsens varighet i °CA. Figur 68 illustrerer hvor stor betydning motorens hastighet og belastning har i forhold til trykket som kreves for å opprettholde en viss innsprøytningsstid.



Figur 68 - FIP over innsprøytningsmengde i prosent av definert maksimum drivstoffmengde. Innsprøytningsvarighet 25°C

Figuren viser hvordan trykket utvikler seg i forhold til innsprøytet mengde når det kreves at innsprøytningen skal gå over eksempelvis 25°C. Det vises tydelig at trykket må økes kraftig over belastningsregisteret, og at turtallet naturlig også har stor betydning. Med bakgrunn i den originale dysens åpningstrykk legges minstetrykket ved lav last og turtall på 200 bar. For å bestemme trykkoppbygningen gjennom last og turtallsregisteret ble det dannet et plott i Excel som gir innsprøytningsvarighet i °CA over last- og turtallsregisteret i forhold til et valgt FIP og dysegeometri (Vedlegg 17). I første oppstart velges trykknivået slik at innsprøytningsvarigheten blir ca. 20-25°C, med trykkoppbygninger på 100 bar opp til et noe konservativt makstrykk på 700 bar. Med referanse til Figur 25 vil man ved

innsprøytningens varighet på 20°C befinne seg i et område der effektiviteten er god, til tross for sen innsprøytningssstart. Valgt trykk [MPa] i forhold til innsprøytet mengde [%] og turtall [rpm] i Figur 69.



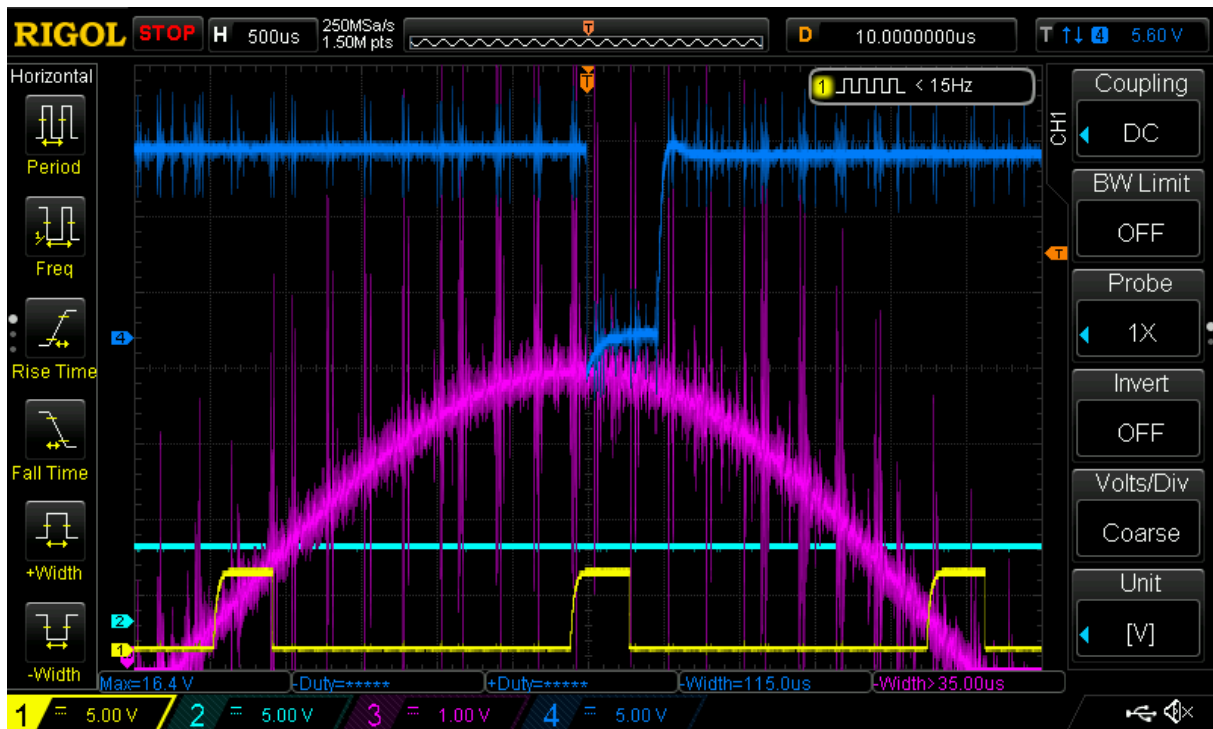
Figur 69 – Fuel Pressure Setpoint. FIP i MPa i forhold til turtall og innsprøytet mengde.

Vedlegg 18 viser varigheten på innsprøytningen ved FIP valgt i figur 58. Som man kan se vil områdene med lav belastning og turtall føre til meget kort innsprøytningens varighet. Derfor er det kompensert med noe senere SOI i disse områdene som vist i forrige kapitels Figur 66. Dette ble gjort for å oppnå tenning etter ØD for å sikre lavere mekanisk belastning ved oppstart.

7.3 Funksjonstest og oppstart

Før injektoren ble koblet til ECU-en ble det foretatt en funksjonstest for å bekrefte at innstillinger var korrekt. Det var spesielt viktig å foreta kontroll på trykkregulering, og at triggeret signalet til injektorens magnetventil havnet på riktig tid i syklusen. Funksjonstesten ble utført med et oscilloskop av type Rigol DS1054Z. Signal fra veivakselen (gult), railtrykk (lys blått), Sylindertrykk (rosa) og injektoren (blått) vises i Figur 70. Det er viktig å merke seg at

testen ble utført «tørt», som vil si at signalet til injektoren gikk direkte fra ECU-en til oscilloskopet.



Figur 70 – Skjermbilde fra Oscilloskop under systemets funksjonstest. Her ser man signalet til injektoren i blått, trykksensoren i lilla, railtrykket i lys blått, og signal fra veivakselen i gult.

Testen ble utført ved å drive motoren opp til driftsturtall ved hjelp av elektromotoren, og studere signalene. Samtidig kunne driftspunktet overvåkes i NIRA rk ved å følge den røde prikken som vist i Figur 71.

10.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	10.0	12.0	12.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	10.0	10.0	11.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	10.0	10.0	11.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	10.0	10.0	11.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0
10.0	10.0	10.0	11.0	12.0	12.0	12.0	15.0	15.0

Figur 71 – Den røde prikken i NIRA rk viser motorens driftspunkt i sann-tid. De markerte cellene rundt viser hvilke verdier som inngår i beregningen, i dette tilfellet av SOI.

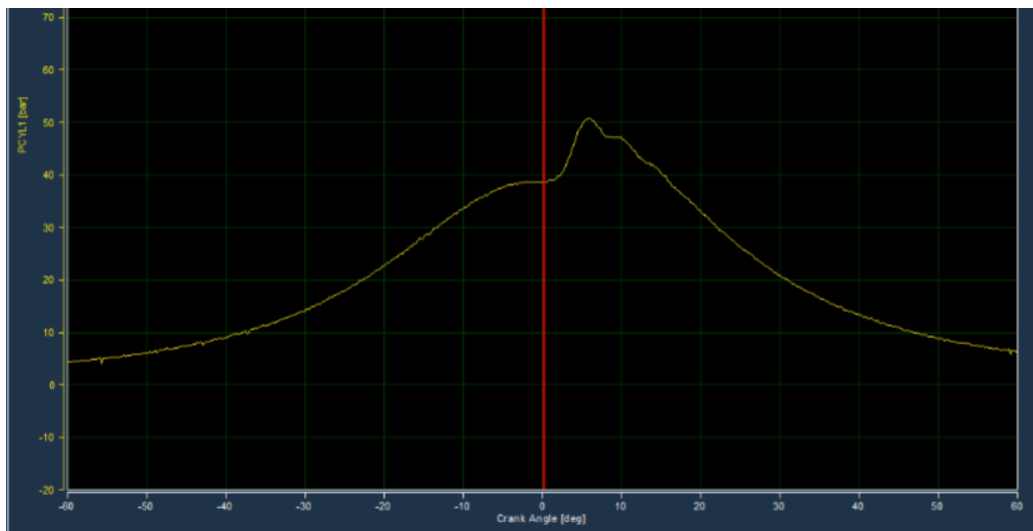
De markerte cellene omkring driftspunktet viser hvilke verdier som inngår i beregningen. Om SOI i de markerte cellene hadde vært forskjellig hadde NIRA regnet ut et gjennomsnitt av verdiene.

En del feilsøking måtte til før det lyktes å få frem injektorsignalet. Det viste seg å være en banal feil, der «Fml Engine Speed Low Limit» var satt for lavt og systemet dermed responderte med å stoppe tilførsel av brennstoff. Når dette var løst responderte systemet svært godt. Ved å deretter sette SOI til 0°CA kunne ØD kalibreres nøyaktig ved å justere «Tpu Tdc Cyl1 from Lost Teeth» til injektorpulsens start i trykk-kurvens toppunkt.

Etter at tørrtesten var gjennomført ble injektoren tilkoblet og motoren startet opp ved følgende prosedyre:

- 1) Motoren ble drevet opp til 1500 rpm av elektromotoren
- 2) Med tenningen aktivert og NIRA rk i online modus økes pådraget gradvis. Trykkkurven overvåkes og man har tenning når trykkoppbygning oppdages.

Figur 72 viser kurven fra oppstarten. Som man ser er forbrenningen tydelig, og som antatt er tenningen sen grunnet den konservative tilnærmelsen til SOI.



Figur 72 – Trykkkurve fra Indikeringssystemet fra første oppstart 18.05.17

7.4 Justering av målsetning i henhold til prosjektets tidsmessige status.

Ved at arbeidet med ombyggingen viste seg mer tidsomfattende enn først antatt er omfanget av målsetningene fra original problemstilling redusert. Etter vellykket oppstart ble det gjort enkel innkjøring og deretter satt av én dag for kjøring og tilpasning. Det lyktes imidlertid ikke å få på plass måling av brennstofforbruk innen testkjøringen. I så måte lyder prosjektets oppdaterte målsetning som følger:

- 1) Undersøke de relative forskjellene mellom PLN og CR innsprøytnings-system og foreta kvalitetsvurdering basert på sot-utslipp og luftutnyttelse. Målsetning om 10% reduksjon av sot-utslipp.
- 2) Definere en strategi for videre tilpasning av systemets nye variable innsprøytnings-parametere og vise resultat for et bestemt belastningspunkt. Foreta kvalitetsvurdering basert på sot-utslipp, luftutnyttelse og motorbelastning. Målsetning om 15% reduksjon i sot-utslipp og trykk-gradient under 4 bar/°CA.

7.5 Referansekjøring og logging av Petter PH1W med common rail innsprøytning

Første kjøring med datasamling på det nye systemet ble utført 25.05.17. Formålet med kjøringen var å etablere en hensiktsmessig strategi for samling av analyserbare data og danne et datagrunnlag for relativ sammenligning av motorens prestasjoner før og etter ombygging. De nye variable innsprøytningsparametere vil kreve flere logginger per lastpunkt for å sammenligne betydningen av FIP og SOI. To ulike strategier ble utprøvd:

- 1) Ved valgt belastning og turtall justeres FIP og SOI på en slik måte at maksimaltrykket i sylindren holder samme nivå som referansekjøringen 10.03.17. Med denne metoden kan man undersøke forskjellene mellom originalt og nytt system i relasjon til motorens mekaniske belastning. Denne metoden ble utprøvd på 7,5; 22,5 og 30 Nm, og det ble kjørt 3-4 logginger med ulike variable parametere per lastpunkt.
- 2) Ved valgt belastning og turtall kjøres motoren med bestemt FIP og tre ulike SOI. Dette utføres ved tre ulike trykk, og resultatene danner en 3x3 matrise med totalt ni logginger. Med denne metoden har man bedre kontroll på hvordan forbrenningen påvirkes av de to variablene, og egner seg med dette for å foreta optimalisering av det nye systemet. Denne metoden ble utprøvd på 15 Nm.

Testen ble utført etter samme metode som ved referansekjøringen. Ved endring av FIP og SOI er det viktig å vente ca. 1 minutt så motordriften blir stabil før parametere logges.

8 Resultater

8.1 Relative forskjeller mellom PLN og CR

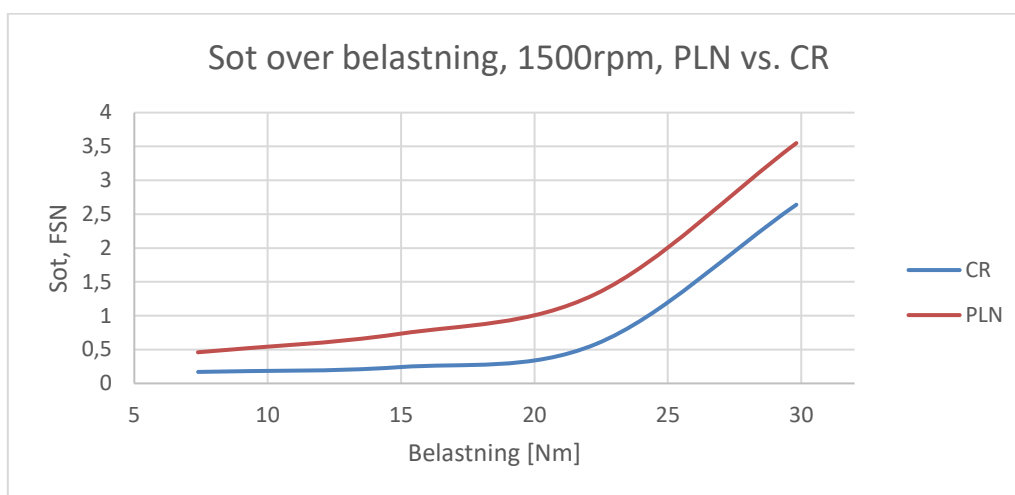
De viktigste resultater fra testkjøring etter metode 1 er samlet i tabell 10.

Last [Nm]	7,5			22,5			30			
P_{inn} [bar]	300	400	500	500	700	900	600	700	800	900
Innspr. Vinkel [°CA]	16,5	13,5	11,5	16	12,5	10	16,5	15	13,5	12,5
Speed-FC [1/min]	1499,5	1500,7	1500,7	1502,0	1500,3	1500,7	1502,8	1500,5	1502,4	1503,3
Torque-FC [Nm]	7,4	7,4	7,4	22,3	22,3	22,3	29,8	29,8	29,8	29,8
T-Exh [°C]	224	224,5	224,8	395,6	395,5	395,9	527,4	509,6	512,8	512,3
Sot, FSN	0,25	0,24	0,17	0,58	0,67	0,70	3,55	2,76	2,79	2,64
IMEP [bar]	2,36	2,41	2,42	5,29	5,31	5,34	6,61	6,98	6,78	6,76
P_{max} [bar]	59,94	59,9	60,15	71,41	71,28	71,48	75,33	75,62	75,2	75,2
NO_x [ppm]	507	486	500	1537	1531	1496	1637	1674	1661	1711
CO₂ [vol%]	3,9	3,95	3,97	8,04	8,14	8,16	11,19	10,97	10,94	10,93
O₂ [vol%]	15,4	14,43	15,35	10,03	9,9	9,8	5,84	6,06	6,14	6,19

Tabell 10 – Resultater fra testkjøring med CR innsprøytning. 25.05.17. Logget etter metode 1.

Hvert lastpunkt ble kjørt med 3-4 ulike kombinasjoner av FIP og SOI og P_{MAX} ble holdt så stabilt som mulig. For få en sammenhengende kurve for sammenligning ble det supplert med en logging ved 15 Nm med FIP 500 bar og SOI 12,5°C før ØD.

Figur 73 viser sammenligning av sotutslipp over belastning for PLN mot CR.



Figur 73 – Sammenligning av utslipp av sot over belastning for PLN vs. CR ved 1500 rpm.

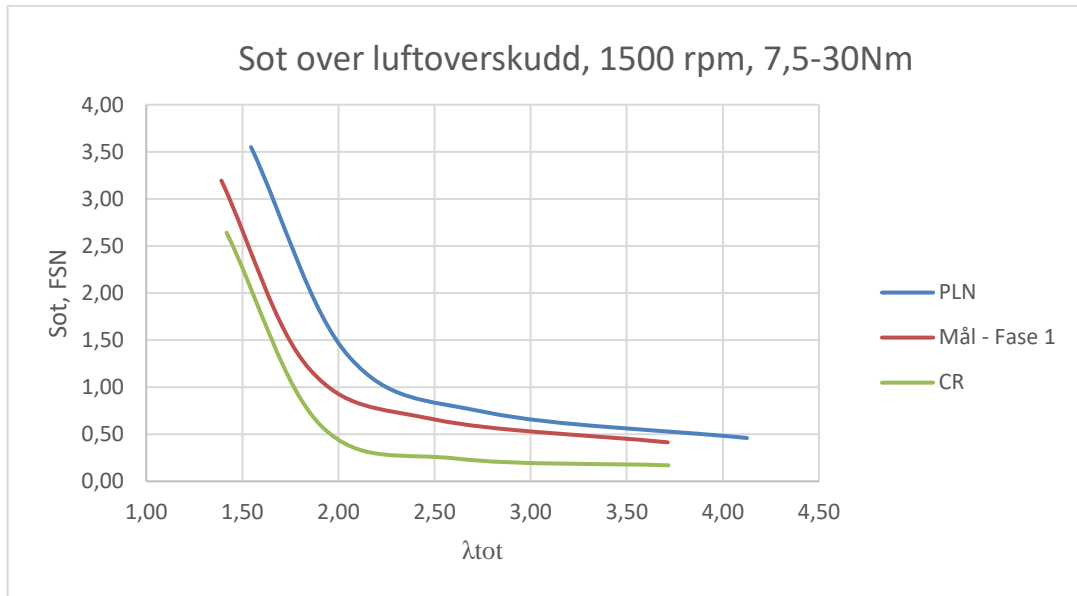
Resultatene for CR er plottet fra punktene der sotutslipp holder sitt laveste nivå. Her er FIP og SOI 500 bar/11,5°C for 7,5 Nm, 500 bar/12,5°C for 15 Nm, 500 bar/16°C for 22,5 Nm og 900 bar/12,5°C for 30 Nm. Reduksjonen av sot er betydelig. Tabell 11 viser reduksjonen i prosent. CR1 viser sotutslippet fra figur 56. CR2 tar for seg sotutslippet ved punktene der de holder sitt høyeste nivå.

Last [Nm]	Sot, FSN				
	PLN	CR1	Reduksjon [%]	CR2	Reduksjon [%]
7,5	0,46	0,17	63	0,25	46
15	0,73	0,24	67	-	-
22,5	1,32	0,58	56	0,70	47
30	3,55	2,64	26	3,55	0

Tabell 11 – Utslipp av sot. Sammenligning mellom PLN og CR. CR1 fra punkter med lavest utslipp. CR2 fra punkter med høyest utslipp.

Også her er reduksjonen betydelig på lavere belastning, men ved maks belastning (600 bar, 16,5°C) er utslippene like. Dette kan bety at systemet er sensitivt innsprøytingens parametere. Det observeres at eksostemperaturen ligger en del høyere i dette punktet til tross for at belastning og IMEP er lik/lavere.

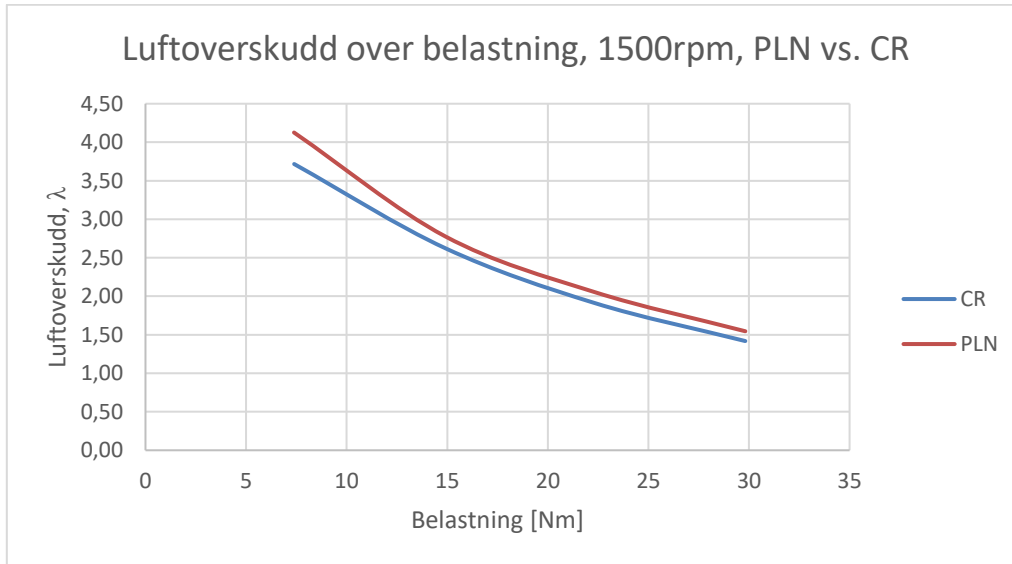
Figur 74 viser utslipp av sot for PLN og CR og setter dette opp mot den originale målsetningen om 10% reduksjon av sotutslipp og 10% bedre luftutnyttelse.



