



TESIS - TM142501

**PENGARUH DURASI DAN WAKTU INJEKSI CNG PADA
MESIN DIESEL *DUAL FUEL* TERHADAP PROSES
PEMBAKARAN, PEMBENTUKAN EMISI DAN *HEAT
RELEASE RATE***

MOCH. AZIZ KURNIAWAN

NRP. 02111650020004

DOSEN PEMBIMBING :

Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018



TESIS - TM142501

**PENGARUH DURASI DAN WAKTU INJEKSI CNG PADA
MESIN DIESEL *DUAL FUEL* TERHADAP PROSES
PEMBAKARAN, PEMBENTUKAN EMISI DAN *HEAT
RELEASE RATE***

MOCH. AZIZ KURNIAWAN

NRP. 02111650020004

DOSEN PEMBIMBING :

Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018



TESIS - TM142501

**THE EFFECTS START OF CNG INJECTION TIMING AND
DURATION ON THE COMBUSTION PROCESS, EMISSIONS,
AND HEAT RELEASE RATE OF A DIESEL DUAL FUEL
ENGINE**

MOCH. AZIZ KURNIAWAN

NRP. 0211160050004

SUPERVISOR

Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

MASTER PROGRAM

CONVERSION OF ENERGY ENGINEERING

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2018

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)

di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh:
Moch. Aziz Kurniawan
NRP. 02111650020004

Tanggal Ujian
Periode Wisuda

: 24 Juli 2018
: September 2018

Disetujui oleh :


1. **Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**
NIP. 19730116 199702 1 001

(Pembimbing)

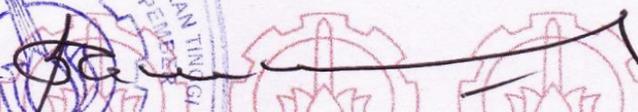

2. **Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT**
NIP. 19710405 199702 1 001

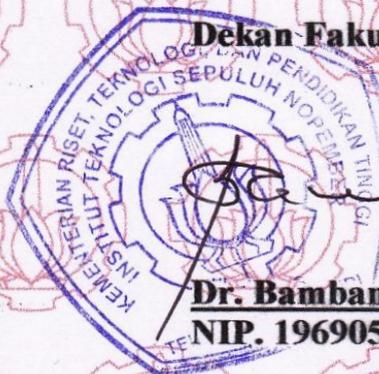
(Penguji)


3. **Ary Bachtiar K.P, ST., MT., Ph.D**
NIP. 19710524 199702 1 001

(Penguji)

Dekan Fakultas Teknologi Industri


Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, ST, MT
NIP. 19690507 199512 1 001



**PENGARUH DURASI DAN WAKTU INJEKSI CNG PADA MESIN
DIESEL *DUAL FUEL* YANG TERHADAP PROSES PEMBAKARAN,
PEMBENTUKAN EMISI, DAN *HEAT RELEASE RATE***

Nama Mahasiswa : Moch. Aziz Kurniawan
NRP : 0211160050004
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

ABSTRAK

Proses pembakaran mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar solar-gas CNG sangat kompleks. Pengaturan yang tepat dapat memperbaiki proses pembakaran dan emisi yang dihasilkan. Penelitian ini ingin diketahui pengaruh durasi dan waktu injeksi gas CNG pada mesin diesel *dual fuel* terhadap proses pembakaran yang secara spesifik ditunjukkan oleh tekanan silinder, *heat release rate*, dan emisi yang dihasilkan.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental pada mesin diesel diamond tipe Di 800 yang dioperasikan secara *dual fuel* solar-gas CNG. Metode yang dilakukan adalah pengaturan waktu injeksi CNG sebesar 70⁰CA, 90⁰CA, 110⁰CA, 130⁰CA, dan 150⁰CA ATDC dengan durasi injeksi gas CNG sebesar 70⁰CA, 90⁰CA, 110⁰CA, 130⁰CA, dan 150⁰CA menggunakan ECU Vemstone. Pengukuran proses pembakaran menggunakan *combustion analyzer* dan pengukuran emisi dengan *gas analyzer* untuk nilai emisi CO, HC, dan PM.

Mengatur waktu injeksi gas CNG yang semakin mundur dapat meningkatkan tekanan silinder 1,68%, *heat release rate* 8,63%, mempercepat *ignition delay* 9,36%, mempercepat durasi pembakaran hingga 14,15%, menurunkan emisi CO 1,72%, dan menurunkan emisi HC 1,35%. Dengan menambah durasi injeksi gas CNG dapat meningkatkan tekanan silinder 3,48%, *heat release rate* 17,26 % mempercepat *ignition delay* 5,95%, dan mempercepat durasi pembakaran hingga 27,02%. menurunkan emisi CO 1,72%, dan menurunkan emisi HC 1,35%.

Kata kunci: *Dual fuel*, durasi dan waktu injeksi gas CNG, proses pembakaran, tekanan silinder, *heat release rate*, pembentukan emisi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**THE EFFECT START INJECTION OF CNG INJECTION TIMING AND
DURATION ON THE COMBUSTION PROCESS, EMISSIONS, AND
HEAT RELEASE RATE OF A DIESEL DUAL FUEL ENGINE**

Student name : Moch. Aziz Kurniawan
NRP : 0211160050004
Department : Teknik Mesin FTI – ITS
Supervisor : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT.

ABSTRACT

The sequential combustion process in dual fuel-operated diesel-fueled diesel engines is very complex. The right setting between combustion air, diesel pilot fuel and CNG gas fuel can improvement the performance and emissions.

This experiment in diamond DI 800 diesel dual fuel engine. The varied of CNG Injection 70⁰CA, 90⁰CA, 110⁰CA, 130⁰CA, and 150⁰CA ATDC with CNG duration 70⁰CA, 90⁰CA, 110⁰CA, 130⁰CA, dan 150⁰CA with ECU Vemstune. Combustion process measured with combustion analyzer and emissions CO, HC, and PM measured with gas analyzer and smoke meter.

Adjusting the time of retreated CNG gas injection can increase the cylinder pressure of 1.68%, heat release rate 8.63%, accelerate ignition delay 9.36%, accelerate the combustion duration up to 14.15% , reduce CO emissions by 1.72%, and reduce HC emissions by 1.35% By increasing the duration of CNG gas injection can increase cylinder pressure 3.48%, heat release rate 17.26% speed up 5.95% ignition delay, and accelerate the duration burning up to 27.02%. reduce CO emissions by 1.72%, and reduce HC emissions by 1.35% but still above single fuel.

Keyword : Dual fuel, duration and start of injection CNG, combustion process, Cylinder pressure, heat release rate, emissions.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah Ta'ala yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian Thesis ” Pengaruh Durasi Dan Waktu Injeksi CNG Pada Mesin Diesel Dual Fuel Terhadap Proses Pembakaran, Pembentukan Emisi Dan Heat Release Rate”. Penulis menyadari penulisan thesis ini tak lepas dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan banyak terima kasih kepada :

1. Kedua Orang Tua dan keluarga yang telah memberikan segenap dukungan baik secara finansial dan rohanial kepada penulis sehingga Tesis ini dapat terselesaikan dengan lancar.
2. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng , selaku Koordinator Program S-2 Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T, selaku Dosen Pembimbing yang mana telah membimbing dan memberikan arahan kepada penulis sehingga dapat terselesaikannya Tesis ini.
4. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc. Eng. Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Mesin yang telah memberikan motivasi dan dukungan kepada penulis untuk menyelesaikan studi.
5. Tim dosen penguji yang telah rela memberikan waktu, tenaga, dan pikirannya dalam rangka menyempurnakan Tesis ini.
6. Pak Dory Yuvenda, Mas Jamaludin, Pak Jose, Pak Edmundo, Pak Abel, Pak Raimundo, yang telah menjadi patner penulis selama pengerjaan Tesis dari awal hingga selesai.
7. Calon Istriku yang senantiasa memberikan semangat untuk menyelesaikan thesis ini.
8. Rekan-rekan seperjuangan S-2 di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Teman-teman Pasca Sarjana Teknik Mesin ITS yang senantiasa saling memberi dukungan.
9. Segenap Dosen dan Karyawan Jurusan Teknik Mesin.
10. Semua keluarga di rumah yang selalu memberikan semangat dan doa.

11. Rekan-rekan seperjuangan S-2 di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
12. Serta pihak-pihak yang telah membantu dalam penyelesaian thesis ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa Thesis ini masih banyak terdapat kekurangan dan kelemahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat konstruktif sebagai penyempurnaan thesis ini. Semoga amal kebaikan dari berbagai pihak di atas mendapat imbalan yang sepadan dari Allah SWT. Aamiin.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN DEPAN	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvii
DAFTAR TABEL	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Bahan Bakar	5
2.2 Mesin Diesel	6
2.3 Tahapan Pembakaran Mesin Diesel	7
2.4 Tahapan Pembakaran Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	10
2.5 Mekanisme Pemasukan Bahan Bakar Mesin Diesel	12
2.6 Mekanisme Pemasukan Udara dan Bahan Bakar CNG	13
2.7 Performa Pembakaran	15
2.7.1 Laju Pelepasan Kalor	15
2.7.2 <i>Ignition Delay</i> dan <i>Combustion Duration</i>	16
2.8 Performa Mesin	15
2.8.1 Daya	15
2.8.2 Torsi	16
2.8.3 Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)	17

2.8.4. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik	18
2.8.4 Efisiensi Termal	19
2.9. Polusi Udara	20
2.9.1 Hidrokarbon (HC)	21
2.9.2 Karbon Monoksida (CO)	21
2.9.3. Partikulate Matter (PM)	21
2.10 Penelitian Terdahulu	22
BAB 3 METODE PENELITIAN	25
3.1 Alat Uji	25
3.2 Prosedur Penelitian	28
3.2.1 Modifikasi <i>Single Fuel Engine</i> menjadi <i>Dual Fuel Engine</i>	28
3.2.2 Tahap Pengujian	29
3.2.3 Proses Pengujian	30
3.2.4 Akhir Pengujian	30
3.3 Skema Rancangan Penelitian.....	34
3.4 Rancangan Eksperimen	35
3.5 Pengambilan Data	36
3.6 Metode Analisa Data	37
3.7 Validasi data pembandingan.....	37
3.8 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	39
BAB 4 HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	43
4.1 Data Hasil Pengujian	43
4.1.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})	45
4.1.1.1 Perhitungan \dot{m} udara.....	45
4.1.1.2 Perhitungan \dot{m} CNG	46
4.1.1.3 Perhitungan \dot{m} solar.....	47
4.1.2 Perhitungan Daya Efektif.....	48
4.1.3 Perhitungan Torsi.....	49
4.1.4 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)	49
4.1.5 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	50
4.1.6 Perhitungan Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR).....	51

4.1.7	Perhitungan Effisiensi Termal (η_{th})	51
4.1.8	Perhitungan Energi Input per Siklus.....	51
4.2	Analisis Proses Pembakaran.....	52
4.2.1	Tekanan Silinder variasi waktu injeksi.....	52
4.2.2	Laju Pelepasan Kalor (HRR) variasi waktu injeksi.....	53
4.2.3	Ignition delay dan durasi pembakaran variasi waktu injeksi.....	53
4.2.4	Tekanan Silinder variasi durasi injeksi.....	63
4.2.5	Laju Pelepasan Kalor (HRR) variasi durasi injeksi.....	64
4.2.6	Ignition delay dan durasi pembakaran variasi durasi injeksi.....	65
4.3	Analisis Performansi Mesin.....	65
4.3.1	Daya (Ne).....	66
4.3.2	Torsi.....	67
4.3.3	Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)	67
4.3.4	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	68
4.3.5	Solar Tersubstitusi.....	69
4.3.6	Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR).....	70
4.3.7	Effisiensi Termal (η_{th})	71
4.3.8	Energi Input per Siklus	72
4.3.9	Temperatur Gas Buang.....	73
4.3.10	Temperatur Oli, Mesin, dan Pendingin	74
4.4	Analisis Emisi	79
4.4.1	Emisi CO	79
4.4.2	Emisi HC	80
4.4.3	Emisi PM	81
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		83
5.1	Kesimpulan	83
5.2	Saran.....	84
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
BIOGRAFI PENULIS		