Figur 74 – Sot over luftoverskudd ved 1500 rpm og 7,5-30 Nm. PLN vs. CR og målsetning for sotutslipp.

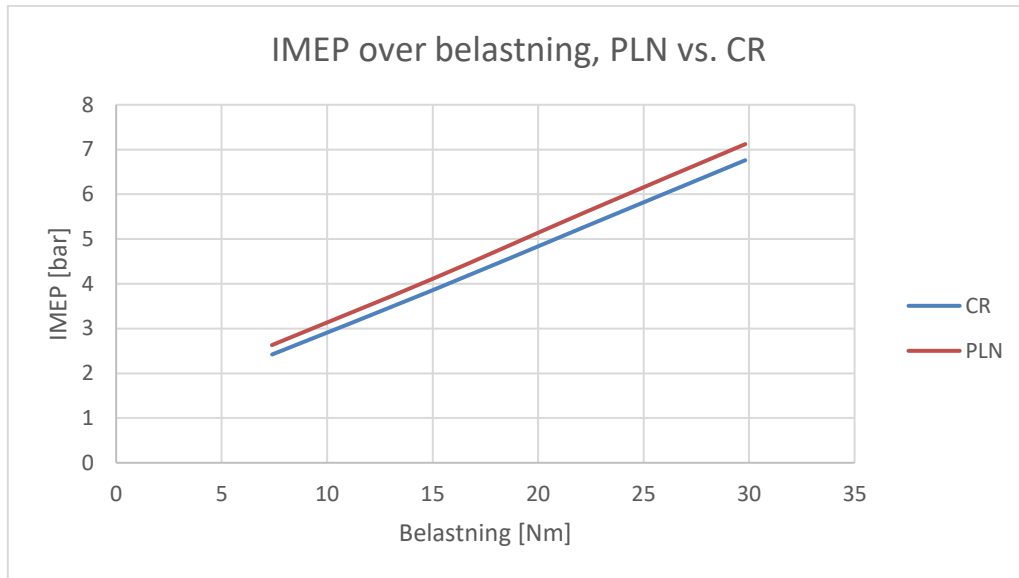
Som figuren viser er målsetningen i første fase oppnådd over hele belastningsregisteret.

Figur 75 viser luftoverskuddet i forhold til belastning for PLN og CR. Det totale luftoverskuddet er redusert med ca. 6-10%.



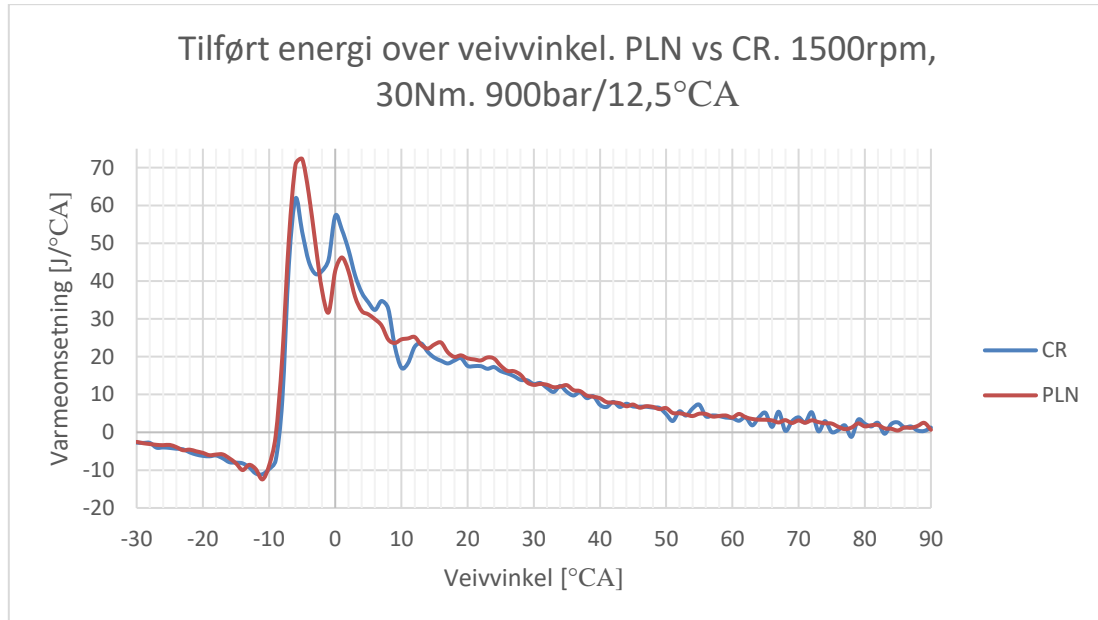
Figur 75 – Luftoverskudd over belastning for PLN vs. CR ved 1500 rpm

Figur 76 viser IMEP i forhold til belastning for PLN og CR. IMEP er redusert med ca. 8% ved 7,5 Nm og 5% ved 30 Nm.

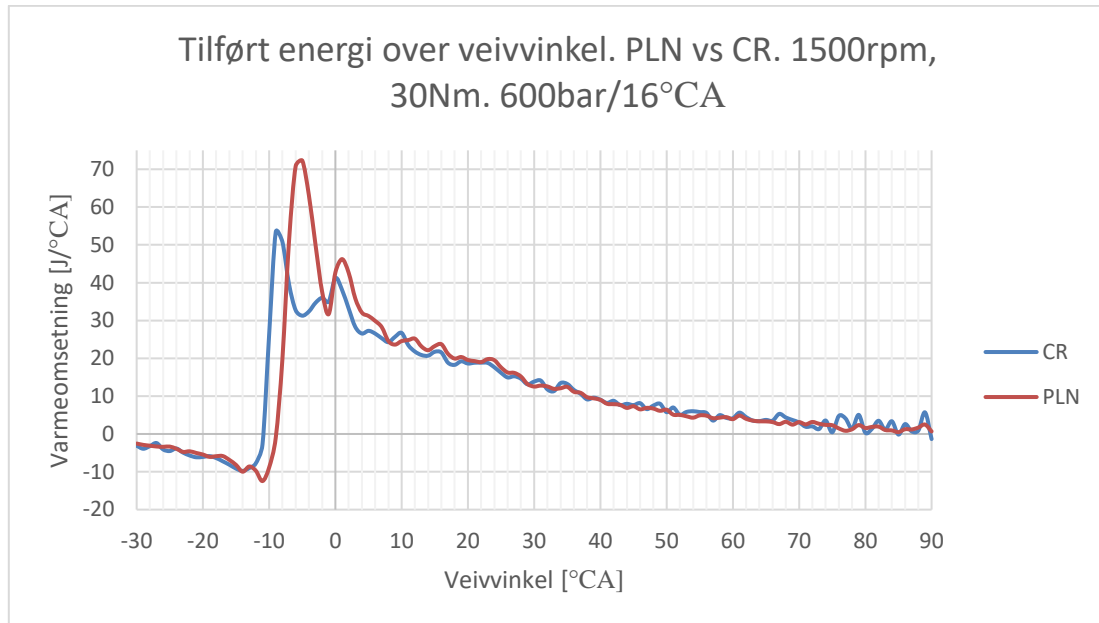


Figur 76 – IMEP over belastning for PLN vs. CR ved 1500rpm

Figur 77 og Figur 78 viser sammenligning av tilført energi over veivinkel for PLN og CR. I Figur 77 holder CR sitt laveste utslipp av sot på 2,64 FSN og i Figur 78 holder CR sitt høyeste utslipp av sot på 3,55 FSN. (For tilført energi ved de to øvrige FIP på 800 og 700 bar vises til vedlegg 19)

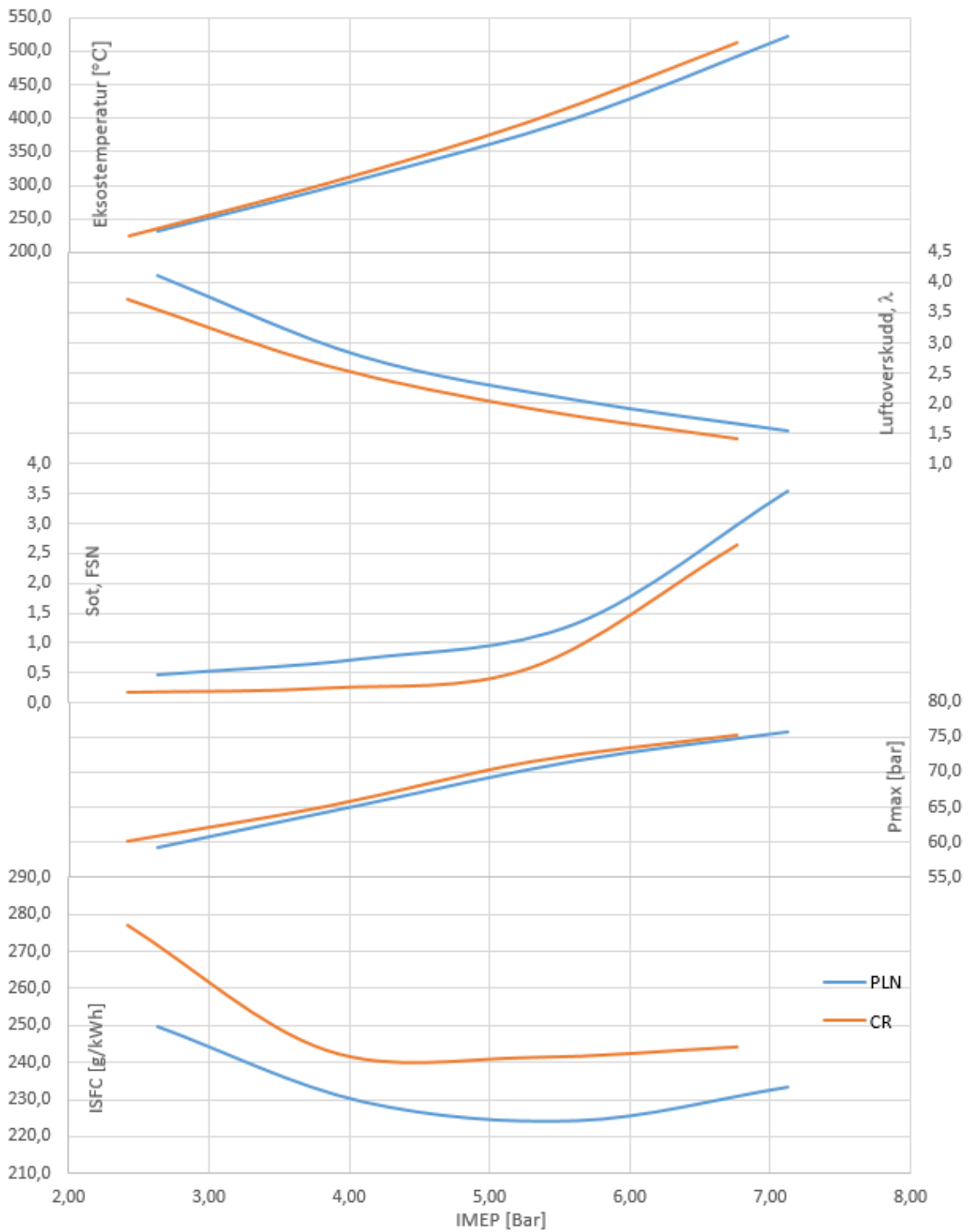


Figur 77 – Tilført energi over veivinkel for PLN vs. CR ved 1500 rpm og 30Nm. Pinn=900 bar og SOI 12,5°C



Figur 78 - Tilført energi over veivinkel for PLN vs. CR ved 1500 rpm og 30Nm. Pinn=600 bar og SOI 16°C A

Ved at det ikke forelå system for måling av brennstofforbruk ved testkjøringen er ISFC beregnet på bakgrunn av luftoverskuddet. Beregning er forklart i Vedlegg 20. Fra dette får vi motorkarakteristikken i Figur 79. Her vises en økning i ISFC, reduksjon i sot og luftoverskudd. Samtidig er eksostemperaturen og makstrykket i sylindren noe høyere.



Figur 79 – Motorkarakteristikk som funksjon av IMEP. Sammenligning mellom CR og PLN. 1500 rpm.

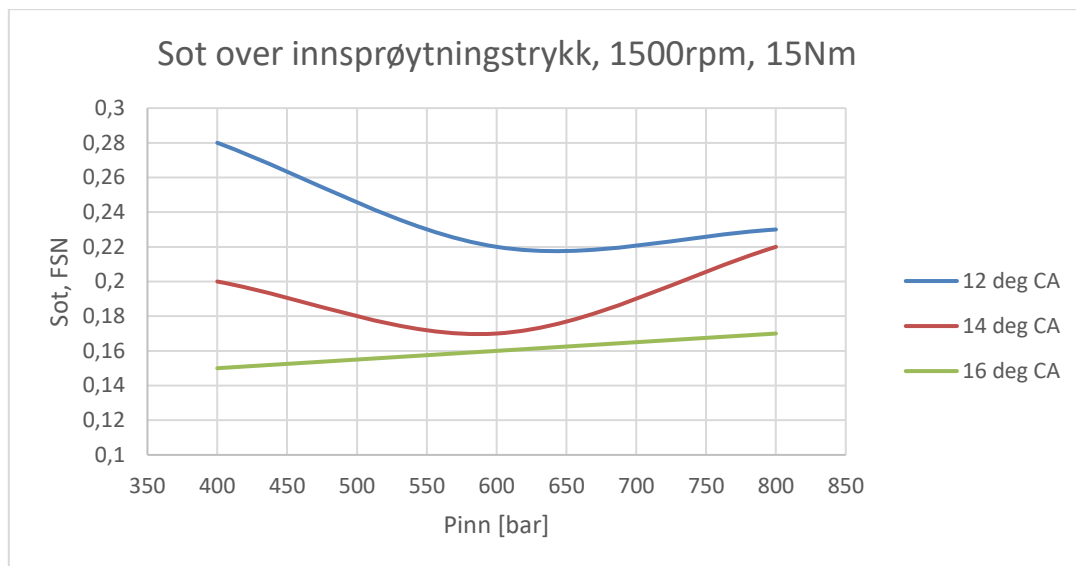
8.2 Datagrunnlag for videre optimalisering av CR

De viktigste resultater fra testkjøring etter metode 2 er samlet i tabell 12. Alle logger tar for seg 1500 rpm og 15 Nm belastning.

P _{inn} [bar]	Innspr. Vinkel [°CA]	Speed- FC [1/min]	Torque- FC [Nm]	T-Exh [°C]	Sot, FSN	IMEP [bar]	P _{MAX} [bar]	NO _x [ppm]	CO ₂ [vol%]	O ₂ [vol%]
400	12	1500,4	14,9	308,7	0,28	3,83	59,33	704	5,74	13,08
	14	1500,9	14,9	306,7	0,20	3,83	63,54	859	5,8	12,9
	16	1500,5	14,9	304,6	0,15	3,82	66,61	1027	5,8	12,96
600	12	1500,4	14,9	304,8	0,22	3,84	66,6	1051	5,86	12,86
	14	1500,5	14,9	302,4	0,17	3,8	69,63	1262	5,95	12,69
	16	1500,5	14,9	302,3	0,16	3,79	72,19	1474	5,92	12,73
800	12	1500,6	14,9	301,7	0,23	3,83	70,14	1289	5,91	12,81
	14	1500,5	14,9	301,7	0,22	3,78	72,8	1540	6,05	12,54
	16	1500,5	14,9	303,2	0,17	3,79	74,89	1773	6,11	12,43

Tabell 12 – Resultater fra testkjøring 25.05.17. Metode 2

Figur 80 viser sotutslipp i forhold til FIP og tre forskjellige SOI.



Figur 80 – Utslipp av sot over FIP og varierende SOI.

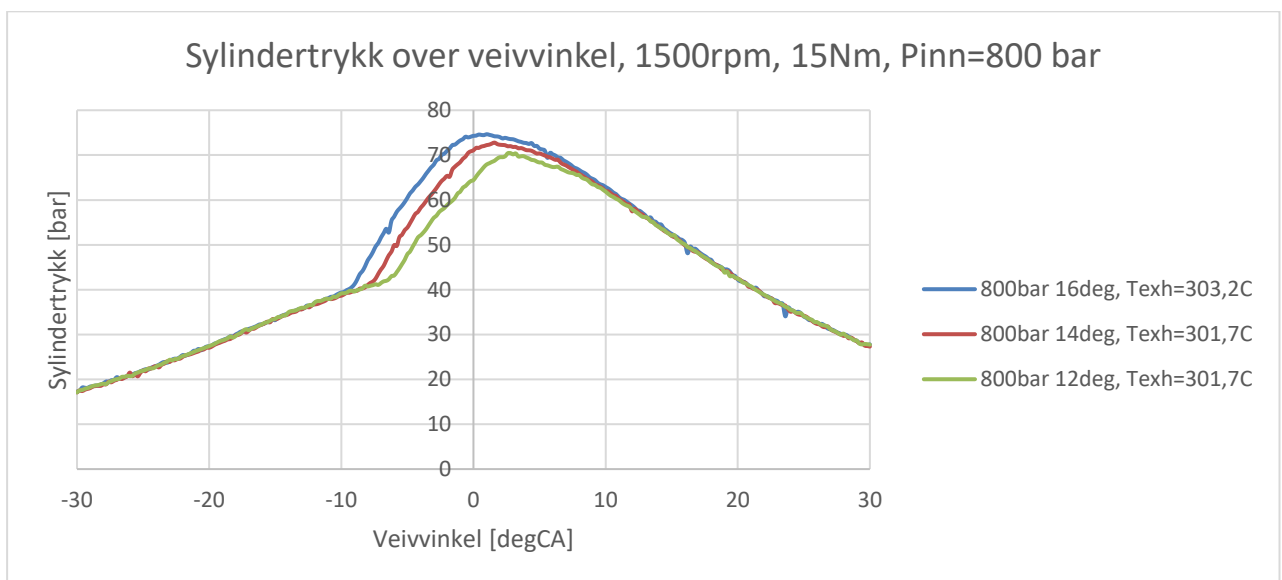
Som figuren viser er utslippene på sitt laveste med tidlig innsprøytning ved 16° før ØD. Utslippene viser også tendens til å øke med økende FIP. Ved SOI ved 12° og 14° før ØD vises det tendens til et optimum ved henholdsvis 650 og 600 bar.

ISFC ved varierende FIP og SOI vises i tabell 13. Her er det tydelig tendens til at brennstoff-forbruket forbedres ved lavere FIP og senere SOI.

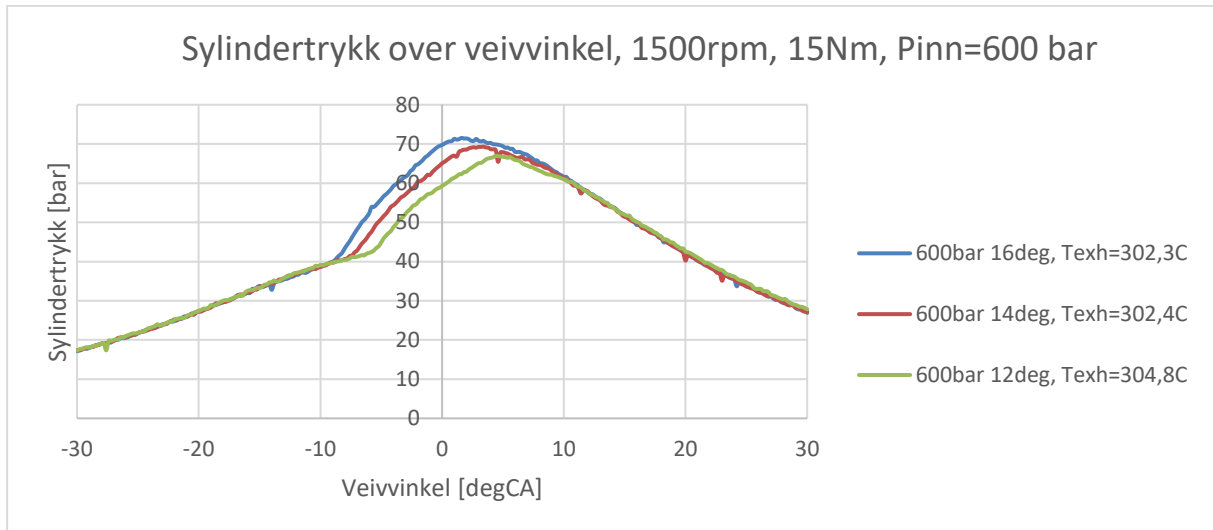
FIP [bar]	SOI [°CA]	ISFC [g/kWh]
800	16	260,2
800	14	256,8
800	12	248,6
600	16	251,0
600	14	252,3
600	12	247,1
400	16	244,1
400	14	245,9
400	12	240,4

Tabell 13 – ISFC ved varierende FIP og SOI. 1500 rpm og 15 Nm

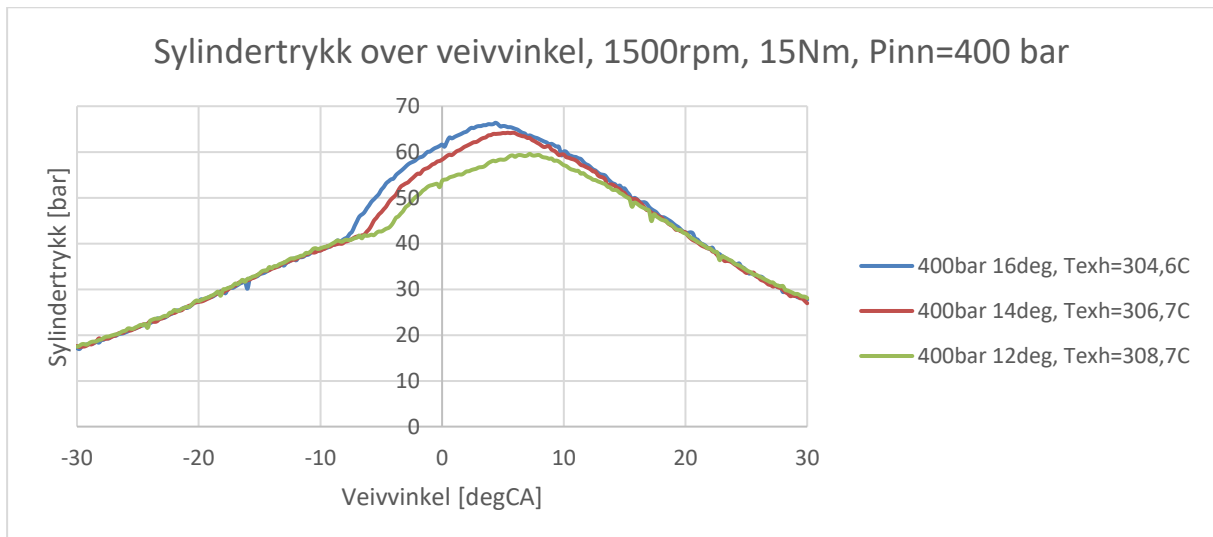
Figur 81, Figur 82 og Figur 83 viser sylindertykk over veivinkel for 800, 600 og 400 bar FIP og varierende SOI.