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tahapan pembakaran pada motor diesel	7
Gambar 2.2 Tahapan pembakaran motor diesel diagram <i>heat release rate</i>	8
Gambar 2.3 Tahapan pembakaran motor diesel Tekanan	11
Gambar 2.4 Tahapan pembakaran pada motor diesel <i>dual fuel</i> Grafik.....	10
Gambar 2.5 Mekanisme bahan bakar mesin diesel.....	12
Gambar 2.6 Mekanisme kerja governor sentrifugal.....	12
Gambar 2.7 Peralatan <i>Conversion Kit</i> Gas CNG	14
Gambar 2.8 <i>Ignition delay period</i>	16
Gambar 2.9 Emisi Gas Buang Terhadap <i>Air Fuel Ratio</i>	20
Gambar 2.10 Grafik Nilai efisiensi thermal terhadap beban pada pengujian mesin diesel dual fuel.....	22
Gambar 2.11 Grafik Hasil efisiensi thermal (a) dan Nilai AFR (b) terhadap beban pada pengujian mesin diesel <i>dual fuel</i> dengan variasi tekanan.....	22
Gambar 2.12 Grafik Hasil efisiensi thermal (a) dan Nilai AFR (b) terhadap beban pada pengujian mesin diesel <i>dual fuel</i> dengan variasi tekanan.....	23
Gambar 2.13 hasil efisiensi thermal (a) dan Nilai AFR (b) terhadap beban pada pengujian mesin diesel <i>dual fuel</i> dengan variasi waktu dan durasi CNG.....	23
Gambar 2.14 Pengaruh natural gas injection timing terhadap HRR dan cylinder pressure fungsi crank angle	23
Gambar 2.15 Pengaruh natural gas injection HRR dan cylinder pressure crank angle dan ignition delay	23
Gambar 2.14 Pengaruh natural gas injection timing terhadap HRR dan cylinder pressure fungsi crank angle	23
Gambar 3.1 Mesin Diamond DI 800 (a) dan generator electrycal dynamometer (b).....	25

Gambar 3.2 Seperangkat alat Combustion Analyzer.....	25
Gambar 3.3 Skema Rancangan Penelitian pada <i>Engine Modifikasi Diesel Dual Fuel</i>	27
Gambar 3.4 Skema <i>Conversion Kit</i> Sistem <i>Dual Fuel</i> Solar-Gas CNG.....	29
Gambar 3.5 Memberikan pembebanan lampu dan mencatat data hasil pengukuran.....	29
Gambar 3.6 Melakukan <i>setting</i> waktu dan durasi injeksi gas CNG menggunakan ECU dan software Vemstone.....	31
Gambar 3.7 Memasang sensor ke kepala silinder (a) dan pemasangan encoder <i>crank angle</i>	31
Gambar 3.8 Pengukuran emisi menggunakan stargas 898 dan smokemeter	32
Gambar 3.9 Skema rancangan penelitian pada engine modifikasi diesel dual fuel.....	33
Gambar 3.10 Skema rancangan penelitian pada engine modifikasi diesel dual fuel.....	33
Gambar 3.11 Skema pengambilan waktu dan durasi injeksi CNG	34
Gambar 3.12 Grafik perbandingan Efisiensi Thermal dengan jurnal international.....	37
Gambar 3.13 Grafik perbandingan Efisiensi Thermal dengan jurnal international.....	37
Gambar 3.14 Grafik perbandingan Efisiensi Thermal dengan jurnal international.....	38
Gambar 3.14 Flowchart penelitian dengan bahan bakar solar.....	39
Gambar 3.15 Flowchart penelitian dengan bakar solar-CNG	40
Gambar 4.1 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Waktu injeksi pada beban 1000 Watt.....	49
Gambar 4.2 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Waktu injeksi pada beban 4000 Watt.....	52

Gambar 4.3 Grafik HRR dengan variasi Waktu injeksi pada beban 1000 Watt	54
Gambar 4.4 Grafik Ignition delay fungsi waktu injeksi CNG	55
Gambar 4.5 Grafik HRR dengan variasi Waktu injeksi pada beban 1000 Watt	56
Gambar 4.5 Grafik durasi pembakaran fungsi waktu injeksi CNG	57
Gambar 4.6 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Durasi pada beban 1000 Watt.....	58
Gambar 4.7 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Durasi pada beban 4000 Watt.....	59
Gambar 4.8 Grafik HRR dengan variasi durasi injeksi pada beban 1000 Watt.....	60
Gambar 4.9 Grafik HRR dengan variasi durasi injeksi pada beban 1000 Watt.....	61
Gambar 4.10 Grafik Ignition delay fungsi waktu injeksi CNG	62
Gambar 4.11 Grafik durasi pembakaran fungsi waktu injeksi CNG	59
Gambar 4.12 Grafik daya fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	66
Gambar 4.13 Grafik daya fungsi beban variasi durasi injeksi CNG.....	67
Gambar 4.14 Grafik torsi fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	68
Gambar 4.15 Grafik torsi fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	69
Gambar 4.16 Grafik BMEP fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	70
Gambar 4.17 Grafik BMEP fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	70
Gambar 4.18 Grafik SFC dual fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	71
Gambar 4.19 Grafik SFC dual fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	71
Gambar 4.20 Grafik SFC solar fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	71
Gambar 4.21 Grafik SFC solar fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	71
Gambar 4.22 Grafik Efisiensi thermal fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	72
Gambar 4.23 Grafik Efisiensi thermal fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	72
Gambar 4.24 Grafik AFR fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	73

Gambar 4.25 Grafik AFR fungsi beban variasi durasi injeksi CNG.....	73
Gambar 4.26 Grafik Energi Per Siklus fungsi beban variasi waktu injeksi CNG	74
Gambar 4.27 Grafik Energi Per Siklus fungsi beban variasi durasi injeksi CNG	75
Gambar 4.28 Grafik Temperatur gas buang fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	76
Gambar 4.29 Grafik Temperatur gas buang fungsi beban variasi durasi injeksi CNG.....	76
Gambar 4.30 Grafik Temperatur bodi mesin fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	76
Gambar 4.31 Grafik torsi Temperatur bodi mesin beban variasi durasi injeksi CNG.....	77
Gambar 4.32 Grafik Temperatur oli mesin fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	77
Gambar 4.33 Grafik torsi Temperatur oli mesin beban variasi durasi injeksi CNG.....	78
Gambar 4.34 Grafik Temperatur air radiator fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	79
Gambar 4.35 Grafik torsi Temperatur air radiator beban variasi durasi injeksi CNG.....	80
Gambar 4.36 Grafik torsi Temperatur oli mesin beban variasi durasi injeksi CNG.....	78
Gambar 4.37 Grafik Temperatur air radiator fungsi beban variasi waktu injeksi CNG.....	79
Gambar 4.38 Grafik torsi Temperatur air radiator beban variasi durasi injeksi CNG.....	80
Gambar 4.39 emisi CO fungsi beban listrik variasi SOI CNG.....	81
Gambar 4.40 emisi CO fungsi beban listrik variasi SOI CNG.....	82
Gambar 4.41 emisi HC fungsi beban listrik variasi SOI CNG.....	83
Gambar 4.42 emisi HC fungsi beban listrik variasi SOI CNG.....	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi bahan bakar solar dan CNG.....	27
Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen.....	32
Tabel 4.1 Tabel ignition delay dan durasi pembakaran variasi injeksi	32
Tabel 4.2 Tabel ignition delay dan durasi pembakaran variasi durasi	32

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bahan bakar fosil berupa minyak bumi semakin sedikit jumlahnya seiring dengan bertambahnya kebutuhan manusia terhadap mesin di bidang industri maupun transportasi. Di sisi lain, cadangan bahan bakar gas masih tersedia cukup melimpah sehingga dapat digunakan sebagai alternatif bahan bakar untuk mengurangi penggunaan bahan bakar berupa minyak bumi. Compressed Natural Gas (CNG) merupakan salah satu jenis bahan bakar gas alternatif untuk mengurangi penggunaan bahan bakar minyak fosil. (Korakiantis dkk, 2011) menunjukkan bahwa bahan bakar CNG sangat potensial untuk diterapkan pada motor pembakaran dalam dengan teknologi sistem *dual fuel* atau bahan bakar ganda.

Tahapan proses pembakaran pada sistem mesin diesel *dual fuel* adalah model *sequential* yang meliputi pembakaran pilot diesel dan pembakaran bahan bakar gas. (Konigsson, 2012) menjelaskan proses pembakaran pada mesin diesel *dual fuel* terjadi dalam bentuk *sequential* (berurutan), yaitu tahap pertama pembakaran pilot diesel, tahap kedua pembakaran gas metana tahap ketiga perambatan api pada campuran metana dan udara, tahap keempat tahap *bulk ignition* dari akhir campuran gas.

Beberapa teknologi pada mesin diesel *dual fuel* yang dikembangkan adalah sistem pemasukan bahan bakar gas CNG. Adapun model model pemasukan bahan bakar CNG adalah sistem pemasukan model *mixer*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas menggunakan *mixer* sebelum memasuki saluran hisap (*intake*). Model ini telah digunakan oleh (Santoso dan Sudarmanta, 2013) yang melakukan pengujian terhadap mesin diesel sistem *dual fuel* menggunakan bahan bakar solar dan biogas. Model *mixer* juga digunakan oleh (Tamam dan Sudarmanta, 2015) yang melakukan pengujian menggunakan mesin diesel *dual fuel* solar-syngas batubara. Sistem pemasukan model *mixer*

memiliki kekurangan karena sulitnya mengontrol volume bahan bakar gas CNG yang masuk ke ruang bakar. Hal ini berpengaruh terhadap rasio bahan bakar dan udara. Adapun model *high pressure injection gas* yang langsung disemprotkan ke dalam ruang bakar. Penerapan model ini masih sedikit karena material injektor gas yang lebih tahan panas dan tekanan tinggi sehingga membutuhkan biaya yang sangat besar.