Figur 81 – Sylindertykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 800 bar og varierende SOI.

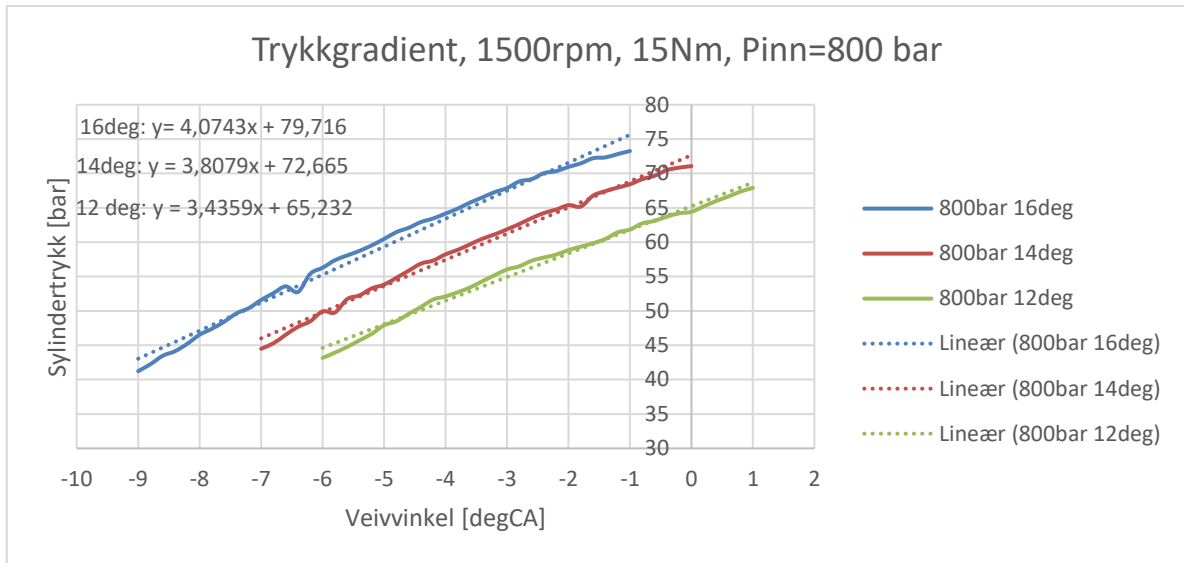


Figur 82 - Sylindertrykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 600 bar og varierende SOI.

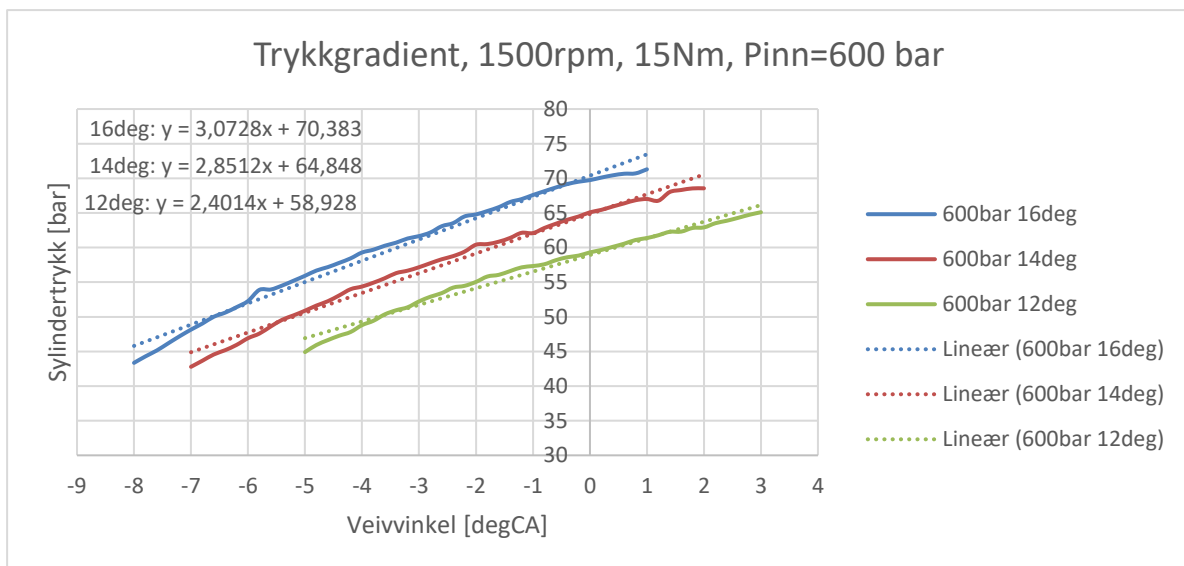


Figur 83 - Sylindertrykk over veivinkel ved 1500 rpm og 15 Nm. FIP 400 bar og varierende SOI.

Fra sylindertrykk-kurvene kan man hente ut trykkgradienten til den homogene forbrenningsfasen som forklart i kapittel 6.2.3. Figur 84 og Figur 85 viser trykkgradienten for 800 og 600 bar FIP.



Figur 84 – Trykkgradient for homogen forbrenningsfase ved 800 bar FIP og varierende SOI. 1500rpm, 15 Nm.



Figur 85 - Trykkgradient for homogen forbrenningsfase ved 600 bar FIP og varierende SOI. 1500rpm, 15 Nm.

Som figuren viser er gradienten høyest med tidlig SOI og høyt FIP. Ved 800 bar og SOI på 16°CA er gradienten over 4 bar/°CA, og for øvrige punkter er den lavere.

9 Diskusjon

9.1 Sammenligning PLN vs. CR

Etter første referansekjøring med CR er det tydelig at motorens sotutslipp er kraftig redusert. Motoren viser samme trend som tidligere med kraftig økning i utslipp når belastningen overskrider 20 Nm. Fra tabell 11 fremkommer det et avvik ved 30 Nm belastning når FIP er 600 bar. Her er sotutslippet meget høyt, samtidig som eksostemperaturen er 15-18°C høyere enn øvrige logginger. Det er i så måte motstridende at bremsemomentet og IMEP ikke viser høyere verdi. I så måte må det kjøres utfyllende tester for å konkludere endelig for dette driftspunktet.

Til tross for de nye dysenes reduserte boringer var det ikke selvsagt at det skulle bedre sotutslippene i den graden det har gjort. I og med at injektoren er skråstilt i forbrenningsrommet, og man kun har tre boringer er det viktig at geometrien stemmer for å unngå nedslag på sylinderveggen eller mot stempelet. At sotutslippet er redusert over hele belastningsområdet, ved stor variasjon i SOI og FIP forteller at forstøvningen av brennstoffet er betraktelig bedre. Innledende tester tyder dermed på at det er truffet godt med geometrien.

Sotutslippet viser samme tendens som før med kraftig økning ved ca. 22 Nm belastning. Dette tyder på at luftbevegelsen i forbrenningsrommet ikke er tilstrekkelig for å oppnå god forbrenning ved høyere last. Rotasjon og turbulens på luften er nødvendig for bedre blandingsdannelse og forbrenningshastighet [9]. Fra Figur 53 så vi at belastningspunktet der dette knekkpunktet oppstår forsinkes ved høyere turtall. Dette underbygger påstanden om forbrenningsromtekniske forhold, siden vi vet at motoren er optimalisert for høyere turtall enn 1500 rpm.

Fra figur 60 har IMEP blitt redusert med 5-8%. Dette kan primært ha to årsaker:

- 1) Om ØD ikke er eksakt definert i AVL Indicom vil det gjøre seg store utslag på beregningene. Ved sammenligning av sylindetrykkurvene fra de to kjøringene viser det seg at kalibrering er meget nøyaktig, og dette anses ikke som en betydelig feilkilde.
- 2) Brennstoffpumpen fra PLN-systemet er frakoblet, og med tanke på at den nye brennstoffpumpen drives av en ekstern el-motor har det mekaniske tapet i systemet blitt lavere. Dette burde blitt kompensert for ved kjøring av CR-systemet ved å

belaste motoren noe høyere. I så måte er den faktiske reduksjonen i sotutslipp noe mindre enn resultatene viser.

Fra sammenligningen av tilført energi er det tydelig at forbrenningen forløper med lavere trykk- og temperaturspisser enn tidligere. Ved at den første toppen på kurven har blitt lavere, og den andre blitt høyere tyder det på at tenningsforsinkelsen er betraktelig kortere og at en større andel forbrenning forløper som diffusjonsforbrenning. Det er imidlertid vanskelig å konkludere i forhold til forbrenningsvarigheten, da kurven for CR fluktuerer i stor grad mot slutten. Dette antas å være støy fra frekvensomformer eller injektoren – sistnevnte befinner seg i umiddelbar nærhet til trykksensoren [Harald Moen, Pers kom. 23.05.17].

Fra motorkarakteristikken i Figur 79 vises det en økning i brennstoff-forbruk med CR-systemet. I så måte vil det kreves ytterligere undersøkelser for å bedre dette, da forbruk er en ufravikelig kvalitetsparameter for enhver termisk maskin. Det bemerkes at forbruket er beregnet på bakgrunn av avgassmålingens O₂-overskudd, og dermed sensitivt for kalibrering av måleutstyr.

I forhold til innledende målsetning er ikke NO_x-utslipp et kriterium. Det ble imidlertid foretatt måling av NO_x under testen, og preliminnære resultater tyder på at utslippene er kraftig redusert. Ved at effektivitet og NO_x er motstridende harmonerer dette med funnene på brennstoff-forbruket, men det kan ikke trekkes konklusjoner før nærmere undersøkelser og spesifikke verdier er utregnet.

9.2 Strategi for optimalisering av CR innsprøytning

Ved å kjøre motoren med varierende SOI for flere ulike FIP finnes et område hvor utslippene av sot er lavt, som illustrert i Figur 80. Figuren forteller også at SOI er svært viktig for lave utslipp, og innvirkning fra FIP varierer.

Utslipp av sot balanseres deretter mot forbruk av brennstoff fra tabell 13. Som ventet øker forbruk med høyere FIP, men det vises også tendens til økning med tidligere SOI. Dette strider mot teorien. Nøyaktig brennstoffmåling vil være en forutsetning for å trekke sikre konklusjoner relatert til forbruket.

Videre kan sylindetrykkkurvene analyseres for å finne SOI og FIP slik at forbrenningen forløper med en trykkgradient som medfører mindre mekanisk belastning på motoren og mindre støy. Figur 84 og Figur 85 viser gradienten for FIP på henholdsvis 800 og 600 bar. Før ombyggingen lå gradienten over 4 bar/°CA for alle lastpunkter. Med nåværende system kan det

lettere oppnås mykere forbrenning, og ved de undersøkte punktene er det kun ved 800 bar FIP og 16° SOI en gradient over 4 bar/°CA observeres. Dette skyldes hovedsakelig den reduserte tenningsforsinkelsen som ble observert i varmeavgivelsen fra Figur 77 og Figur 78. I så måte finnes det potensiale for å effektivisere motoren ved tidligere SOI enn det som er brukt i innledende fase. Dette vil ytterligere forbedre utslippene av sot, men det fordrer også at man balanserer opp mot utslipp av NO_x. ISFC/BSFC bør også overvåkes med sikker målekilde for å eventuelt avkrefte tendensen fra tabell 13 med økende ISFC ved tidlig SOI.

9.3 Usikkerheter og mulige feilkilder

Grunnet tidsmessige utfordringer har det ikke lyktes å kjøre motoren i det omfanget som var ønsket. Resultatene som foreligger i foregående diskusjon kunne med fordel hatt flere belastningspunkter og flere loggninger per punkt for å avdekke eventuelle målefeil og få bedre oppløsning på resultatene.

Ved at måling av dreiemoment med lastcellen viste avvik er belastningspunkter satt ved å beregne moment ved hjelp av effekt og turtall fra frekvensomformerer. Denne målemetoden anses som svært repeterbar, men ved at motorens mekaniske virkningsgrad er endret etter ombyggingen medføres det at belastningspunktene er noe lavere på kjøringen med CR-systemet.

Det knyttes noe usikkerhet opp mot O₂-målingen som ble foretatt ved kjøring av CR-systemet. Måling med avgassmåleren fra Horiba skal være svært presis, men det skal ikke avskrives at det kan være unøyaktigheter ved kalibrering som forårsaker avviket.

Det lykkes ikke å få brennstoff-måling på plass før forsøkene ble foretatt. ISFC er beregnet på bakgrunn av oksygenoverskuddet i avgassen og dermed objekt for samme usikkerhetsmoment som nevnt over.

Ved at det er foretatt omfattende endringer på motoren i forbindelse med ombyggingen var det essensielt at ØD ble korrekt definert i indikerings-systemet. Ved sammenligning av trykk-kurvene mot tidligere kjøring tyder det på at ØD er godt definert. Det nevnes imidlertid at et avvik på kun 1°CA kan medføre opp mot 10% avvik i IMEP [3].

Ved beregning av dysens boringer ble det benyttet et mottrykk fra sylindere som tilsvarte kompresjonstrykket. En mer korrekt tilnærming baserer seg gjerne på et gjennomsnitt mellom kompresjon og maks forbrennings-trykk [L.M. Nerheim, Pers. Kom.].

10 Oppsummering

10.1 Konklusjon

Ved prosjektets funksjonstest og første referansekjøring av motoren kom det tydelig frem at ombyggingen av innsprøytnings-systemet har vært vellykket. Innledende tester viser at systemet responderer godt på operatørens ønskede pådrag, og opprettholder turtallet når motoren bremses. Motorens ECU gjør det mulig å endre innsprøytningsparametere i sanntid, og effekten av dette kan umiddelbart observeres ved hjelp av laboratoriets indikering- og datasamlings-system. I undervisnings-sammenheng er dette et meget nyttig hjelpemiddel der teori fra undervisningen kan illustreres i praksis. For fremtidige forsøk på alternative brennstoffer vil resultatene bli mer relevante, da man kan kompensere for brennstoffenes egenskaper – en mulighet man også vil ha i en moderne dieselmotor.

Ved innledende tester viser motoren svært gode tendenser i henhold til sotutslipp og forbrenningshardhet. Dette skyldes en kombinasjon av økt FIP, bedre kontroll på innsprøytnings-tidspunkt og ikke minst en moderne dyse med kraftig reduserte borer som forstøver brennstoffet bedre. Original målsetning om 10% reduksjon av sotutslipp i første tilpasningsfase er oppnådd med god margin.

Motoren viser etter ombygging en reduksjon i luftoverskudd, som kan tyde på at luftutnyttelsen i sylindere har blitt dårligere.

Ved beregning vises det en økning i brennstoff-forbruk, og i så måte møter ikke CR-systemet sin målsetning. Ved at forbrukstallene ikke er basert på faktisk måling er det usikkerhet knyttet til disse resultatene, og ytterligere arbeid må gjøres før det kan konkluderes med sikkerhet.

Som hjelpemiddel ved fullstendig tilpasning over motorens driftsområde er det blitt definert en metode for datasamling og hvordan disse dataene kan behandles for å tilpasse innsprøytningen over et større turtall- og belastningsregister. I første fase fokuseres det på optimalisering av sotutslipp og reduksjon av forbrenningens trykkgradient som tidligere var svært høy. Med de nye frihetsgradene til CR systemet er det bevist at motorens utslipp forbedres, samtidig som den mekaniske belastningen reduseres. Det vil imidlertid kreve nærmere undersøkelser for å konkludere vedørende motorens forbruk av brennstoff. Dette er en meget viktig parameter når motorens kvalitative forbedring etter ombygging skal vurderes.

10.2 Anbefaling for videre arbeid

For videre arbeid med motoren anbefales det at usikkerhetsmomentene og feilkildene fra diskusjonskapittelet utbedres. Ved å få på plass nøyaktige målinger av brennstofforbruk og belastning vil resultatene ha større grad av sikkerhet, og videre tilpasning av innsprøytning bli mer presist. Det vil også være nyttig for operatøren med måling av luftforbruk uten å være avhengig av avgassanalysatoren fra Horiba da denne er tidkrevende å sette opp.

Det foreligger usikkerhet ved injektorens grunninnstilling, «Injector Conv Time». Systemet ser ut til å respondere godt, men en nærmere analyse og kalibrering vil være nyttig. Om denne innstillingen er nøyaktig vil operatøren kunne lese av forbruk direkte fra NIRA rk og med dette få en god tilnærming til motorens forbruk ved gitt driftspunkt. Dette vil forenkle optimaliseringsprosessen. Dette kan oppnås ved empiriske forsøk der faktisk måling av brennstofforbruk knyttes opp mot FIP og injektorens åpningssignal.

Etter at systemet er optimalisert i henhold til sotutslipp, BSFC/ISFC og forbrenningshardhet vil det være naturlig å balansere ytelsene mot utslipp av NO_x. Her kan også pilot-innsprøytning innføres som et virkemiddel for mindre støy og lavere NO_x i kombinasjon med tidligere innsprøytning.