Adapun model *low pressure injection gas* yang bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran hisap (*intake*) dengan tekanan rendah. Model ini memiliki keuntungan karena mengurangi potensi gas terbuang. Beberapa penelitian menggunakan model *low pressure injection gas* diantaranya adalah (Yuvenda dan Sudarmanta, 2015) memvariasikan tekanan injeksi CNG menggunakan *pressure reducer*. Tekanan *pressure reducer* yang paling optimal adalah pada 2.5 bar dapat mensubstitusi solar sebesar 59%. Tetapi dengan memvariasikan tekanan *pressure reducer* tidak terdapat perubahan secara signifikan pada efisiensi thermal yang berkurang 69% dibandingkan dengan *single fuel*. (Arief dan Sudarmanta, 2015) memvariasikan waktu dan durasi injeksi CNG. Hasil optimal pada waktu injeksi CNG pada 45⁰ ATDC dan durasi injeksi 25 ms dengan substitusi solar 53.39%. Tetapi, terjadi campuran bahan bakar kaya karena nilai AFR berkurang 22.92%. (Exoryanto dan Sudarmanta, 2016) memvariasikan waktu dan tekanan injeksi CNG. Hasil optimal pada waktu injeksi CNG yang paling lambat yaitu pada 80⁰ ATDC dan tekanan injeksi CNG 1 bar dengan substitusi solar 61.39%. Tetapi, dari pengujian tersebut nilai efisiensi thermal turun 40.89% dan campuran bahan bakar kaya karena AFR turun sebesar 25.60%. (Wisnu dan Sudarmanta, 2016) mencoba memperbaiki campuran bahan bakar kaya dengan memvariasikan waktu injeksi CNG yang lebih lambat dan durasi injeksi CNG. Hasil optimal didapatkan pada waktu injeksi CNG yang waktu injeksi 150⁰ ATDC dan durasi injeksi CNG 70⁰ CA dengan substitusi solar 67.49%. Tetapi, nilai efisiensi thermal turun 58.5% dan campuran bahan bakar kaya dengan nilai AFR turun 70.63%.

(Yang dkk, 2014) melakukan variasi waktu injeksi CNG pada mesin diesel *dual fuel* solar-gas CNG. Hasil penelitian didapatkan bahwa dengan memperlambat waktu injeksi gas CNG dapat memperbaiki efisiensi thermal,

selain itu juga dapat meningkatkan tekanan silinder dan *heat release rate*, terutama pada beban rendah. Selanjutnya (Yang dkk, 2015) melakukan variasi waktu injeksi gas CNG dan tekanan pilot diesel pada beban rendah *dual fuel* solar-gas CNG pada beban rendah. Dari penelitian dihasilkan kesimpulan bahwa dengan memperlambat waktu injeksi gas CNG dan meningkatkan tekanan pilot diesel dapat memperbaiki tekanan silinder, *heat release rate* dan efisiensi thermal.

Berdasarkan beberapa penelitian yang telah dilakukan, disimpulkan bahwa performa mesin diesel *dual fuel* terjadi penurunan efisiensi thermal dan campuran bahan bakar kaya dengan penurunan AFR dibandingkan dengan bahan bakar *single fuel*. Dengan memperlambat waktu injeksi gas CNG yang dilakukan oleh (Wisnu dan Sudarmanta, 2016), (Yang dkk, 2014), dan (Yang dkk, 2015) dapat memperbaiki efisiensi thermal, tekanan silinder, *heat release rate* dan emisi yang dihasilkan. Oleh karena itu, dalam penelitian ini ingin diketahui pengaruh durasi dan waktu injeksi gas CNG pada mesin diesel diamond tipe DI 800 yang dioperasikan *dual fuel* solar-gas CNG terhadap proses pembakaran yang secara spesifik ditunjukkan oleh tekanan silinder, *heat release rate*, dan emisi yang dihasilkan.

1.2 Perumusan Masalah

Proses pembakaran *sequential* pada mesin diesel yang dioperasikan secara *dual fuel* berbahan bakar solar-gas CNG sangat kompleks. Beberapa penelitian yang telah dilakukan menyimpulkan bahwa memundurkan waktu injeksi gas CNG dapat memperbaiki efisiensi thermal, tekanan silinder, *heat release rate* dan emisi yang dihasilkan. Dalam penelitian ini akan diterapkan pada mesin diesel diamond tipe DI 800 yang dioperasikan *dual fuel* solar-gas CNG. perumusan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh pengaturan variasi waktu injeksi CNG terhadap proses pembakaran, pembentukan emisi dan *heat release rate* pada mesin Diesel Di *type* 800 pada operasi mesin sistem *dual fuel* solar-CNG ?

2. Bagaimana pengaruh pengaturan variasi durasi injeksi CNG terhadap proses pembakaran, pembentukan emisi dan *heat release rate* pada mesin Diesel Di *type* 800 pada operasi mesin sistem *dual fuel* solar-CNG ?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah berbahan bakar solar yang telah dimodifikasi pada saluran hisap untuk menyuplai bahan bakar CNG menuju ruang bakar.
2. Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan.
3. Tidak membahas mengenai pembuatan bahan bakar CNG serta reaksi kimia yang terjadi.
4. Pengujian unjuk kerja dan emisi dilakukan di laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar, Teknik Mesin ITS.
5. Bahan bakar yang digunakan adalah CNG dan solar.
6. Variasi waktu injeksi CNG menggunakan durasi yang sama yaitu 70° CA (crank angle).
7. Variasi durasi Injeksi CNG menggunakan waktu injeksi yang sama yaitu 70° CA ATDC.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh pengaturan variasi waktu dan durasi injeksi CNG terhadap performa pembakaran, pembentukan emisi dan *heat release rate* pada mesin Diesel Di *type* 800 pada operasi mesin sistem *dual fuel* solar-CNG.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi sumber pengetahuan dalam pengembangan teknologi mesin berbahan bakar alternatif, khususnya optimasi mesin diesel dengan sistem *dual fuel* berbahan bakar solar-CNG, Selain itu juga dalam upaya mengaplikasikan sumber-sumber energi alternatif untuk menggantikan bahan bakar minyak yang semakin berkurang setiap tahunnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar mesin diesel *dual fuel* menggunakan bahan bakar solar dan gas CNG. Karakteristik bahan bakar mesin diesel *dual fuel* antara bahan bakar solar dan CNG disajikan pada Tabel 2.1.

Tabel 2.1. Spesifikasi bahan bakar Solar dan CNG

Fuel properties	Solar	CNG
<i>Cetane number</i>	48 ^{1).}	-
<i>Octane number</i>	-	120 ^{2).}
<i>Auto-ignition temperature (⁰C)</i>	316 ^{2).}	650 ^{2).}
<i>Stoichiometric air–fuel ratio (kg/kg)</i>	14.69 ^{2).}	17.2 ^{2).}
<i>Carbon content (%)</i>	87 ^{1).}	75 ^{2).}
<i>Density (kg/m³)</i>	815 ^{2).}	1,198 ^{2).}
<i>Pour Point (⁰C)</i>	18 ^{2).}	-27 ^{2).}
<i>Flash point (⁰C)</i>	52 ^{2).}	215 ^{2).}
<i>Lower heating value (MJ/Kg)</i>	42.79 ^{2).}	47.14 ^{2).}
<i>Higher heating Value (MJ/Kg)</i>	45.77 ^{2).}	52.22 ^{2).}
Residu karbon (% m/m)	0.1 ^{1).}	-
Kandungan Abu (% v/v)	0.01 ^{1).}	-
Kandungan Sedimen (% m/m)	0.01 ^{1).}	-
Methana (Mol %)	-	96.73 ^{3).}
Ethana (Mol %)	-	0.96 ^{3).}
Propane (Mol %)	-	0.53 ^{3).}

[1]. (Pertamina, 2013)

[2]. (AFDC, 2014)

[3]. (P. Gas S., 2014)

(Konigsson, 2012) menjelaskan proses pembakaran pada mesin diesel *dual fuel* terjadi dalam bentuk *sequential* (berurutan), yaitu tahap pertama

pembakaran pilot diesel, tahap kedua pembakaran gas metana tahap ketiga perambatan api pada campuran metana dan udara, tahap keempat tahap *bulk ignition* dari akhir campuran gas.

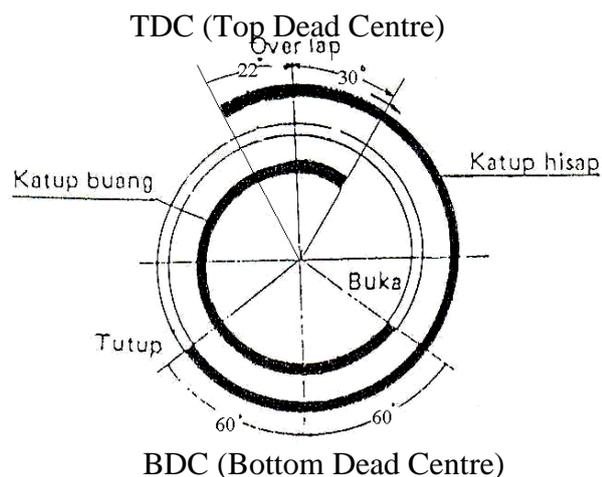
Bahan bakar solar diperoleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250°C hingga 370°C . Hidrokarbon yang terdapat didalamnya terdiri dari parafin, naphtalene, olefin dan aromatik dengan jumlah karbon yang bervariasi 12 sampai 18. Bahan bakar solar diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu fossil diesel-1D, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, fossil diesel-2D, yaitu bahan bakar untukdiesel otomotif dan stasioner putaran menengah keatas serta fossil diesel-4D, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah. Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (high speed diesel).

Bahan bakar gas yang digunakan adalah compressed natural gas (CNG). Bahan bakar CNG adalah jenis bahan bakar yang berasal dari gas alam yang terkompresi pada tekanan penyimpanan 200-240. Bahan bakar ini dianggap lebih ramah lingkungan walaupun masih mengeluarkan sedikit CO_2 sebagai hasil pembakarannya, tetapi jika dibandingkan dengan solar dan bensin, bahan bakar ini lebih ramah lingkungan. Proses pembuatan CNG dilakukan dengan cara mengkompresi metana (CH_4) yang diekstrak dengan gas alam. Dalam penyimpanan dan pendistribusian CNG menggunakan bejana silinder yang bertekanan.

2.2 Motor Diesel

Motor diesel bekerja dengan tekanan kompresi dan temperatur yang tinggi untuk membakar udara-bahan bakar. (Kawano, 2011) menjelaskan bahwa motor diesel hanya menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan dengan rasio tekanan tinggi sebesar (14-22:1). Pada saat langkah kompresi sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi sebesar $175\text{-}300\text{ kgf/cm}^2$ dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi antara 450°C - 550°C di dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran.

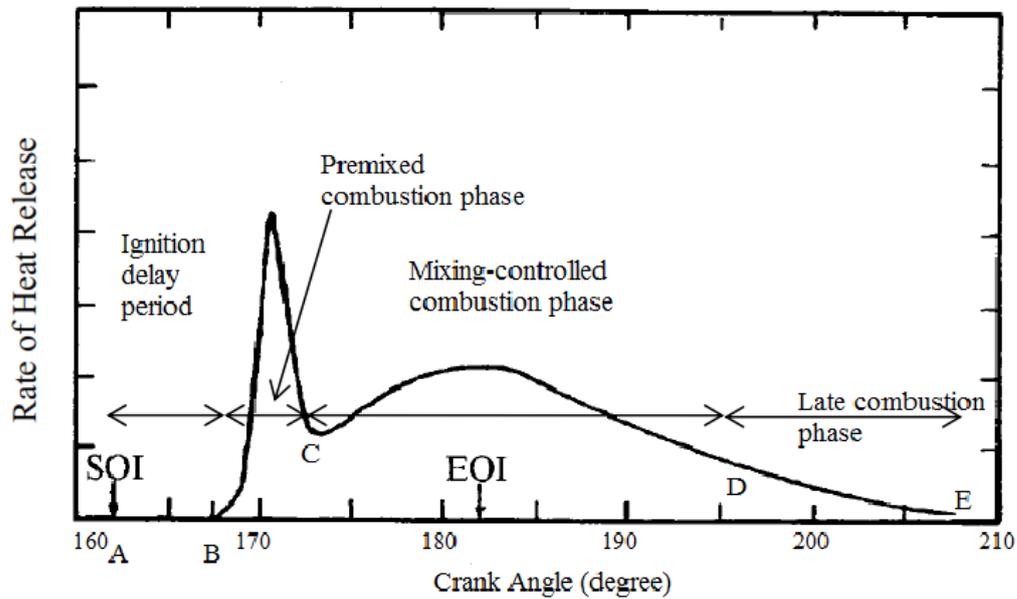
Dalam pembakaran mesin diesel dibutuhkan waktu injeksi bahan bakar yang tepat agar terjadi pembakaran. Waktu injeksi atau yang biasa disebut start of injection (SOI) adalah titik awal penyemprotan bahan bakar. (Pulkrabek, 2004) mendeskripsikan bahwa waktu injeksi adalah titik awal atau sudut saat penyemprotan bahan bakar menuju ruang bakar. Waktu injeksi sangat menentukan proses pembakaran di dalam silinder sehingga dapat mempengaruhi performa dan emisi gas buang yang dihasilkan mesin diesel, termasuk yang menggunakan *dual fuel*. Durasi injeksi bahan bakar juga harus sesuai untuk mencapai bahan bakar yang efisien. Durasi injeksi bahan bakar adalah lama waktu bahan bakar diinjeksikan menuju ruang bakar. Untuk mempermudah mengamati waktu dan durasi injeksi bahan bakar menggunakan diagram katup derajat pengapian mesin diesel yang ditunjukkan pada Gambar 2.1.