11 Vedlegg

Vedlegg 1 - Lister Petter PH1W

technical data

Bore...	3 $\frac{7}{16}$ in. (87.3 mm)
Stroke	110 mm (4.33 in.)
Power & Speed per cylinder (B.S.12h rating)	4 b.h.p. @ 1000 rev/min 5 b.h.p. @ 1200 rev/min 6 $\frac{1}{4}$ b.h.p. @ 1500 rev/min 6 $\frac{3}{4}$ b.h.p. @ 1650 rev/min 7 $\frac{1}{2}$ b.h.p. @ 1800 rev/min
Cubic capacity per cylinder	659 cu. cm. (40.2 cu. in.)
Compression ratio	16.5 : 1
Lubrication oil pressure (hot)	35 lb/sq. in. (2.46 kg/sq. cm)
Compression pressure	535 lb/sq. in. (37.6 kg/sq. cm)
Firing pressure (maximum)	1050 lb/sq. in. (73.8 kg/sq. cm)
Fuel injection release pressure	2850 lb/sq. in. (200 kg/sq. cm) to 3150 lb/sq. in. (221 kg/sq. cm)
Fuel injector	Bryce type: AL67SD249
Fuel injector nozzle	Bryce type: HLS26C175P3
Fuel injector pump	Bryce type: A1AA80/6S/177H
Fuel injection timing (by spill)	24° before T.D.C. (up to 1650 rev/min) 28° before T.D.C. (1651 to 1800 rev/min)
Inlet valve opens	4 $\frac{1}{2}$ ° before T.D.C.
Exhaust valve opens	35 $\frac{1}{2}$ ° before B.D.C.
Inlet valve closes	35 $\frac{1}{2}$ ° after B.D.C.
Exhaust valve closes	4 $\frac{1}{2}$ ° after T.D.C.
Fuel tank capacity (engine mounted)	1 $\frac{1}{2}$ gal (6.8 litres)
Oil capacity:—						
Engine (single)	5 pints (2.85 litres)
Engine (twin)	12 pints (6.8 litres)
Engine (with sump)	12 pints (6.8 litres)
Clutch	$\frac{1}{2}$ pint (0.3 litre)
Lubricating oil	See approved list
Fuel oil	A high grade light distillate diesel fuel in accordance with B.S. Specification No. 209/1947 Class A

Camshaft end float	0.005/0.015 in. (0.13/0.38 mm)
Crankshaft end float (new)	0.006/0.014 in. (0.15/0.36 mm)
Crankshaft end float (not to exceed)	0.025 in. (0.63 mm)
Crankpin ovality (not to exceed)	0.003 in. (0.08 mm)
Cylinder bore (new)	3.4375/3.4389 in. (87.3125/87.3481 mm)
Piston ring gap (new)	0.010/0.019 in. (0.25/0.48 mm)
Piston ring gap (not to exceed)	0.06 in. (1.52 mm)
Exhaust valve lift (maximum)	0.025 in. (0.64 mm)
Bumping clearance	0.036/0.042 in. (0.91/1.07 mm)
Valve rocker clearance (hot)	0.007 in. (0.18 mm)
Valve rocker clearance (cold)	0.004 in. (0.10 mm)
Main bearing clearance (new)	0.0020/0.0045 in. (0.051/0.115 mm)
Large end bearing clearance (new)	0.0015/0.0030 in. (0.076/0.038 mm)
Pulley size (minimum)	7" diameter × 7" face
Cylinder reboring diameters:—				
Amount oversize				Bore diameter
0.020 in. (0.508 mm)	3.4575/3.4589 in. (87.8205/87.8561 mm)
0.040 in. (1.016 mm)	3.4775/3.4589 in. (88.3285/88.3641 mm)

Crankshaft regrinding diameters:—

Amount undersize	Main journal diameter	Crankpin and Intermediate journal diameter
0.020 in. (0.508 mm)	2.3530/2.3535 in. (59.7622/59.7789 mm)	2.3545/2.3550 in. (59.8043/59.8170 mm)
0.030 in. (0.762 mm)	2.3430/2.3435 in. (59.5122/59.5249 mm)	2.3445/2.3450 in. (59.5503/59.5630 mm)
0.040 in. (1.016 mm)	2.3330/2.3335 in. (59.2582/59.2709 mm)	2.3345/2.3350 in. (59.2963/59.3090 mm)

Vedlegg 2 – Horiba måleprinsipp

Analysis Principle (Standard models)

NO_x Cross-Flow Modulation Chemiluminescence Detection Method

SO₂ Cross-Flow Modulation Non-Dispersive Infrared Absorption Method
CO

CO₂ Non-Dispersive Infrared Absorption Method

O₂ Galvanic, Zirconia or Paramagnetic Method

Analysis Principle (CH₄ models)

CH₄,CO Cross-Flow Modulation Non-Dispersive Infrared
(A-range) Absorption Method

CH₄,CO Non-Dispersive Infrared Absorption Method
(B-range)

CO₂ Non-Dispersive Infrared Absorption Method

O₂ Galvanic, Zirconia or Paramagnetic Method

Ranges (Standard models)

NO_x A-range 0-25/50/100/250/500/1000/2500ppm (standard spec.)
B-range 0-50/100/250/500/1000/2500/5000ppm

SO₂ 0-200/500/1000ppm

CO A-range 0-200/500/1000/2000/5000ppm (standard spec.)
B-range 0-0.5/1/5/10/15 vol%
(B-range is not available for PG-350)

CO₂ 0-5/10/20 vol%

O₂ 0-5/10/25 vol% (Galvanic or Zirconia method)
0-10/25 vol% (Paramagnetic method)

	Standard Model	CH ₄ Model
Repeatability	±0.5% of full scale (NO _x : ≥100ppm range / CO: ≥1000ppm range) ±1.0% of full scale (Except above)	±1.0% of full scale
Linearity	±2.0% of full scale	
Drift	±1.0% of full scale / day (For SO ₂ analyzer only: ±2.0% of full scale / day)	
Response Time (T ₉₀)	Analyzers except SO ₂ analyzer: 45 sec. or less (From sample inlet) SO ₂ analyzer: 180 sec. or less (From sample inlet)	
Sample Gas Flow Rate	Approx. 0.5L/min. (Approx. 1.0L/min for CH ₄ 100% range)	
Display	Measurement (3 or 4 digit display), range flow rate, etc.	
Output	DC 4-20 mA (non-insulated) / Ethernet	
Warm-up Time	30 min. ±2.0% of full scale / 2 hours	
Data Saving	SD™ memory card / SDHC™ memory card	
Ambient Temperature	0°C-40°C <32°F-104°F>	
Ambient Humidity	85% RH or less	
Power	AC 100V to 240V, 50/60 Hz	
Power Consumption	Approx. 160VA in a steady state, maximum 220VA	
Dimensions	(With side guards) 300(W) x 520(D) x 260(H) mm <11.8"(W) x 20.5"(D) x 10.2"(H)> (Without side guards) 260(W) x 520(D) x 260(H) mm <10.2"(W) x 20.5"(D) x 10.2"(H)>	
Weight	Approx. 13kg ~ 15kg <29lb ~ 33lb>	
Sample Gas Condition	Temperature: Less than 40°C <104°F> H ₂ O Content: Standard or less at ambient temperature Dust: 0.1g/m ³ or less Pressure: ±0.98 kPa	

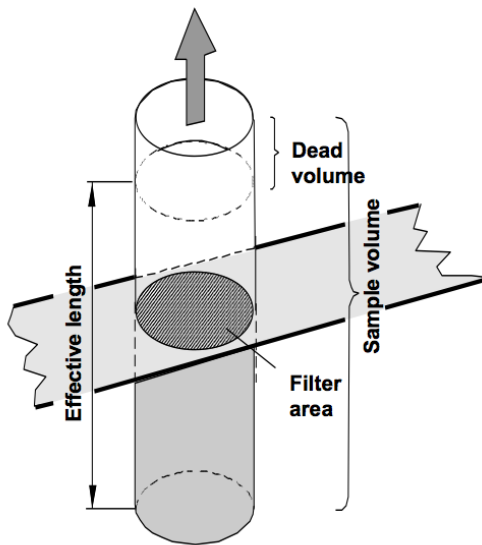
Vedlegg 3 - AVL 415 Smoke meter [36]

Filter paper method and variable sampling volume

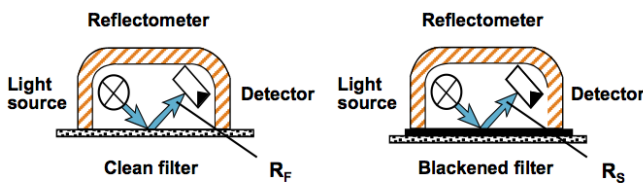
A variable, but exactly defined sampling volume is sampled from the engine's exhaust pipe and passed through clean filter paper inside the device. The filtered soot causes a blackening of the filter paper, which is measured by a photoelectric measuring head and the result is analyzed by a microprocessor. The determined values are the Filter Smoke Number (FSN defined according ISO 10054) and the soot concentration in mg/m³.

When determining the soot content, not only the paper blackening (PB) has to be taken into account, also the volume of exhaust drawn through the filter paper is important (effective sampling length L_{eff}).

FSN = PB for $L_{eff} = 405$ mm (Length of the column of exhaust referred to 1 bar and 25 °C)



$$\text{Effective length} = \frac{\text{Sample volume} - \text{Dead volume} - \text{Leak volume}}{\text{Filter area}}$$



$$P_B = \frac{100 - R_R}{10} \quad R_R = \frac{R_S}{R_F} \cdot 100\%$$

- P_B paper blackening
- R_S reflectometer value of the sample
- R_F reflectometer value of the unblackened filter paper
- R_R relative brightness of the sample

Vedlegg 4 – Datablad trykksensor. Kistler 7061B

Pressure – PAE



1 ... 2

ThermoCOMP®-Quarz-Drucksensor
Capteur de pression à quartz ThermoCOMP®
ThermoCOMP®Quartz Pressure Sensor

7061B

Wassergekühlter Präzisionsdrucksensor, speziell geeignet für den Einsatz in Verbrennungsmotoren, für hochpräzise thermodynamische Messungen.

Direktinbau mit oder ohne Wasserkühlung in M14x1,25-Bohrung, ohne Verwendung eines zusätzlichen Adapters.

Hohe Empfindlichkeit und ausgezeichnete Nullpunktstabilität. Für präzise Messungen wird Wasserkühlung empfohlen. Montage in Bohrung ø18 mm möglich.

Capteur de pression refroidit par eau convenant particulièrement aux mesures thermodynamiques de haute précision dans les moteurs à combustion interne.

Montage direct avec ou sans refroidissement par eau dans un alésage M14x1,25, ne nécessitant aucun adaptateur supplémentaire.

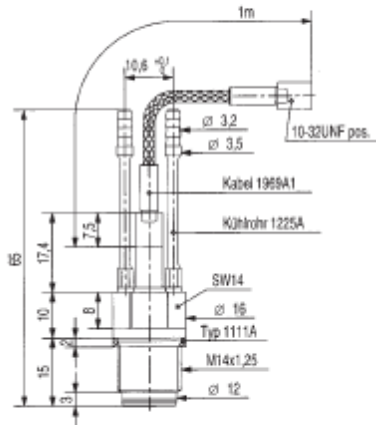
Haute sensibilité et excellente stabilité du zéro. Le refroidissement par eau est recommandé pour des mesures de précision. Montage possible dans un alésage de ø18 mm.

Water-cooled precision pressure sensor specially suited for duty in internal combustion engines for high-precision thermodynamic measurements.

Direct fitting with or without water cooling in M14x1,25 bore, without additional adapter.

High sensitivity and excellent zero stability. For precision measurements water cooling is recommended. May be fitted into ø18 mm bore.

- Wassergekühlter Präzisions-Zylinderdrucksensor
 Capteur de pression cylindre précis, refroidit par eau
 Water-cooled precision cylinder pressure sensor
- Thermochock-optimierte Doppel-Membrane
 Membrane double, optimisée pour le choc thermique
 Double diaphragm, optimized for thermo shock
- Lange Lebensdauer dank TIN-Beschichtung und Metalkabel
 Longévité grâce au revêtement TIN et au câble en métal
 Long life thanks to TIN-coated diaphragm and metal cable



1 : 1

Technische Daten

Données techniques

Technical Data*

Bereich	Gamme	Range	bar	0 ... 250
Kalibrierte Teilbereiche	Gammes partielles étalonnées	Calibrated partial ranges	bar	0 ... 50
			bar	0 ... 5
Überlast	Surcharge	Overload	bar	300
Empfindlichkeit	Sensibilité	Sensitivity	pC/bar	±80
Eigenfrequenz	Fréquence propre	Natural frequency	kHz	±45
Linearität, alle Bereiche (gekühlt)	Linéarité, toutes les gammes (refroidit)	Linearity, all ranges (cooled)	% FSO	±0,5
Beschleunigungsempfindlichkeit (axial) mit Kühlung	Sensibilité aux accélérations (axiale) avec refroidissement	Acceleration sensitivity (axial) with cooling	bar/g	<0,01
Betriebstemperaturbereich ohne Kühlung	Gamme de température d'utilisation sans refroidissement	Operating temperature range without cooling	°C	-50 ... 350
Empfindlichkeitsänderung gekühlt 50 ±35 °C ungekühlt 200 ±150 °C	Décalage de la sensibilité refroidit 50 ±35 °C non refroidit 200 ±150 °C	Sensitivity shift cooled 50 ±35 °C non-cooled 200 ±150 °C	%	≤±0,5
			%	±±2
Lastwechseldrift (Absinken der Nulllinie nach Abschalten der Zündung)	Dérive due aux alternances (Baisse de la ligne du zéro après l'arrêt de l'allumage)	Load-change drift (Drop of the zero line after cutting the ignition)	bar / s	<±0,5
Thermochock bei 1500 min⁻¹, 9 bar p_{MI}	Choc thermique à 1500 min⁻¹, 9 bar p_{MI}	Thermo shock at 1500 min⁻¹, 9 bar IMEP	bar	<±0,1
Δp	Δp	Δp	%	<±0,5
Δp _{MI}	Δp _{MI}	ΔIMEP	%	<±0,5
Δp _{max}	Δp _{max}	Δp _{max}	%	<±0,5
Isolationswiderstand bei 20 °C	Résistance d'isolement à 20 °C	Insulation resistance at 20 °C	TΩ	≥10
Anzugsmoment	Couple de serrage	Tightening torque	Nm	25
Kühlwasserdruck	Pression d'eau de refroidissement	Cooling water pressure	bar	≤6
Kapazität (inkl. Kabel)	Capacité (câble incl.)	Capacitance (incl. cable)	pF	11 (117)
Gewicht	Poids	Weight	g	27
Stecker, Keramik-Isolator	Connecteur, isolateur céramique	Plug, ceramic insulator	Type	10-32 UNF

000-052m-08_98 (D803_7061Bm)

1 bar = 10⁵ Pa (Pascal) = 10⁵ N · m⁻² = 1,0197... at = 14,503... psi; 1 g = 9,80665 m · s⁻²; 1 Nm = 0,73756... lbf·ft; 1 g = 0,03527... oz; 1 TΩ = 10¹² Ω

Beschreibung

Die Polystable®-Quarzelemente sind selbst bei hohen mechanischen Beanspruchungen sicher gegen Zwillingsbildung.

Dadurch bleibt die Empfindlichkeit im Bereich von -50 ... 350 °C weitgehend konstant und der Sensor funktioniert auch bei Ausfall der Wasserkühlung weiter. Die TIN-Beschichtung erhöht durch ihre anti-korrosive Wirkung die Lebensdauer der Membrane.

Anwendung

Der Sensor Typ 7061B eignet sich durch seine Unempfindlichkeit auf Temperaturschocks und seine Nullpunktstabilität hervorragend für Messungen in Brennräumen, wo starke Temperaturschwankungen auftreten.

Wo höchste Präzision der Messresultate gefordert wird und gute Reinigung des Sensors gewährleistet ist, wird Typ 7063A empfohlen. Bei Verwendung in mit Schweröl betriebenen Motoren kann Kaltkorrosion die Lebensdauer reduzieren.

Hohe Empfindlichkeit von -80 pC/bar und auch in den Teilbereichen ausgezeichnete Linearität zum Messen kleiner und kleinster Drücke.

Montagebeispiele

Der Sensor Typ 7061B kann direkt, brennraumbündig (Fig. 1) oder zurückversetzt mit einer Verbindungsbohrung (Fig. 2) in eine Standard-M14-Bohrung eingeschraubt werden.

Für die keramik-isolierten Buchsen 10-32 UNF sind nur die Hochtemperaturkabel Typ 1631C..., 1635C... oder 1969A... zu verwenden. Fig. 3 zeigt den Sensor Typ 7061B brennraumbündig im Zylinderkopf montiert unter Verwendung einer speziellen Montagehülse (Option).

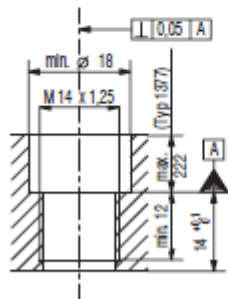
Zubehör

	Typ
• Hochtemperatur-Anschlusskabel	1631C...
• Metallkabel	1969A1 / Asp
• Cr-Ni-Stahl-Dichtung	1111A
• Anschlussröhrchen für Kühlwasser	1225A1
• Polyäthylen-Schlauch für Kühlwasser	1203Bsp
• Viton-Schlauch	1203Csp
• Adapter für Druckgenerator 6904A	7915
• Verschlussstück	7441A
• Schlüssel für Metallkabel	1300A57

Montagezubehör

	Typ
• Drehmomentschlüssel 8 ... 40 Nm	1300A11
• Meuleinsatz SW18	1300A15
• Steckschlüssel SW14 für ø18mm	1377

Fig. 1



Description

Les éléments en quartz Polystable® sont sûrs contre la formation de jumeaux même sous des sollicitations mécaniques élevées.

De ce fait la sensibilité de -50 à 350 °C reste pratiquement constante et le capteur fonctionne même si le refroidissement cesse. Le revêtement TIN prolonge par son effet anti-corrosif la vie de la membrane.

Application

Grâce à son insensibilité aux chocs thermiques et de son stabilité au zéro, le capteur type 7061B se prête de manière excellente aux mesures dans les chambres de combustion où se produisent de fortes variations de température.

Le type 7063A est recommandé pour les applications où une précision maximale des résultats de mesure est exigée et un nettoyage efficace du capteur est assuré. Si le capteur est utilisé dans des moteurs à huile lourde, la corrosion à froid peut réduire sa durée de service.

Haute sensibilité de -80 pC/bar et excellente linéarité aussi dans les gammes partielles pour mesurer des pressions basses et très basses.

Exemples de montage

Le capteur type 7061B peut être monté directement dans un taraudage standard M14, soit à fleur de la chambre de combustion (fig. 1), soit avec membrane en retrait à l'aide d'un forage de jonction (fig. 2).

Pour les douilles isolées par céramique 10-32 UNF on utilisera uniquement les câbles à haute température type 1631C..., 1635C... ou 1969A...

Fig. 3 montre le capteur type 7061B monté dans la culasse de cylindre à fleur de la chambre de combustion au moyen d'une douille de montage spéciale (option).

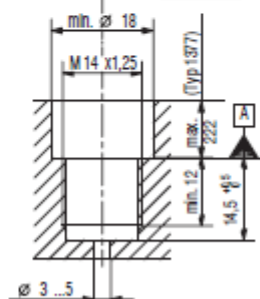
Accessoires

	type
• Câble de connexion pour températures élevées	1631C...
• Câble à métal	1969A1 / Asp
• Joint en acier Cr-Ni	1111A
• Tube connecteur pour eau de refroidissement	1225A1
• Tuyau en polyéthylène pour eau de refroidissement	1203Bsp
• Tuyau en Viton	1203Csp
• Adaptateur pour générateur hydraulique 6904A	7915
• Bouchon	7441A
• Clé pour câble en métal	1300A57

Accessoires de montage

	type
• Clef dynamométrique 8 ... 40 Nm	1300A11
• Fourche hex. 18 mm	1300A15
• Clef à douille à ouverture 14 mm pour ø18mm	1377

Fig. 2



Description

The Polystable® quartz elements are safe against twinning even under high mechanical stressing. As a result, the sensitivity remains largely constant between -50 and 350 °C and the sensor continues to operate even when the cooling fails. The TIN coating has anti-corrosive properties and extends the life of the diaphragm.

Application

With its insensitivity to temperature shocks and its zero stability, the sensor Type 7061B is eminently suited for measuring in combustion chambers where severe temperature variations occur.

Type 7063A is recommended where top precision of the measured results is demanded and good cleaning of the sensor can be provided. If the sensor is mounted in engines using heavy oils, cold-spot corrosion may reduce its lifetime.

High sensitivity of -80 pC/bar plus excellent linearity in the partial ranges makes it suitable for measuring low and very low pressures.

Mounting Examples

The sensor Type 7061B may be screwed directly into a standard M14 hole. Fig. 1 shows flush mounting with the wall of the combustion chamber. Fig. 2 shows mounting with set-back diaphragm with a connecting bore.

For the ceramic-insulated bushes 10-32 UNF only the high temperature cables Type 1631C..., 1635C... or 1969A... may be used.

Fig. 3 shows the sensor Type 7061B fitted in a cylinder head flush with the wall of the combustion chamber, using a special mounting sleeve (option).

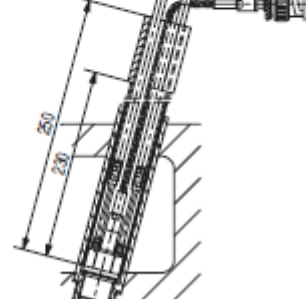
Accessories

	Type
• High temperature connecting cable	1631C...
• Metal cable	1969A1 / Asp
• Cr-Ni-steel seal	1111A
• Connecting hose for cooling water	1225A1
• Polyethylene hose for cooling water	1203Bsp
• Viton hose	1203Csp
• Adapter for high pressure generator 6904A	7915
• Plug	7441A
• Key for metal cable	1300A57

Mounting Accessories

	Type
• Torque wrench 8 ... 40 Nm	1300A11
• Fork wrench hex. 18 mm	1300A15
• Tubular socket wrench hex. 14 mm for ø18mm	1377

Fig. 3



000-052m-08.98 (DB03, 7061Bm)

Vedlegg 5 – EURO utslippsgrenser [37]

Tier	Dato	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC+NO _x [g/km]	PM [g/km]	PN [# /km]
Euro 1	Jul. 1992	2,72		0,97	0,14	
Euro 2	Jan. 1996	1,0		0,7	0,08	
Euro 3	Jan. 2000	0,64	0,50	0,56	0,05	
Euro 4	Jan. 2005	0,50	0,25	0,30	0,025	
Euro 5a	Sep. 2009	0,50	0,180	0,23	0,005	
Euro 5b	Sep. 2011	0,50	0,180	0,23	0,005	6x10 ¹¹
Euro 6	Sep. 2014	0,50 (-82%)	0,080 (-84%)	0,170 (-82%)	0,005(-96%)	6x10 ¹¹

Tabell 14 - Euro standard for personbiler. Prosentatsen på nederste rad viser reduksjon fra opprinnelig nivå ved innføringen i 1992.

Tier	Dato	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
Euro I	1992, <85kW	4,5	1,1	8,0	0,612
	1992, >85kW	4,5	1,1	8,0	0,36
Euro II	Okt. 1996	4,0	1,1	7,0	0,25
	Okt. 1998	4,0	1,1	7,0	0,15
Euro III	Okt. 2000	2,1	0,66	5,0	0,10
Euro IV	Okt. 2005	1,5	0,46	3,5	0,02
Euro V	Okt. 2008	1,5	0,46	2,0	0,02
Euro VI	Des 2013	1,5 (-67%)	0,13 (-88%)	0,4 (-95%)	0,01 (-98%)

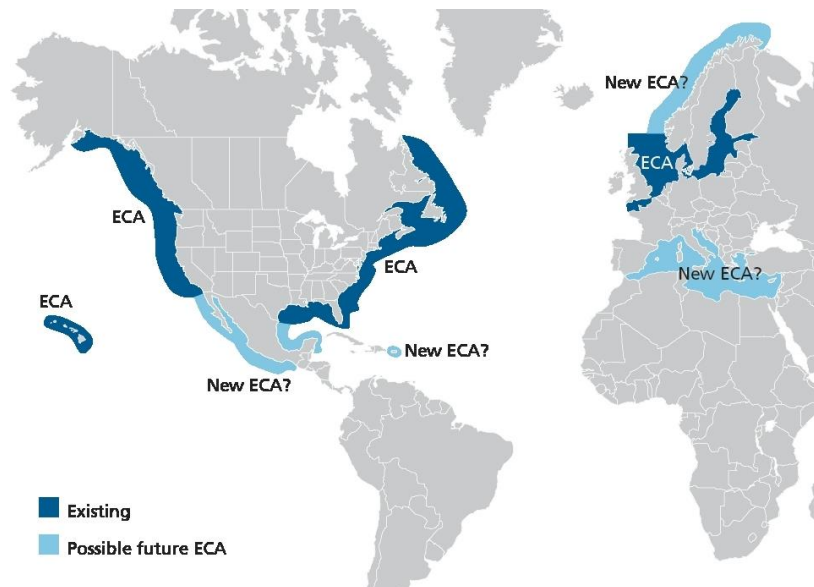
Tabell 15 - Euro standard for lastebil og busser. Prosentatsen på nederste rad viser reduksjon fra opprinnelig nivå ved innføringen i 1992.

Vedlegg 6 – IMO Tier utslippsgrenser for skipsfart [38]

Tier	Skip konstruert etter dato	Total utslippsgrense (g/kWh) n = Motorens nominelle turtall		
		n < 130	n =130 – 1999	n ≥ 2000
I	1. Jan 2000	17,0	$45 * n^{(-0,2)}$	9,8
II	1. Jan 2011	14,4	$44 * n^{(-0,23)}$	7,7
III	1. Jan 2016	3,4	$9 * n^{(-0,2)}$	2,0

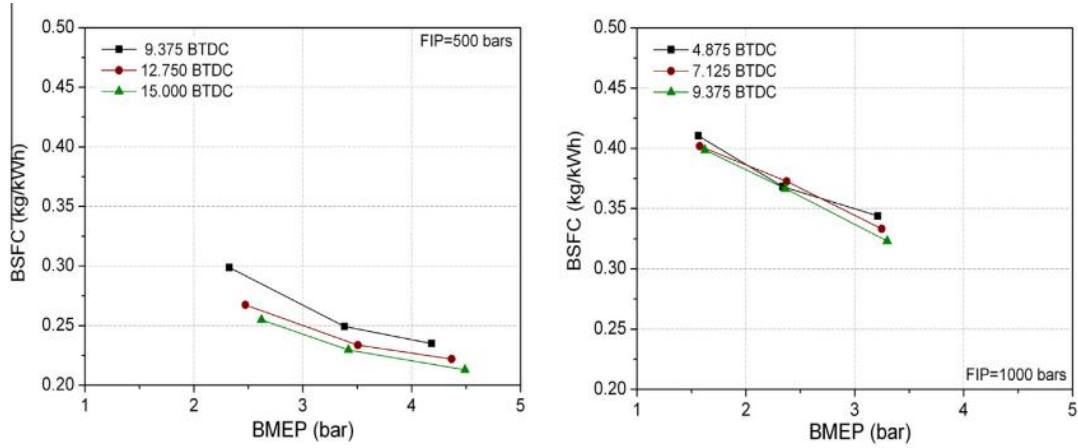
Tabell 16 IMO Tier III, marint utslippsregelverk for NO_x innenfor Emission Control Areas

Regelverket gjelder innenfor spesifikke soner, Emission Control Areas, se figur I.

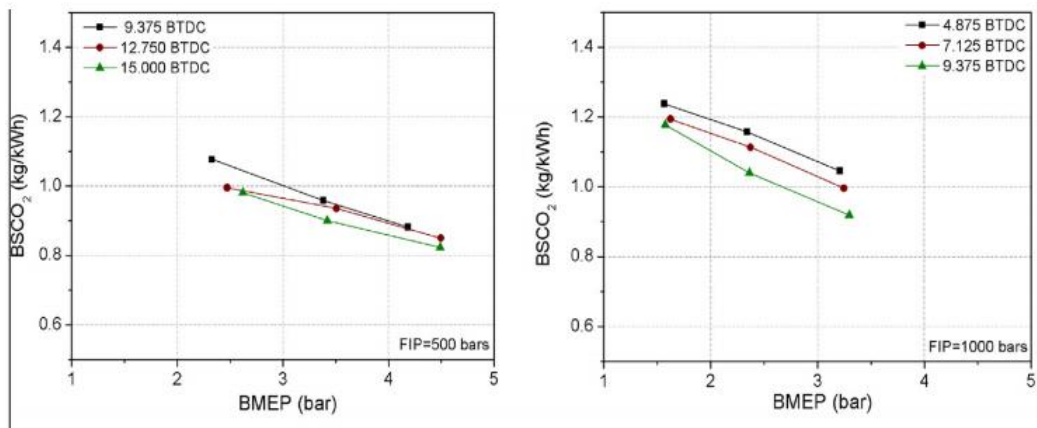


Figur 86 - Emission Control Areas. [39]

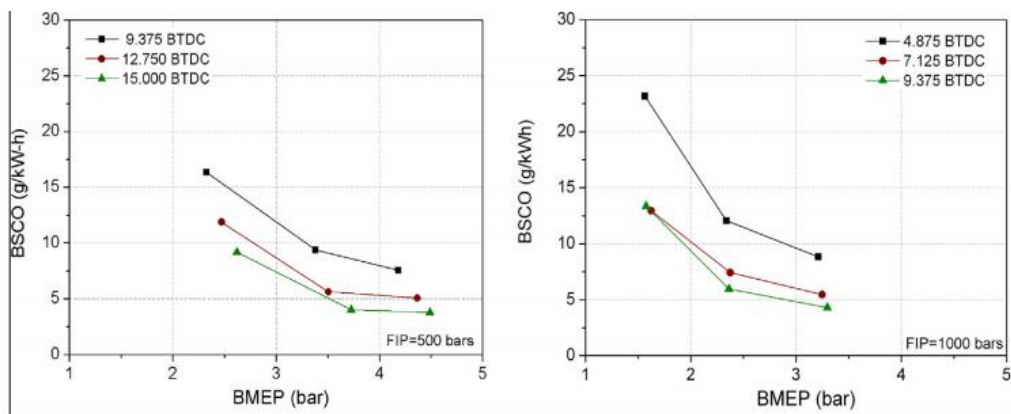
Vedlegg 7 – Studie av innsprøytningsparametere fra Agarwal et al. [11]



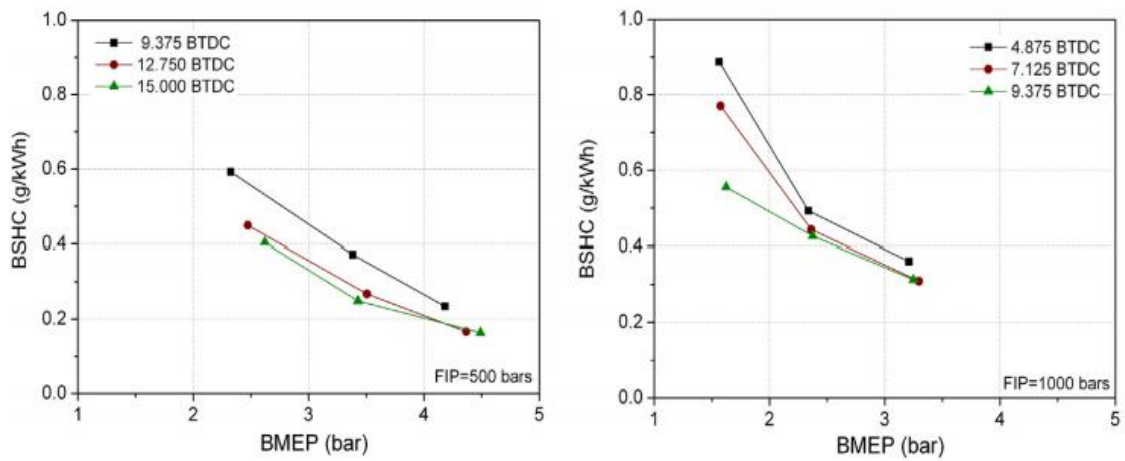
Figur 87 – bsfc over belastning. Sammenligning av FIP på 500 og 1000bar og tre ulike SOI.



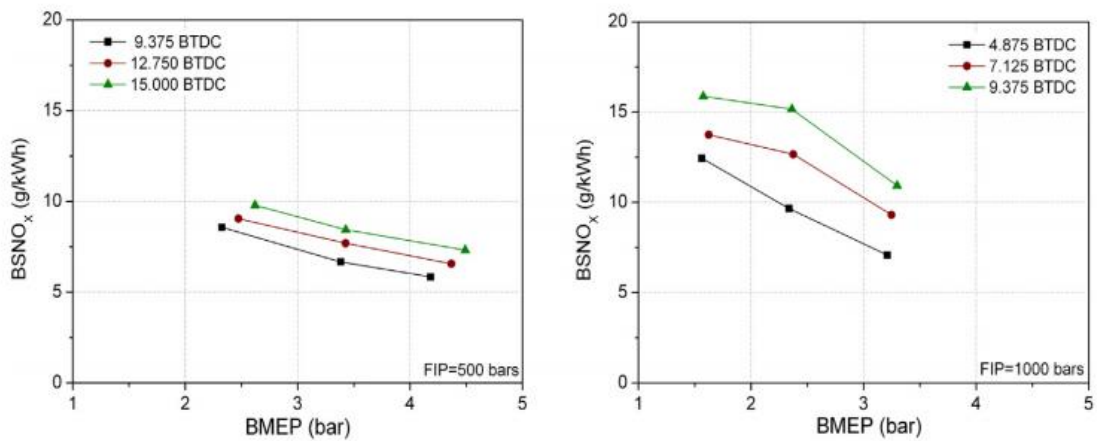
Figur 88 – CO₂-utslipp over belastning. Sammenligning av FIP på 500 og 1000bar og tre ulike SOI.



Figur 89 – CO-utslipp over belastning. Sammenligning av FIP på 500 og 1000bar og tre ulike SOI.

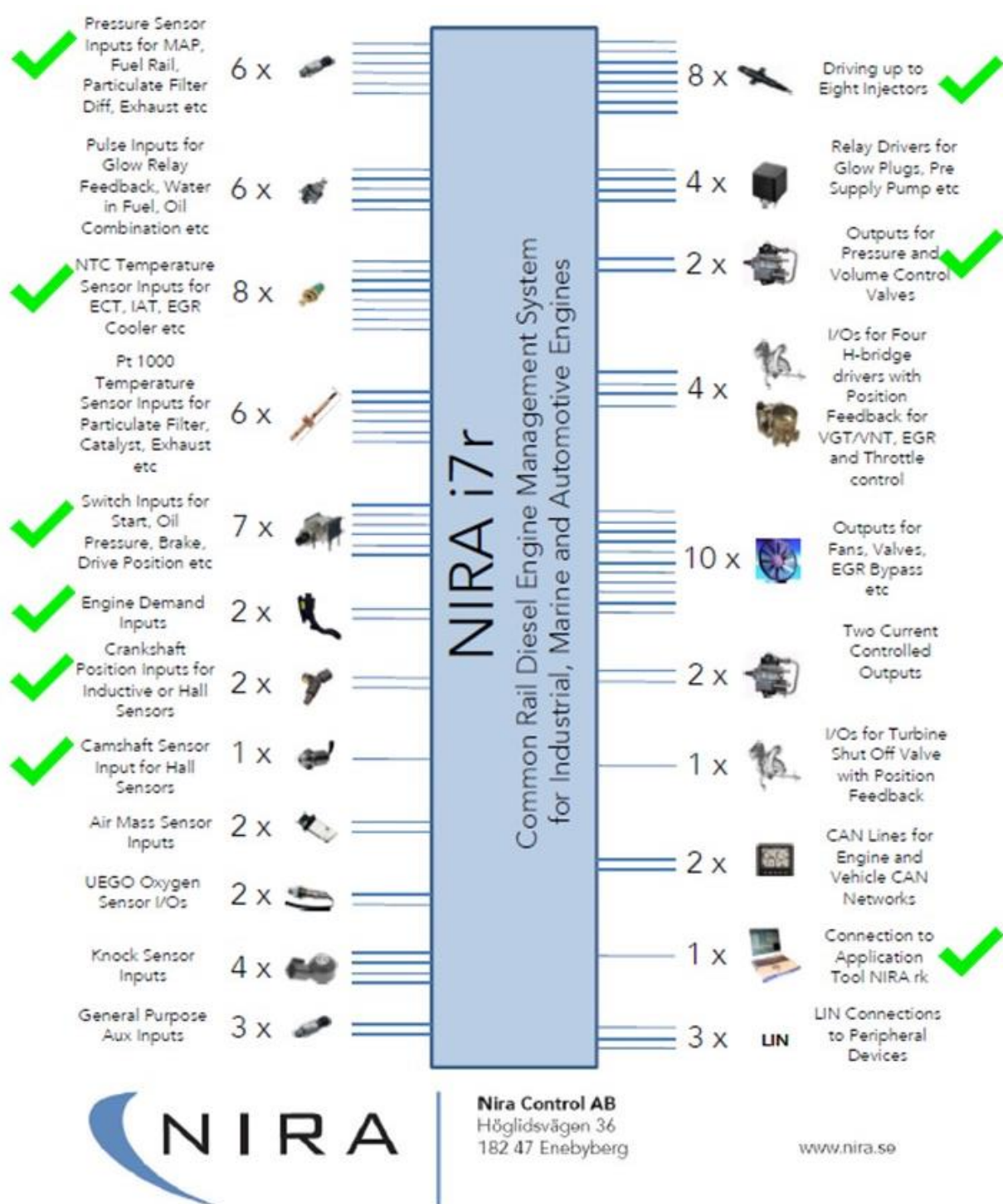


Figur 90 – HC-utslipp over belastning. Sammenligning av FIP på 500 og 1000bar og tre ulike SOI.



Figur 91 – NO_x-utslipp over belastning. Sammenligning av FIP på 500 og 1000bar og tre ulike SOI.

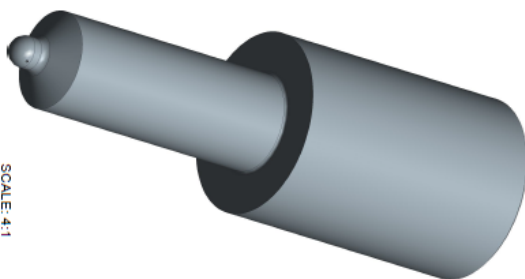
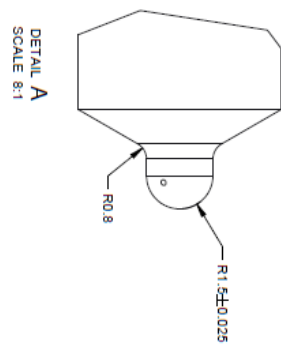
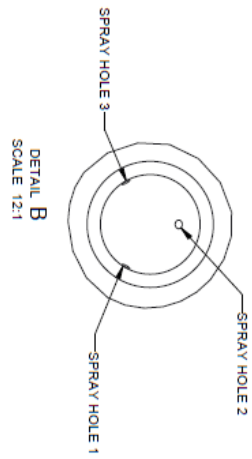
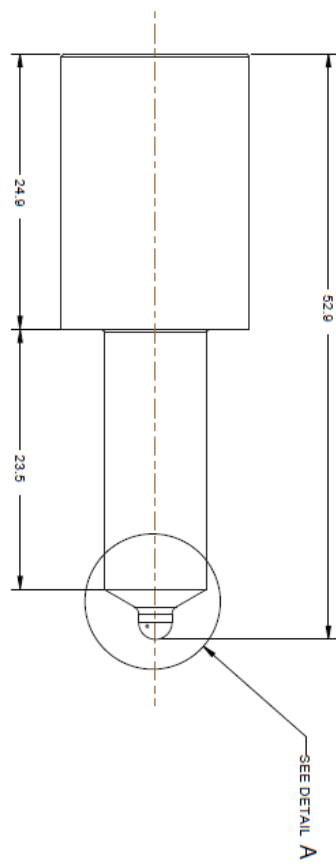
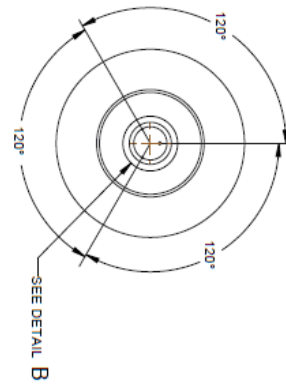
Vedlegg 8 - NIRA Input/Output



Figur 92 – Oversikt over input/output til NIRA i7r. Grønne haker representerer signaler som brukes for laboratoriemotoren.

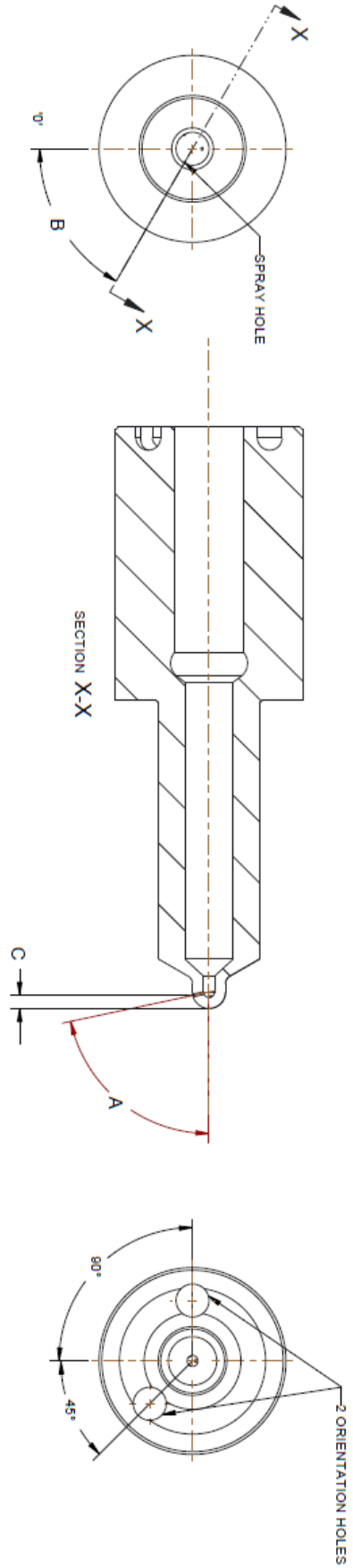
Vedlegg 9 - Arbeidstegning sendt til DUAP. Av E.W. Haug og J. Bruvik

BRYCE HL130S26 C175 P3



SCALE: 4:1
UNIT: MILLIMETERS
DRAWN BY: ERIK WIK HAUG, 24.01.2017

BRYCE HL 130S26 C175 P3



	A	B	C [mm]
SPRAY HOLE 1	78°	60°	1.42
SPRAY HOLE 2	35°	180°	0.42
SPRAY HOLE 3	78°	300°	1.42

SPRAY HOLES ARE NUMBERED IN AN ANTICLOCKWISE DIRECTION VIEWED FROM SPRAY END.
 A° IS HOLE ANGLE FROM NOZZLE AXIS AND IS NOT NECESSARILY EQUAL TO HALF THE SPRAY ANGLE GIVEN ON CODE.
 B° GIVES ANGULAR POSITION MEASURED ANTICLOCKWISE FROM POINT 'O'.
 SPRAY ANGLE AND DISPOSITION OF HOLES IN RELATION TO DOWELS TO BE WITHIN $\pm 3^\circ$



Vedlegg 10 – Strømningstest dyse #1 og dyse #2 etter Q100 standard. Utført av DUAP Sveits.