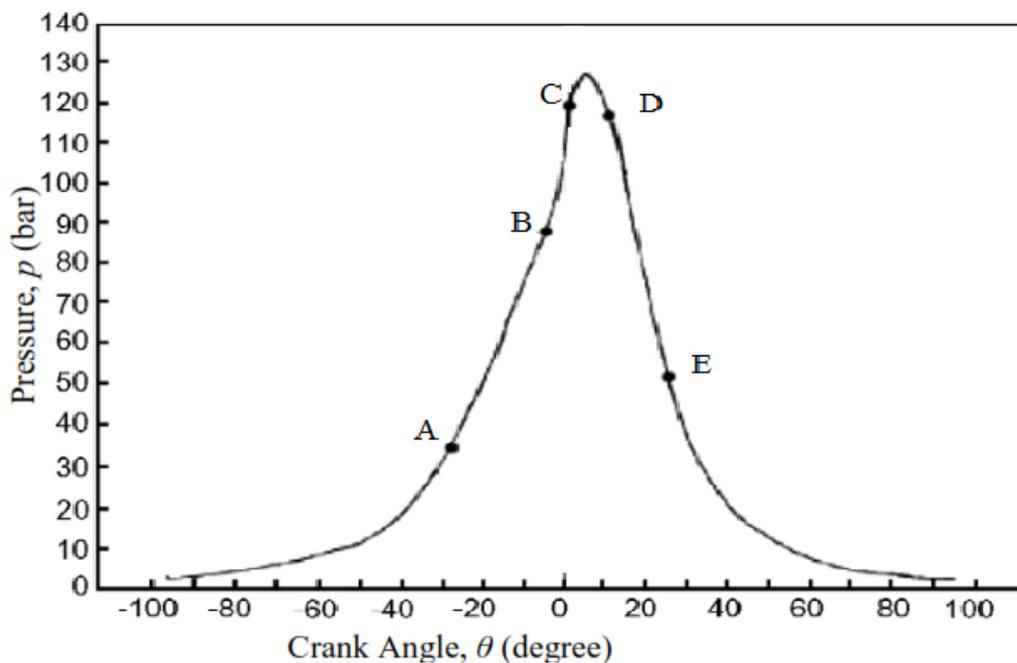
Gambar 2.1. Derajat Pengapian Mesin Diesel

2.3 Tahapan Pembakaran pada Motor Diesel

Syarat terjadinya pembakaran pada ruang bakar adalah adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar. (Heywood, 1988) menjelaskan 4 tahap dalam proses pembakaran motor diesel dengan tahapan yang digambarkan diagram heat release- θ pada Gambar 2.2 dan diagram tekanan silinder, p - θ pada Gambar 2.3.



Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada motor diesel, diagram heat release- θ



Gambar 2.3 Tahapan pembakaran pada motor diesel, diagram tekanan silinder, p - θ

1. Tahap Pertama

Tahap ini diistilahkan dengan *ignition delay period* yaitu area dalam rentang A-B pada Gambar 2.3. Tahapan ini merupakan periode atau rentang

waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertama kali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran *droplet*, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperatur bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran motor diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran motor, jenis ruang bakar.

2. Tahap kedua

Pada tahap ini diistilahkan dengan *Rapid* atau *Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada Gambar 2.3. Bahan bakar berupa *droplet-droplet* diselubungi udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan *droplet-droplet* bahan bakar tersebut. Bagian terluar *droplet-droplet* tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