Flow rate records							PA 911900.000 / P-Code:			2017-03-14 / MAR		
240-083758 HVL P-Nozzle							all measurements at 100 bar / 40°C, test medium according ISO4113 / by 0.3mm needle lift					
Pos.	part	target	target	sprayhole diameter	delivery date	flowrate w/o needle before HE	flowrate with needle before HE	flowrate delta before HE rounding	flowrate w/o needle after HE	flowrate with needle after HE	flowrate delta after HE rounding	
no	no	l/min	kg/min			kg/min	kg/min	kg/min	kg/min	kg/min	kg/min	
1	01	0,360	0,293	0,145	10.03.2017	0,287	0,285	0,002	0,293	0,291	0,002	
2	02	0,360	0,293	0,140	10.03.2017	0,277	0,275	0,002	0,292	0,290	0,002	
3	03											
4	04											
5	05											
6	06											

Vedlegg 11 – Arbeidstegning dyse. Produsert av DUAP

SH 1
SH 2
SH 3
B1=60°
B2=180°
B3=300°
Layer 0°

Ø14.25
Ø4
60°
A

view A

Ø14.25
5.5
5.5
1.9

flow rate Q100

- 0.36 L/min
- test medium ISO 4113
- 100 bar/4.0°C
- needle lift 0.3mm

internal shape actually unknown

	A	B	C	dia
SPRAY HOLE 1	78°	60°	1.42	~0.15
SPRAY HOLE 2	35°	180°	0.42	~0.15
SPRAY HOLE 3	78°	300°	1.42	~0.15

weight: 25.7g

1:1

Confirmed by DUAP AG		Date		Signature	
Confirmed by enduser					

Pos.	2	240-083758-2	1	Nadel						
Artikeltalnummer	1	240-083758-1	1	Duesenkonfiger						
Herige	Beretning									
N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10	N11	N12
Ra 0.05/0.1 0.2 0.4 0.8 1.6 3.2 6.3 12.5 25 50										
Nominans- bereitl (mm)										
0	6	30	120	400	1000	2000				
Toleranz										
f0.1 f0.2 f0.3 f0.5 f0.8 ±1.2										

Pro:Engineer

Index Datum Name Ers. f. d. Ers. durch:

WIR BEHALTEN UNS ALLE RECHTE AN DIESEM DOKUMENT UND AN DEN IN IHM DARGESTELLTEN GEGENSTÄNDEN VOR. ODER EMPFÄNGER ANERKENNT DIESE RECHTE. ERNEUERLICHE VERWENDUNG ODER VERÄNDERUNG DIESER ZEICHNUNG OHNE ZUSÄTZLICHE ANWEISUNGEN WIRD ALS VERLETZUNG ANGESEHEN. DIESE ANWEISUNGEN GELTEN FÜR ALLE ANWENDER. ZUSÄTZLICHE ANWEISUNGEN SIND AUSGESCHIEDEN. DIESE ANWEISUNGEN GELTEN FÜR ALLE ANWENDER. ZUSÄTZLICHE ANWEISUNGEN SIND AUSGESCHIEDEN.

Massstab 4:1

Zeichnungs-Nr. 240-083758

Artikel-Nr. 240-083758

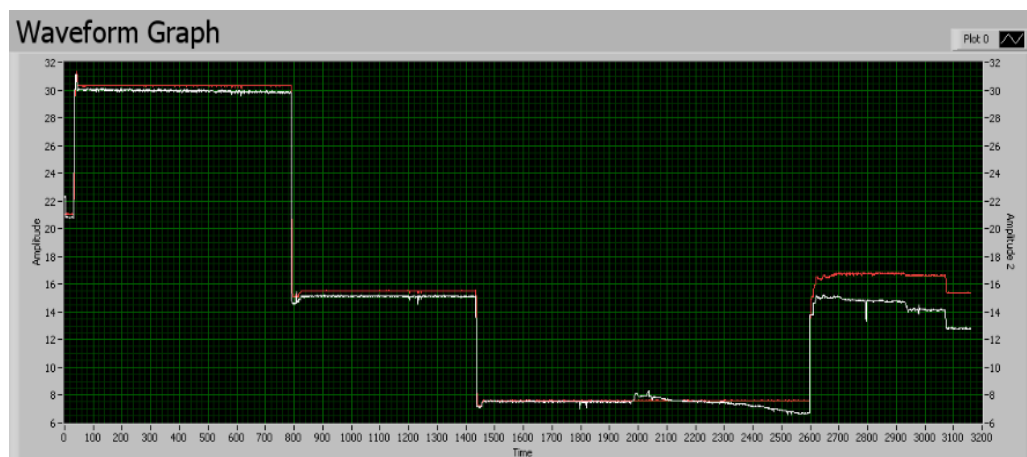
Vedlegg 12 – Feilkilder og feilsøking ifm referansekjøring

Laboratoriemotoren har vært objekt for flere hovedoppgaver fra tiden der motorlaboratoriet var lokalisert på Nygård. Etter Høgskolens omlokalisering til Kronstad i 2014 er det utført én rapport som omhandler motoren: «Implementering av indikeringssystem på dieselmotor og tester av dieseloiljer», av Kjetil Skaar, våren 2016. Rapporten inneholder veldokumenterte testresultater på 1500r pm og fem lastpunkter fra 3,3 til 30,1 Nm [3]. Tabell 15 viser testresultater fra testkjøring på autodiesel, utført 26.04.16. Verdiene er gjennomsnittsverdier basert på 9 logger per lastpunkt. Disse verdiene ble brukt til grunnleggende sammenligning og verifisering av belastningspunkter.

Last [%]	100	75	50	25	10
Moment [Nm]	30,1	22,6	16,57	8,28	3,31
Effekt [kW]	4,7	3,6	2,6	1,3	0,52
Eksostemperatur [°C]	513,2	398,7	311,3	231,35	187,11
Sot [FSN]	4,24	2,1	0,91	0,47	0,32
NO _x [g/kWh]	20,1	25,8	25,19	22,69	35,66
Luftoverskudd, λ	1,54	2,05	2,76	3,93	5,13
Bsfc [g/kWh]	294,4	299,1	306,82	431,17	834,07
BMEP [bar]	5,74	4,31	3,16	1,58	0,63

Tabell 17 – Referansedata fra K. Skaar, 1500 rpm, 26.04.2016.

Første referansekjøring ble utført 21.02.16 og tok for seg turtall fra 1200 til 2000 rpm. Figur 61 viser momentet på henholdsvis lastcellen (hvit) og frekvensomformereren (rød) i forhold til driftstid. På tidspunktet rundt 2400 sekunder ble turtallet økt fra 1500 til 2000 rpm. Etter dette punktet gir lastcellen avvikende verdier i forhold til frekvensomformereren.



Figur 93 - Sammenligning av moment fra lastcelle (hvit) og frekvensomformer (rød). Ved t=2400 sekunder økes turtall fra 1500 til 2000 rpm, og det oppstår avvik.

Referansekjøringen ble dermed avbrutt, og feilsøking påbegynt. Etter undersøkelser utført av HVL's labingeniører kommer det frem at avviket på målingen sannsynligvis skyldes hysteresse på lastcellen som induseres grunnet risting og vibrasjon som var kraftig rundt 2000 rpm [Daniel Gjelsvik, e-post, 23.02.17]. Dermed ble det besluttet at motorens øvre turtall begrenses til 1800 rpm.

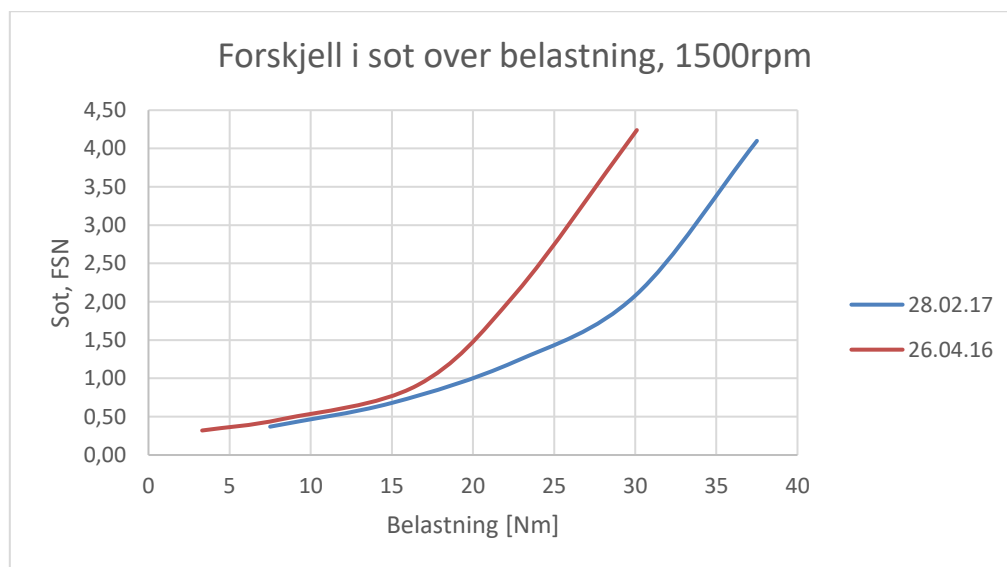
Ny referansekjøring ble utført 28.02.2017 og tok for seg følgende turtall: 1200, 1300; 1400; 1500; 1600; 1650; 1700 og 1800 rpm. Hvert turtall ble kjørt på følgende fire belastningspunkter: 7,5; 15; 22,6; og 30 Nm. I tillegg ble det kjørt en måling på 37,5 Nm ved 1500 rpm for å se hvordan motoren håndterte en tenkt maksimumsverdi. Tabell 16 viser utdrag av aktuelle parametere fra testkjøringen på 1500 rpm.

Turtall	1500				
Moment [Nm]	37,5	30	22,6	15	7,5
Effekt* [kW]	5,89	3,66	3,55	2,36	1,18
Eksostemperatur [°C]	536,9	434,0	348,2	273,5	207,5
Sot [FSN]	4,1	2,08	1,22	0,68	0,37
NOx [g/kWh]	-	-	-	-	-
Luftoverskudd, λ	5,8	3,7	4,6	5,5	7,5
Bsfc* [g/kWh]	232,5	231	240	280,3	398,5
BMEP* [bar]	7,15	5,72	4,31	2,86	1,43

Tabell 18 - Resultater fra referansekjøring, 1500rpm. 28.02.2017

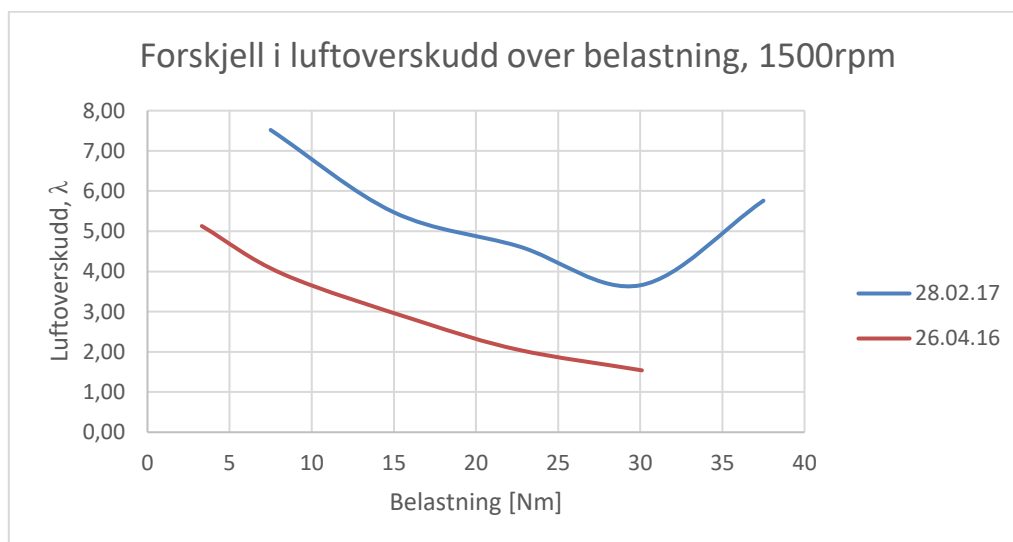
Ved sammenligning av resultatene fra 26.04.2016 og 28.02.2017 vises betydelige avvik i forhold til sotutslipp og luftoverskudd. Figur 62 viser en sammenligning mellom de to

kjøringene og man ser tydelig hvordan motoren viser bedre tendenser i nyeste kjøring når belastningen øker over 15 Nm.



Figur 94 - Sotutslipp over belastning. Sammenligning mellom kjøring 26.04.16 og 28.02.17.

Det er i utgangspunktet ikke foretatt store endringer på motoren i dette tidsintervallet, så den radikale forandringen kan vanskelig forklares. Ved å sammenligne luftoverskuddet i forhold til belastning ved de to kjøringene i figur 63 fremgår det store avvik med nært dobbelt luftoverskudd i nyeste kjøring.

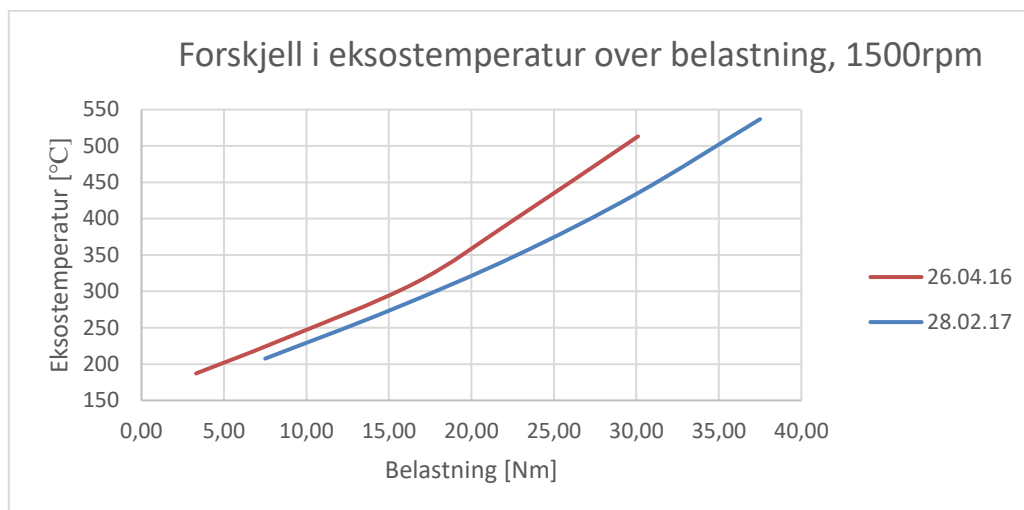


Figur 95 - Luftoverskudd over belastning ved 1500rpm. Sammenligning mellom kjøring 26.04.16 og 28.02.17.

Det ble konkludert at dette ikke kunne være reelt, og det ble iverksatt feilsøking hvorpå det ble oppdaget feilkilde i form av luft-målingen. Under forsøkene 26.04.16 ble avgassutslippene målt med Horiba PG-350, mot 28.02.17 hvor det ble benyttet en ADC SB2000. Ved forsøk viste det

seg at ADC SB2000 ikke leverte korrekte luftoverskuddverdier, og det ble for videre arbeid besluttet å benytte seg av avgassmåleren fra Horiba.

Figur 64 sammenligner eksostemperaturene fra de to kjøringene og avvikene er tydelig over hele lastregisteret. Spesielt på høyere belastning blir avvikene store.



Figur 96 – Eksostemperatur over belastning ved 1500rpm. Sammenligning mellom kjøring 26.4.16 og 28.02.17

I en motor av denne type, der det ikke er variasjoner i motorens ladingsutveksling utover omgivelsesforhold, vil eksostemperaturen være en meget presis indikator på motorens belastning [40]. Basert på eksostemperatur og sotutslipp ble det tydelig at lastmålingen ikke var korrekt, noe som også ble bekreftet da man ved utregning fant motorens virkningsgrad til å være svært høy, og opp mot 100% på full last. Dette illustreres i tabell 17.

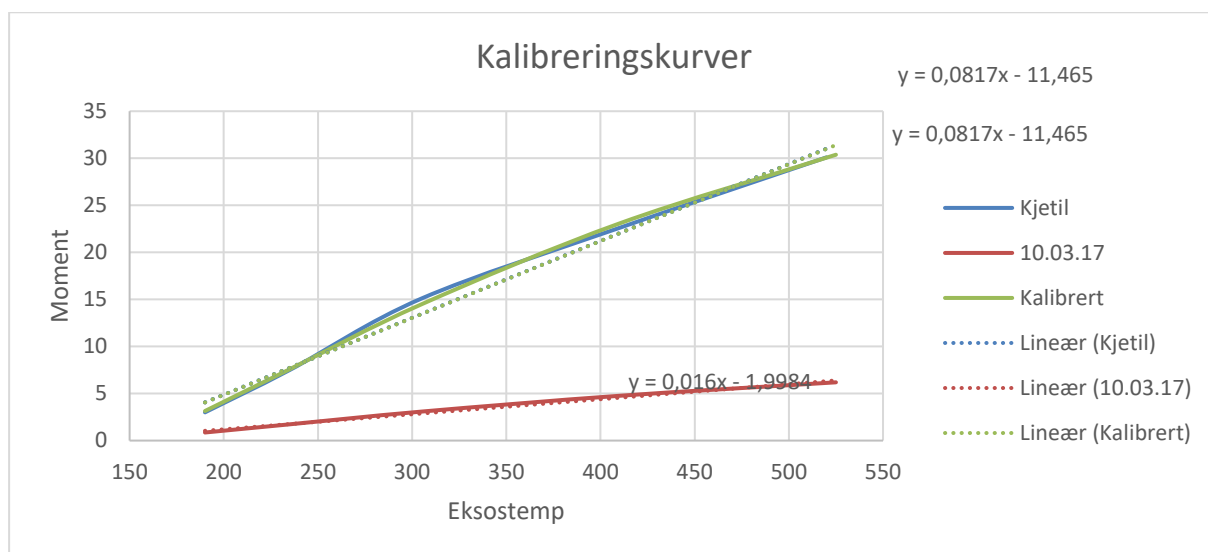
26.04.16			28.02.17		
IMEP [bar]	BMEP [bar]	η_{mek} [%]	IMEP [bar]	BMEP [bar]	η_{mek} [%]
2,77	0,63	22,7	2,08	1,43	68,8
3,53	1,58	44,8	3,24	2,86	88,3
5,02	3,16	62,9	4,57	4,31	94,3
6,48	4,31	66,5	5,86	5,72	97,6
8,15	5,74	70,4	7,15	7,15	100,0

Tabell 19 – Sammenligning av mekanisk virkningsgrad fra 26.04.16 og 28.02.17

Basert på det ovennevnte ble resultatene fra referansekjøringen 28.02 forkastet, og feilsøking påbegynt. Feilsøkingen resulterte i at repeterbare belastningspunkter og måleteknikker ble definert som beskrevet i kapittel 6.1.2.

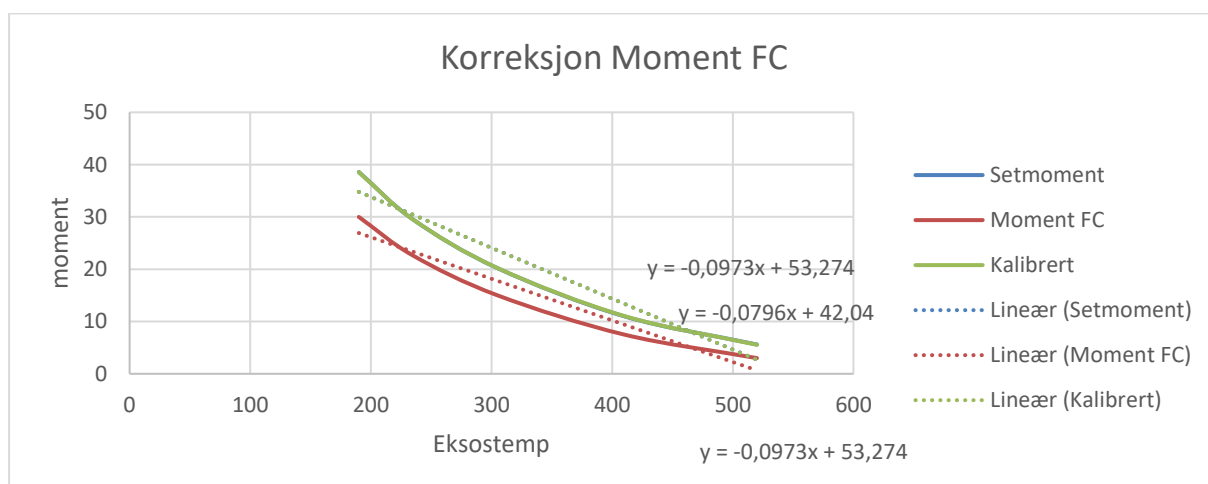
Vedlegg 13 – Kalibreringskurver Labview Setmoment

I Labview ble det lagt til en korreksjonsfaktor a og b for frekvensomformerens avgitte moment. Korreksjonsfaktorene representerer kurvens stigningstall og krysningspunkt med y-aksen. Først ble motoren kjørt til eksostemperaturene sammenfalt med verdiene fra Kjetil Skaar sin kjøring fra 2016 og momentet som frekvensomformereren ga ble plottet i y-retning (Se figur 47). Ved å linearisere kurven kunne funksjonen for linjen avleses og en korreksjonsfaktor for a og b beregnes.



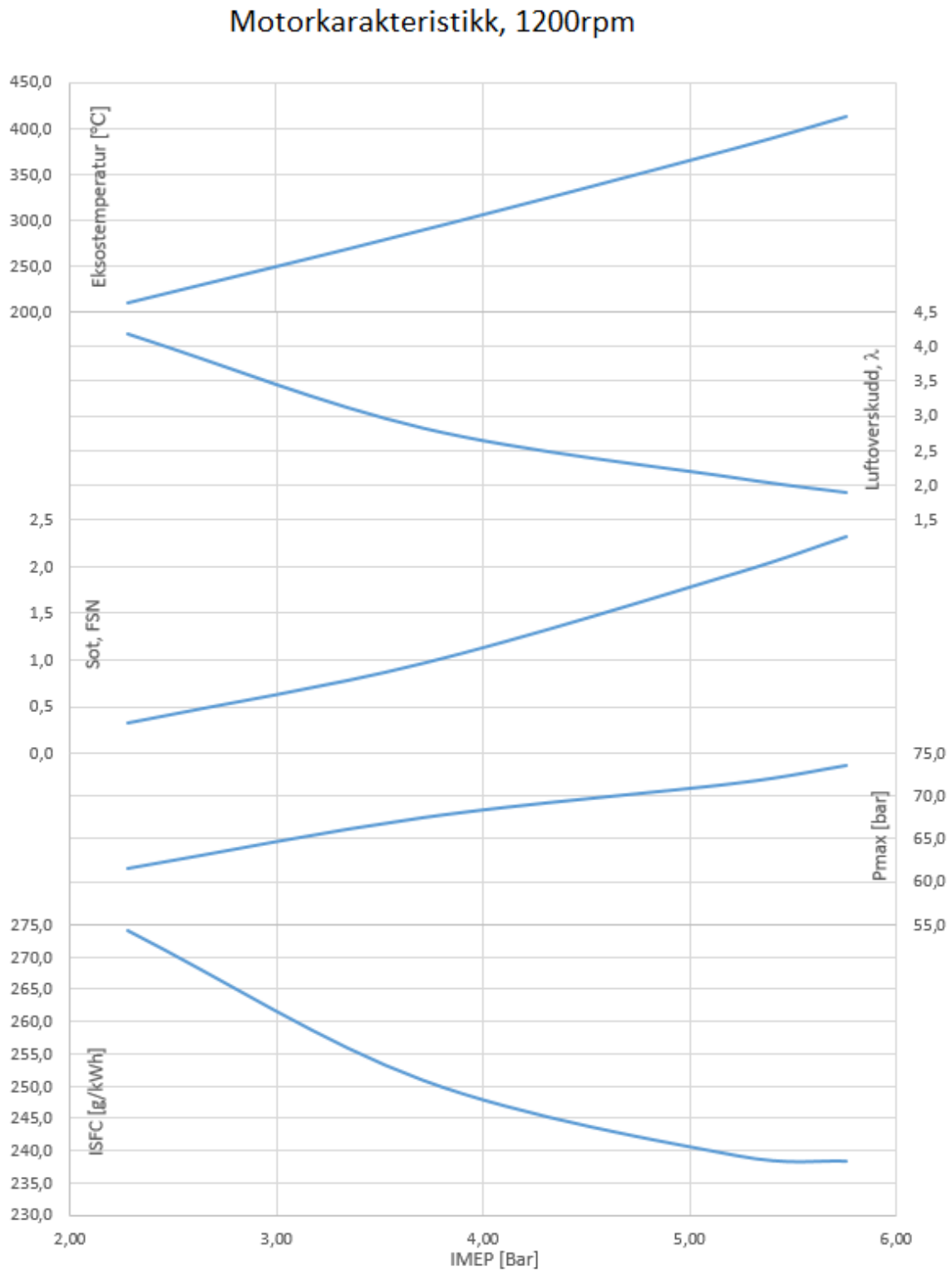
Figur 97 – Kalibreringskurve Setmoment

Deretter ble frekvensomformerens setmoment kalibrert til å sammenfalle med samme metode. Dette ble gjort for å gjøre det mer intuitivt og raskere for operatøren når belastningen skal settes.



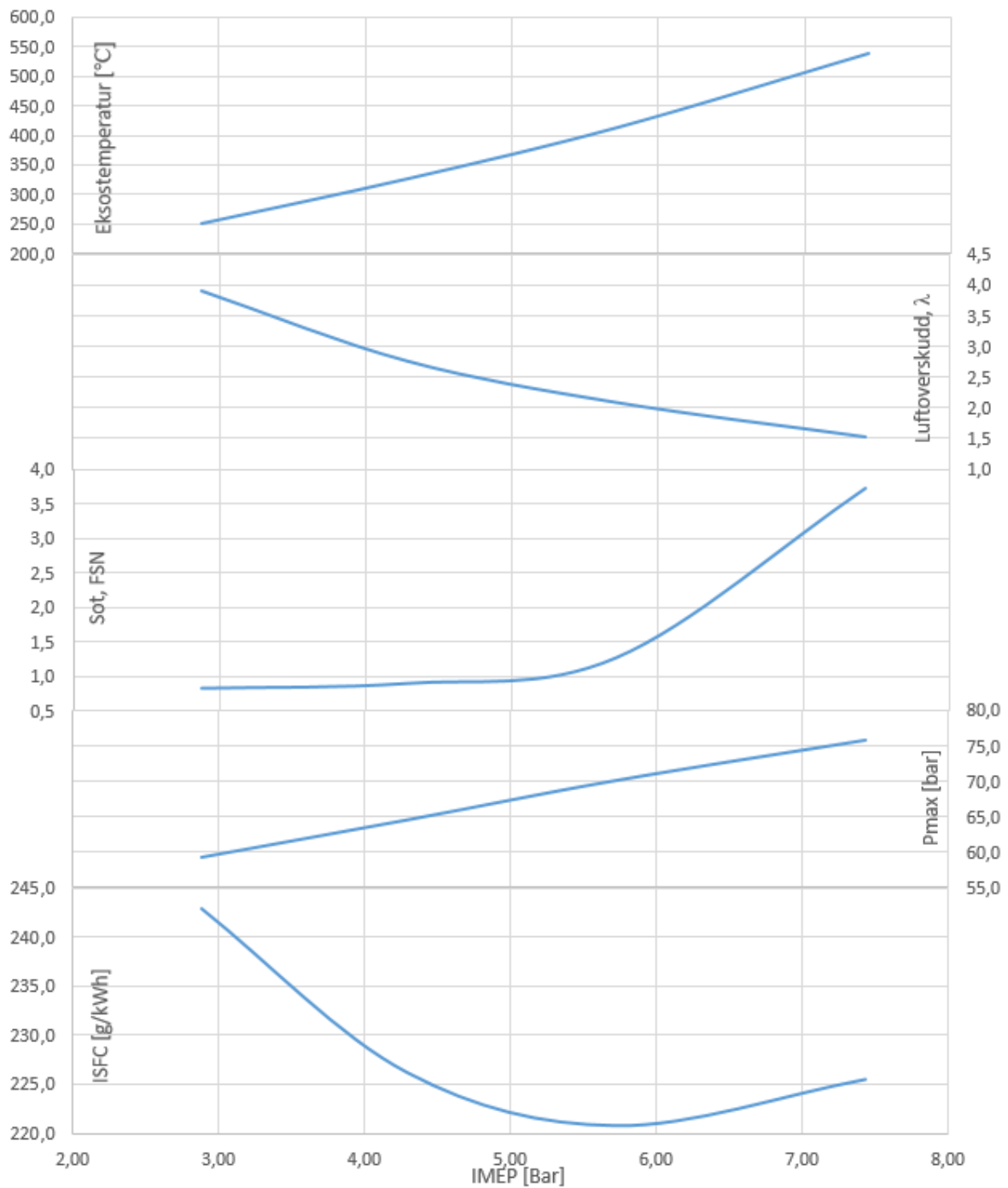
Figur 98 – Kalibreringskurve Moment FC

Vedlegg 14 – Motorkarakteristikk for 1200, 1650 og 1800 rpm



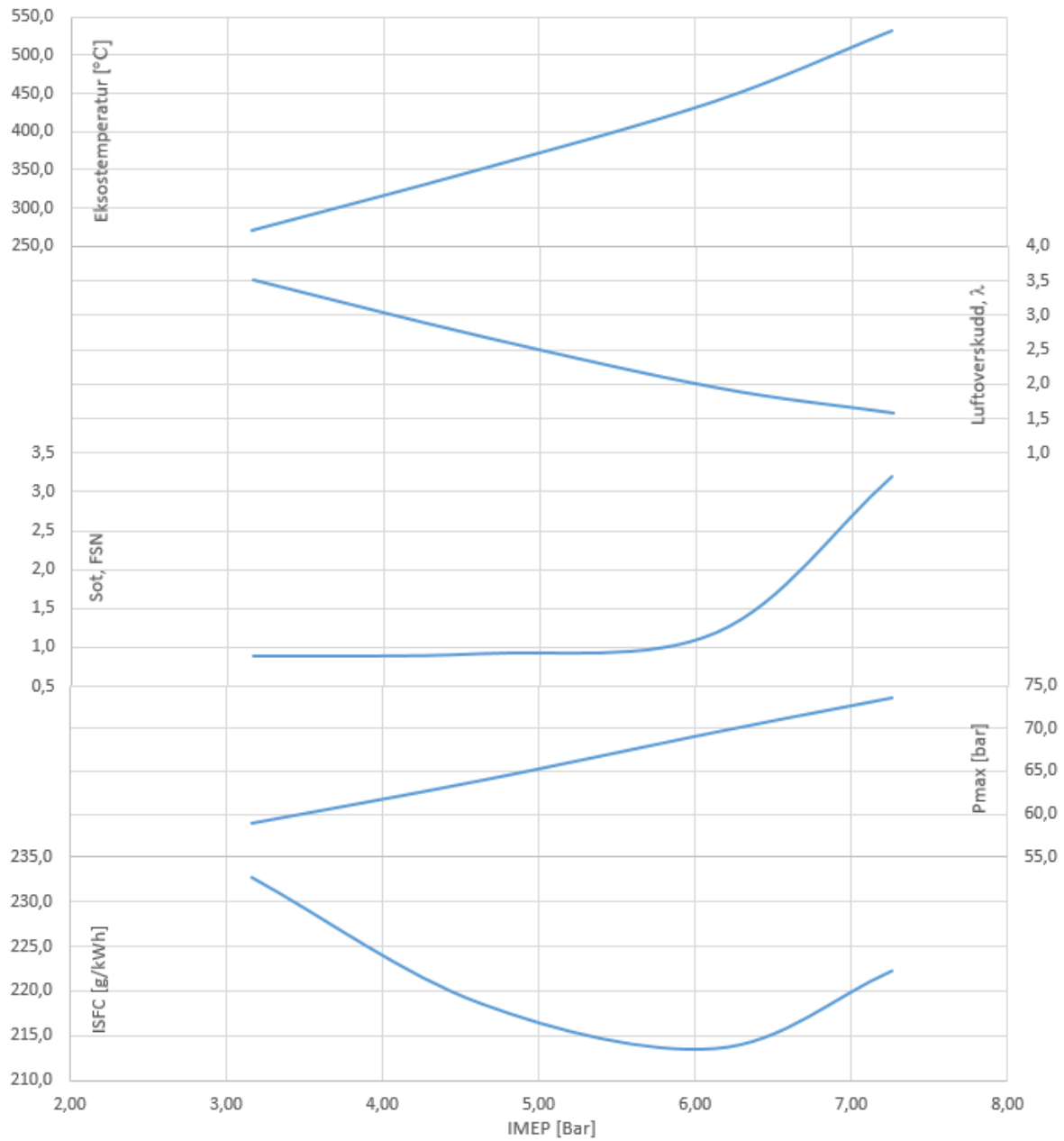
Figur 99 – Motorkarakteristikk, Petter diesel med PLN innsprøyting ved 1200 rpm

Motor karakteristikk, 1650rpm



Figur 100 - Motor karakteristikk, Petter diesel med PLN innsprøyting ved 1650 rpm

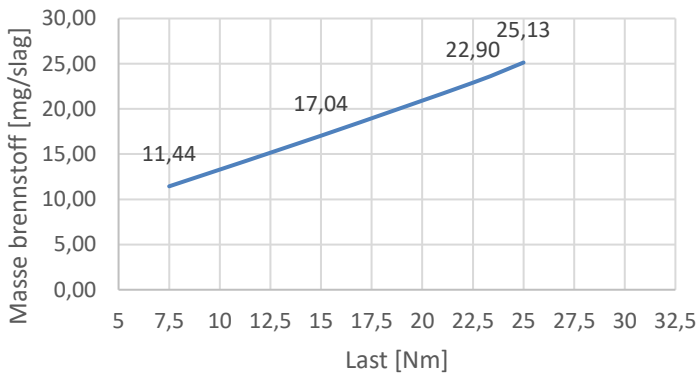
Motorkarakteristikk, 1800rpm



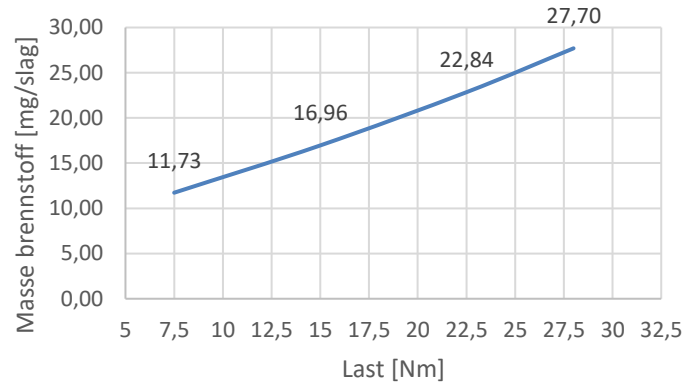
Figur 101 - Motorkarakteristikk, Petter diesel med PLN innsprøyting ved 1800 rpm

Vedlegg 15 - Forbruk per turtall i mg/slag. 10.03.17

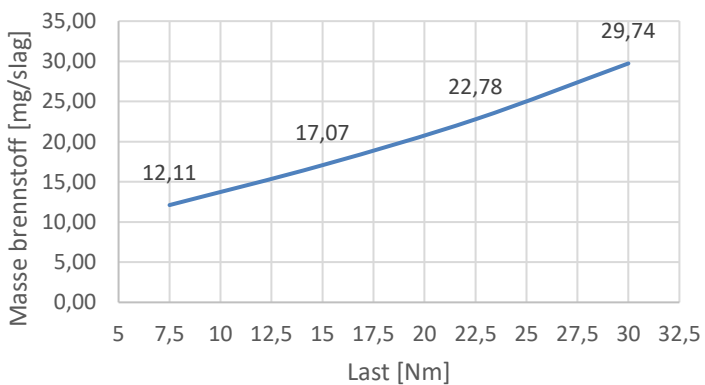
Innsprøytet masse over belastning,
1200rpm



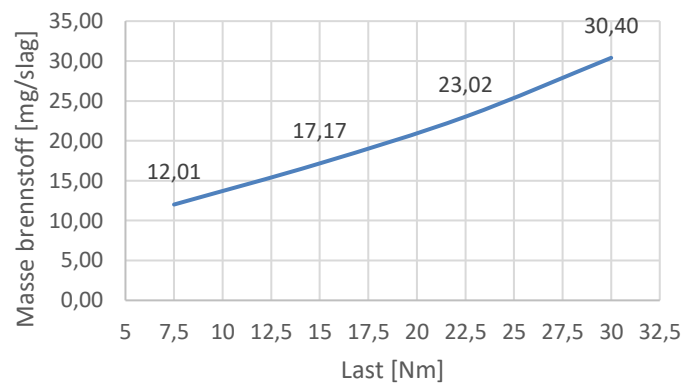
Innsprøytet masse over belastning,
1300rpm



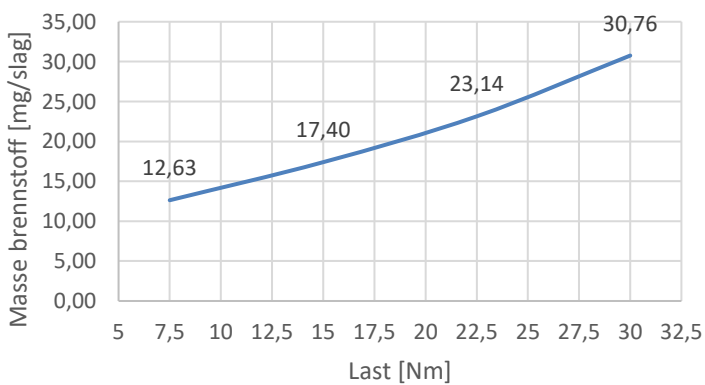
Innsprøytet masse over belastning,
1400rpm



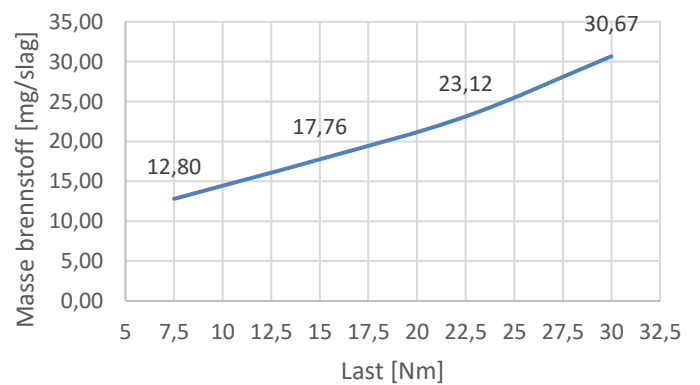
Innsprøytet masse over belastning,
1500rpm

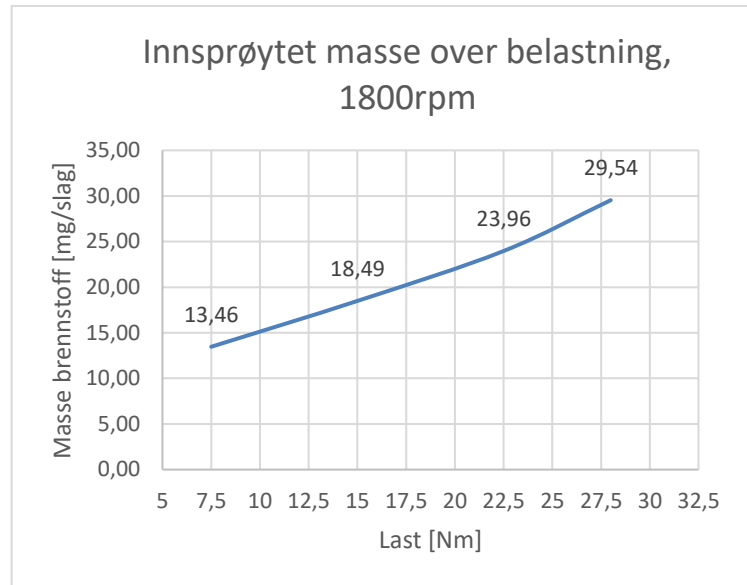
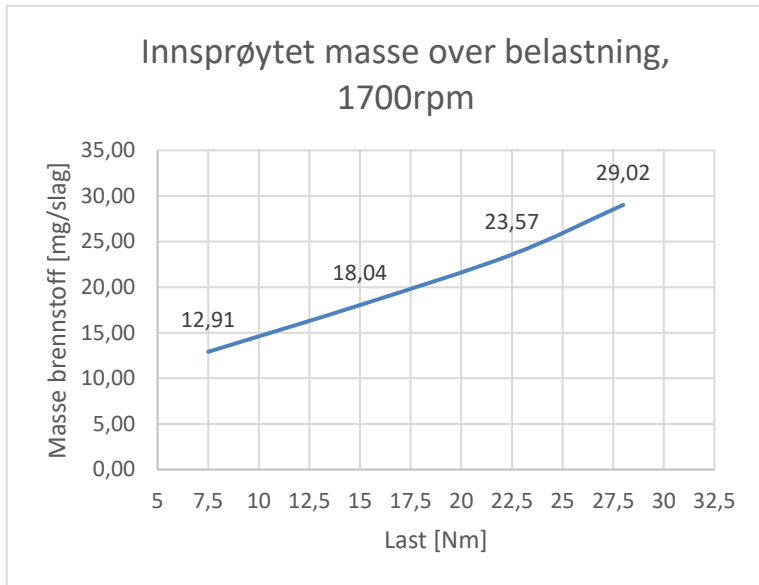


Innsprøytet masse over belastning,
1600rpm



Innsprøytet masse over belastning,
1650rpm





Figur 102 – Vedlegg 17. Innsprøytet masse over belastning fra referansekjøring 10.03.17.

Vedlegg 16 – Beregning formfaktor

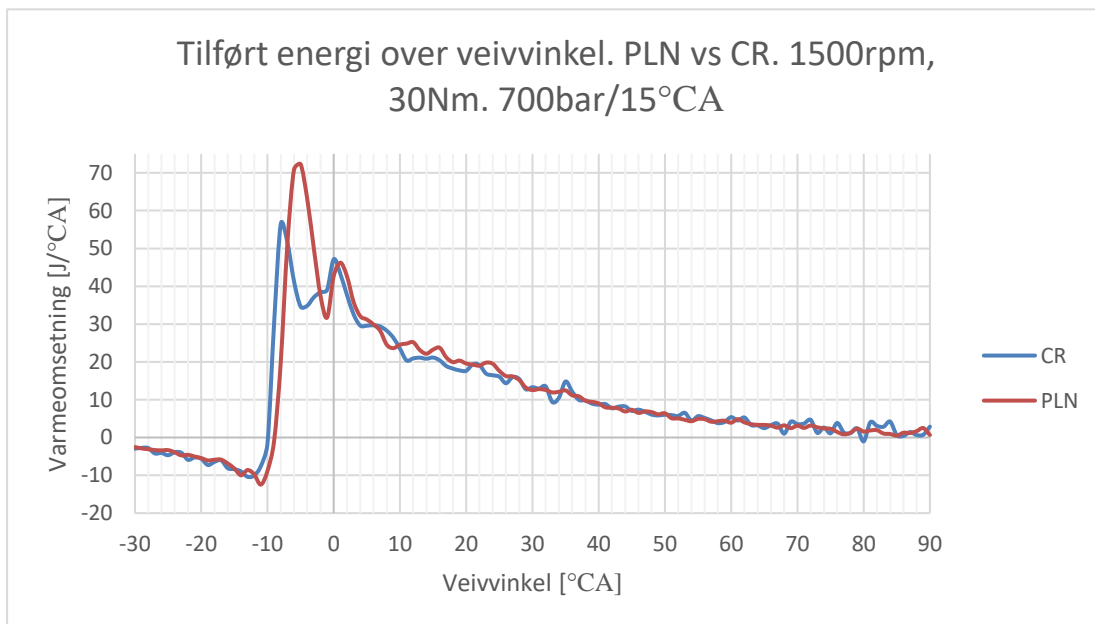
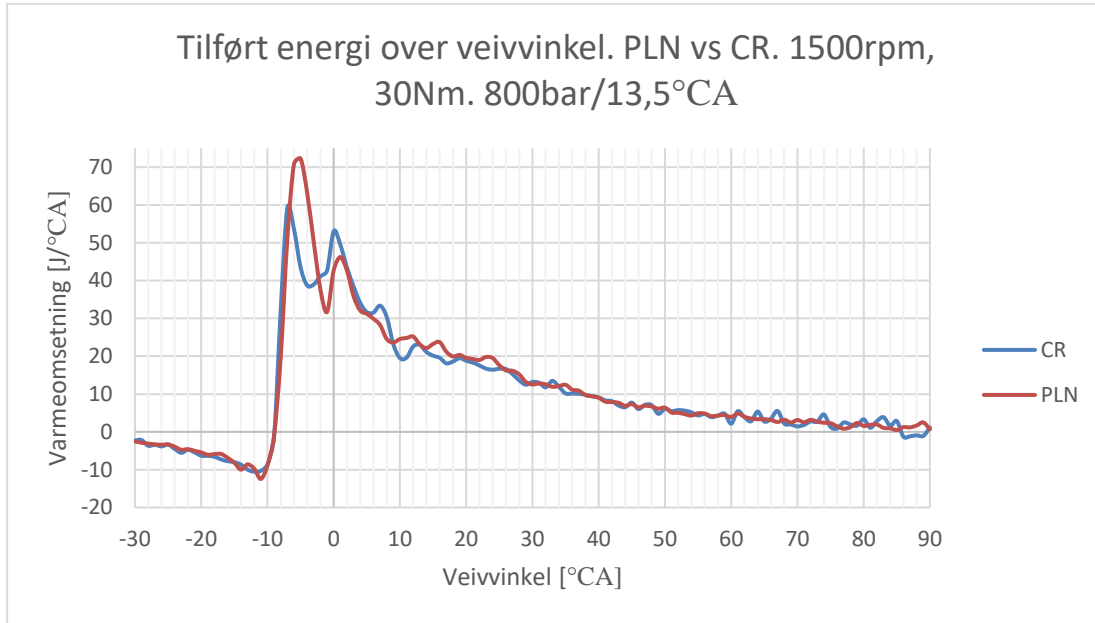
SUMMER						
=F21/(60*F20*F23*(2/F20*F22*10^5)^0,5)						
	D	E	F	G	H	I
16						
17		Utrekning formfaktor:	Dyse #1		Utrekning formfaktor:	Dyse #2
18		Antall hull	3		Antall hull	3
19		Boring [mm]	0,145		Boring [mm]	0,14
20		tetthet Fuel [kg/m3]	825		tetthet Fuel [kg/m3]	825
21		q [kg/min]	0,293		q [kg/min]	0,292
22		DeltaP [bar]	100		DeltaP [bar]	100
23		A tot [m2]	4,9539E-08		A tot [m2]	4,61814E-08
24		Formfaktor:	=F21/(60*F20		Formfaktor:	0,820
25						

Vedlegg 18 – Innsprøytningsvarighet ved oppstart.

%fuel	mg/slag // rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
100	30	18	20	19	21	20	22	22	23	23	24	26	27
95	28,5	17	19	21	20	22	21	23	22	23	23	24	26
90	27	21	18	20	22	21	22	21	23	22	24	23	24
85	25,5	20	22	19	21	23	21	23	22	23	22	24	23
80	24	18	21	23	20	22	23	22	23	22	23	22	23
75	22,5	17	19	22	24	20	22	24	22	23	22	23	22
70	21	16	18	20	22	24	21	22	24	22	23	23	23
65	19,5	15	17	19	21	22	24	21	22	23	21	22	21
60	18	14	15	17	19	21	22	24	20	22	23	21	22
55	16,5	13	14	16	17	19	21	22	24	20	21	22	20
50	15	11	13	14	16	17	19	20	22	23	19	20	21
45	13,5	10	12	13	14	15	17	18	19	21	22	18	19
40	12	9	10	11	13	14	15	16	17	18	20	21	17
35	10,5	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
30	9	7	8	9	9	10	11	12	13	14	15	15	16
25	7,5	6	6	7	8	9	9	10	11	11	12	13	14
20	6	5	5	6	6	7	7	8	9	9	10	10	11

Figur 103 – Innsprøytningsvarighet i °CA i forhold til trykknivået valgt i kapittel 7.3.2

Vedlegg 19 – Varmeomsetning for 1500 rpm og 30 Nm. FIP 800 og 700 bar



Vedlegg 20 – Utregning av ISFC basert på λ

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{STO}} = \frac{\dot{m}_L / \dot{m}_B}{14,6} \rightarrow \dot{m}_B = \frac{\dot{m}_L}{\lambda \cdot 14,6}$$

Der:

λ = luftoverskuddstallet

AFR = mengde luft i forhold til brennstoff

AFR_{STO} = mengde luft i forhold til brennstoff, 14,6 for diesel

\dot{m}_L = massestrøm luft [$\frac{kg}{s}$]

\dot{m}_B = massestrøm brennstoff [$\frac{kg}{s}$]

Ved at luftforholdene i sylindere antas like før og etter ombygging kan luftmengden antas konstant. Med dette får vi at:

$$ISFC_{CR} \cdot \lambda_{CR} = ISFC_{PLN} \cdot \lambda_{PLN} \rightarrow ISFC_{CR} = ISFC_{PLN} \cdot \frac{\lambda_{PLN}}{\lambda_{CR}}$$

Der:

$ISFC$ = indikert brennstoffforbruk [$\frac{g}{kWh}$]

Vedlegg A – Brennstoffegenskaper og cetan-tallet

Cetantallet:

Cetantallet er et mål på "tennvilligheten" til drivstoffet, og er et meget viktig parameter i en dieselmotor. Siden drivstoffet (kaldt) i en CI-motor blir innsprøytet direkte inn i komprimert (varm) luft må denne varme luften forsørge fordampningsvarmen til den injiserte dieselen, som lokalt virker kjøleende på luften. Tiden denne prosessen tar er avhengig av flere fysiske og kjemiske parametere, men et høyt cetantall er en av de primære hjelpemidlene. Et høyt cetantall vil gi mindre forsinkelse før antenning og hurtigere og jevnere forbrenning. Dette vil føre redusert støy, bedre kaldstart, redusert forbruk og lavere utslipp. Etter europeisk standard EN590 skal cetantallet være minimum 51,0.

Måling:

Cetantallet bestemmes ved måle tenningsforsinkelsen til drivstoffet i en "ASTM-CFR Cetane Engine" med fastsatte driftsparametere ift tenningsstidspunkt, turtall, temperatur etc. Tenningsforsinkelsen sammenlignes ved kjøring av to referansedrivstoff bestående av n-cetan med cetantall 100 og heptametyl-nonan med cetantall på 15. Deretter kan cetantallet finnes med interpolasjon mellom blandningene [41].

Flammepunkt:

Flammepunkt er den laveste temperaturen der en brennbar væske avgir gass som kan antennes av en flamme. Høyere flammepunkt øker sikkerheten ved håndteringen av drivstoffet, og laver flammepunkt gjør det enklere å antenne gassen om en tennkilde finnes. Må ikke forveksles med selvtenningstemperaturen, da antenning krever ekstern tennkilde. For diesel ønskes høy flammepunktstemperatur (og lav selvtenningstemperatur) med typiske verdier mellom 52 og 96°C. Europeisk lovgivning krever minimum 56°C flammepunkt for å minimere risikoen for brennbare blandinger i kjøretøy og lagringstanker.

Viskositet:

Viskositet er et mål på motstand mot bevegelse i en væske, altså hvor tykttflyende væsken er. Meget viktig parameter for diesel der den nedre verdien (tynn) begrenser for lekkasje i drivstoffpumpen og for korrekt volumstrøm av drivstoff. Den øvre verdien er meget sentral i

forhold til belastninger på drivstoffpumper og innsprøytingsdyser som opererer med meget høyt trykk. Viskositeten øker med synkende temperatur, det er dermed viktig at dieselen følger spesifikasjon i henhold til klima (vinter-/sommer-diesel). Ønsket viskositet for dieselolje er 2,0-4,50 mm²/s.

Tåkepunkt:

I drivstoffsammenheng er tåkepunktet definert som den laveste temperaturen der voksen i væsken vil innta et ”tåkete” utseende. Dette oppstår grunnet at voks som ved høyere temperaturer er oppløst i væsken danner krystaller ved lavere temperaturer. Disse vokskrystallene kan binde seg sammen og danne flak, som deretter kan plugge drivstoffilter og føre til driftsproblemer – spesielt i sammenheng med kaldstart. Vinterdiesel har tilsetninger som minsker problemet med filterplugging. Viktig å merke seg at disse tilsetningene ikke senker tåkepunktet, men de reduserer temperaturen der vokskrystallene binder seg sammen og danner flak. Dette punktet kalles CFPP (Cold Filter Plugging Point).

12 Kilder

- [1] Robert Bosch GmbH, Diesel-Engine Management, Plochingen: Wiley, 2005.
- [2] Y. A. Çengel og M. A. Boles, Thermodynamics: An Engineering Approach, New York: McGraw Hill, 2011, p. 500.
- [3] K. Skaar, «Implementering av indikeringssystem på dieselmotor og tester av diesellojler,» Det matematisk-naturvitenskapelige fakultet, 2016.
- [4] Oldengine.org, «General Engine Information Petter Diesel,» OldEngine.org, [Internett]. Available: <http://www.oldengine.org/members/diesel/PetterData/PetterPH1W1.htm>. [Funnet 6 Januar 2017].
- [5] Horiba Process & Environmental, «PG-300 Portable Gas Analyzer,» [Internett]. Available: <http://www.horiba.com/process-environmental/products/combustion/transportable/details/pg-300-portable-gas-analyzer-14647/>. [Funnet 6 Mars 2017].
- [6] Kistler, «Products - Kistler,» [Internett]. Available: https://www.kistler.com/no/en/search/?no_cache=1&tx_kesearch_pi1%5Bsword%5D=7061b&tx_kesearch_pi1%5Bpage%5D=1&tx_kesearch_pi1%5BresetFilters%5D=0&tx_kesearch_pi1%5BsortByField%5D=&tx_kesearch_pi1%5BsortByDir%5D=. [Funnet 8 Mai 2017].
- [7] AVL, «Sensors and Signal Conditioning - 365C Angle Encoder Set,» Februar 2010. [Internett]. Available: <https://www.avl.com/documents/10138/885965/angle-encoder-365C-PS-2010-ENG+neu.pdf>. [Funnet 9 Mai 2017].
- [8] European Automobile Manufacturers Association, «Share of Diesel in New Passenger Cars,» ACEA, 2016. [Internett]. Available: <http://www.acea.be/statistics/tag/category/share-of-diesel-in-new-passenger-cars>. [Funnet 16 Januar 2017].
- [9] L. M. Nerheim, *Forbrenningsystem for stempelmotor, Del 2 DI Diesel*, Bergen, Hordaland: Høgskolen i Bergen, 2016.
- [10] J. Thompson, «6.7L Cummins Diesel Engine - The Future Of the Cummins 6.7L,» Truck Trend Network, 1 Februar 2010. [Internett]. Available: <http://www.trucktrend.com/features/1002dp-6-7l-cummins-diesel-engine/>. [Funnet 7 November 2016].

- [11] A. K. Agarwal, D. K. Srivastava, A. Dhar, R. K. Maurya, P. C. Shukla og A. P. Singh, «Effect of Fuel Injection Timing and Pressure on Combustion, Emissions and Performance Characteristics of a Single Cylinder Diesel Engine,» Indian Institute of Technology Kanpur, Kanpur, 2013.
- [12] K. Kuiken, Diesel Engines 1, For Ship Propulsion and Power Plants, Onnen: Target Global Energy Training, 2012.
- [13] Bosch Mobility Solutions, «Common-rail injection systems, CRS3-27,» 2015. [Internett]. Available: http://products.bosch-mobility-solutions.com/media/ubk_europe/db_application/downloads/pdf/antrieb/en_3/150910_Bosch_DS_CR3_27_EN_RZ.pdf. [Funnet 15 November 2016].
- [14] K. Mollenhauer og H. Tschoeke, Handbook of Diesel Engines, Berlin: Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2010, pp. 3-6.
- [15] L. M. Nerheim og P. E. Koch, *Forelesningsnotat: Performance Simulation, Intro - Fuel and Spray*, Bergen: Høgskolen i Bergen, 2016.
- [16] D. Argachoy og A. Pimenta, «Phenomenological Model of Particulate Matter Emission from Direct Injection Diesel Engines,» ABCM, São José dos Campos, 2005.
- [17] L. M. Nerheim, *Forelesning: Forbrenningssystem for stempelmotorer. Del 3 Emisjoner (diesel)*, Bergen: Høgskolen i Bergen, 2016.
- [18] A. Wankhede, «What is Nitrogen Oxides or NOx Air Pollution From Ships?,» Marine Insight, 21 Juli 2016. [Internett]. Available: <http://www.marineinsight.com/maritime-law/what-is-nitrogen-oxides-or-nox-air-pollution-from-ships/>. [Funnet 27 Mars 2017].
- [19] D. K. Srivastava og A. K. Agarwal, «Particulate Matter Emissions from Single Cylinder Diesel Engine: Effect of Engine Load on Size and number Distribution,» Indian Institute of Technology Kanpur, Kanpur, 2008.
- [20] W. A. Majewski, «Diesel Oxidation Catalyst,» Februar 2012. [Internett]. Available: https://www.dieselnet.com/tech/cat_doc.php. [Funnet 8 Desember 2016].
- [21] H. Jääskeläinen og M. K. Khair, «Common Rail Fuel Injection,» Mai 2015. [Internett]. Available: https://www.dieselnet.com/tech/diesel_fi_common-rail.php. [Funnet 26 Januar 2017].
- [22] W. O. Weermink, «Injector Wars: Piezo vs. Solenoid,» Automotive News Europe, 12 November 2006. [Internett]. Available: <http://europe.autonews.com/article/20061113/ANE/61109031/injector-wars:-piezo-vs.-solenoid>. [Funnet 9 Mai 2017].

- [23] C. Oliveros, «Bosch Diesel Injection - Dieseltech,» Truck Trend Network, 19 Februar 2007. [Internett]. Available: <http://www.trucktrend.com/how-to/engine/0703dp-bosch-diesel-injection-system/>. [Funnet 3 Mars 2017].
- [24] T. Macalister, «Background: What caused the 1970s oil price shock?,» 3 Mars 2011. [Internett]. Available: <https://www.theguardian.com/environment/2011/mar/03/1970s-oil-price-shock>. [Funnet 11 November 2016].
- [25] Skipsrevyen, «Energiøkonomisering av skip. MAN totakt diesel med elektronisk kontrollert innsprøyting,» i *Basert på foredrag under kursdagene ved NTH*, Bergen, 1980.
- [26] Robert Bosch GmbH, Diesel-Engine Management: An Overview, Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2003.
- [27] Wikipedia, «Mercedes-Benz OM668,» 18 April 2016. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz_OM668. [Funnet 3 Mai 2017].
- [28] Nira Control AB, «NIRA i7r,» Nira Control AB, 2016. [Internett]. Available: <http://www.nira.se/products/ems/nira-i7r>. [Funnet 12 Mai 2017].
- [29] NIRA Control AB, «About Us,» NIRA Control AB, 2016. [Internett]. Available: <http://www.nira.se/about-us>. [Funnet 14 Februar 2017].
- [30] NIRA Control AB, «NIRA i7r Motorsport (Diesel),» NIRA Control AB, 24 August 2015. [Internett]. Available: <http://www.nira.se/motorsport/ems-motorsport/nira-i7r-motorsport>. [Funnet 17 Februar 2017].
- [31] ECM Technologies, «Process Overview,» 2016. [Internett]. Available: <http://electrochemicalmachining.com/technology/process-overview>. [Funnet 18 Januar 2017].
- [32] D. H. Hardenberg, *Bilder zur Vorlesung: Dieselmotorische Arbeitsverfahren*, Stuttgart: Universität Stuttgart, 1970-1975.
- [33] Truck Trend Network, «Exhaust Gas Temperature Basics - Diesel Tech,» 1 Juli 2006. [Internett]. Available: <http://www.trucktrend.com/cool-trucks/0607dp-exhaust-gas-temperature-basics/>. [Funnet 2017 Februar 2017].
- [34] Diesel Hub, «Exhaust Gas Temperature (EGT). Discussing Safe EGT Limits - How Hot is Too Hot?,» [Internett]. Available: <http://www.dieselhub.com/performance/egt.html>. [Funnet 10 Februar 2017].
- [35] P. C. Sorousbay, «Presentasjon: Combustion in CI-Engines,» 2013. [Internett]. Available: http://web.itu.edu.tr/~sorousbay/ICE/index_files/LN08.pdf. [Funnet 11 Mai 2017].

- [36] AVL, «AVL Smoke Meter,» AVL, [Internett]. Available: <https://www.avl.com/-/avl-smoke-meter>. [Funnet 17 Januar 1017].
- [37] Wikipedia, «European emission standards,» 12 November 2016. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards. [Funnet 6 Desember 2016].
- [38] T. Chogle, «7 Ways for Ships to Meet MARPOL NOx Tier III Regulation,» Marine Insight, 23 Mars 2017. [Internett]. Available: <http://www.marineinsight.com/tech/different-ways-meet-nox-tier-iii-standards/>. [Funnet 21 Mai 2017].
- [39] T. Wilson og U. Turaga, «ADI Analytics - Energy Insight and Consulting,» ADI Analytics, 16 Juni 2015. [Internett]. Available: <http://adi-analytics.com/2015/06/16/will-expanded-emission-control-areas-lead-to-faster-adoption-of-Ing-by-marine-vessels/>. [Funnet 19 Januar 2017].
- [40] P. E. Koch, *Forelesning: Gas Engine Testing H14*, Bergen: Høgskolen i Bergen, 2014.
- [41] Dieselgrossisten AS, «Tekniske uttrykk,» [Internett]. Available: <http://invenit.mamutweb.com/subdet35.htm>. [Funnet 29 Februar 2016].
- [42] NIRA Control AB, «NIRA i7r Handbook,» 1 Desember 2015. [Internett]. Available: <http://www.nira.se/motorsport/downloads>. [Funnet Oktober 2016].