3. Tahap ketiga

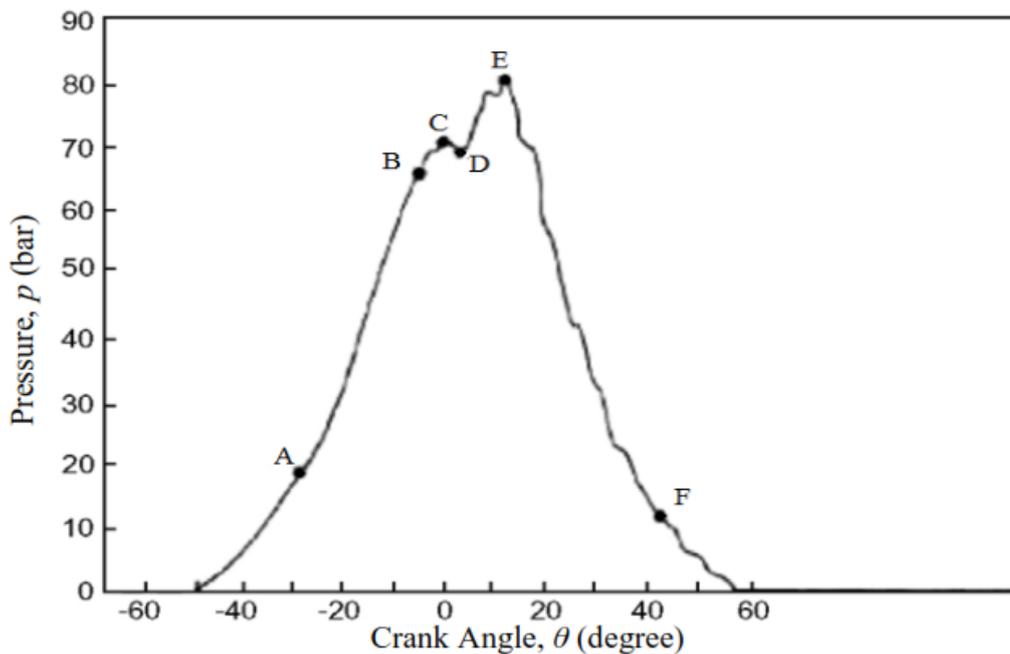
Pada tahap ini diistilahkan dengan *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada Gambar 2.3, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju butiran *droplet-droplet* yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

4. Tahap keempat

Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada

ruang bakar. Periode ini disebut juga *afterburning* yang diindikasikan oleh area DE pada Gambar 2.3. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

2.4 Tahapan Pembakaran pada Motor Diesel *Dual Fuel*



Gambar 2.4 Tahapan pembakaran pada motor diesel *dual fuel* (Sahoo, dkk)

Pada motor diesel *dual fuel* solar-CNG terdapat perbedaan tahapan pembakaran dengan motor diesel berbahan bakar solar. (Sahoo dkk, 2013) mendeskripsikan lima tahapan pembakaran pada motor diesel *dual fuel* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.4. Pertama yaitu *ignition delay period*. Pada tahap ini bahan bakar pilot yaitu biodiesel atau solar mulai diinjeksikan. Bahan bakar siap terbakar tapi belum dinyalakan. *Ignition delay* memakan waktu lebih lama dibandingkan operasi pada diesel murni dikarenakan konsentrasi oksigen yang lebih sedikit. Konsentrasi oksigen sedikit karena tersubstitusi oleh bahan bakar gas. Tahap ini berlangsung dari titik A-B.

Tahap kedua yaitu *pilot premixed combustion*. Pada tahap ini butiran bahan bakar pilot yang telah diinjeksikan telah menyebar dan bercampur dengan udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi. Campuran tersebut kemudian mulai terbakar dan terjadi kenaikan tekanan. Kenaikan tekanan ini relatif kecil dibandingkan pada diesel murni karena jumlah bahan bakar pilot yang terbakar lebih sedikit. Tahap ini berlangsung dari titik B-C.

Tahap ketiga yaitu *primary fuel ignition delay*. Pada tahap ini terjadi jeda waktu terbatas antara kenaikan tekanan pertama dan kedua. Hal ini diakibatkan karena ignition delay dari bahan bakar campuran gas-udara yang lebih lama. Namun waktu tunggu ini lebih singkat dibandingkan periode tunda awal (*pilot ignition delay period*). Pada tahap ini tekanan menurun perlahan. Tahap ini berlangsung dari titik C-D.

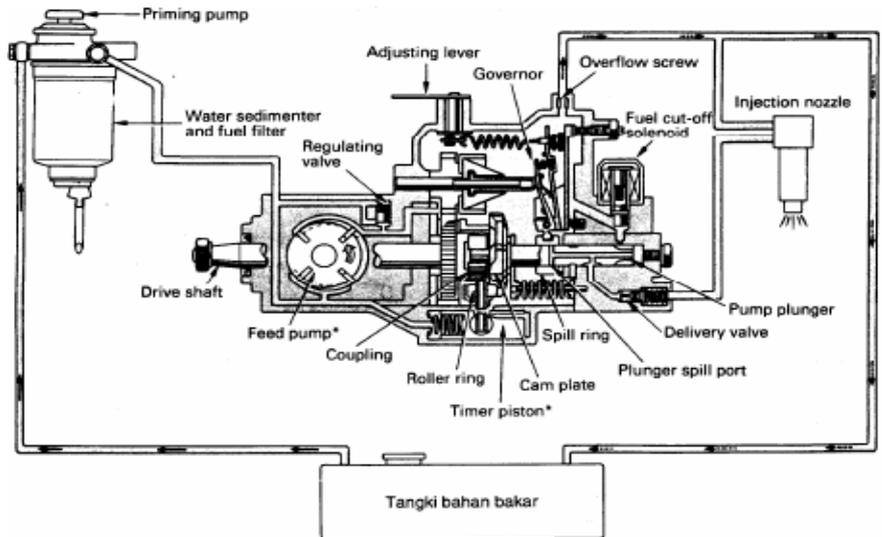
Tahap keempat yaitu rapid combustion of primary fuel. Pada tahap ini pembakarannya tidak stabil karena dimulai dengan propagasi api yang diinisiasi oleh pembakaran spontan bahan bakar pilot. Tahap ini berlangsung dari titik D-E.

Tahap kelima yaitu *diffusion combustion stage*. Tahap ini dimulai pada akhir kenaikan tekanan cepat dan berlanjut pada langkah ekspansi. Hal ini disebabkan oleh tingkat pembakaran lebih lambat dari bahan bakar gas. Beberapa gas mungkin akan terbuang dikarenakan gagal terbakar sebab konsentrasi oksigen yang rendah.

2.5. Mekanisme bahan bakar mesin diesel

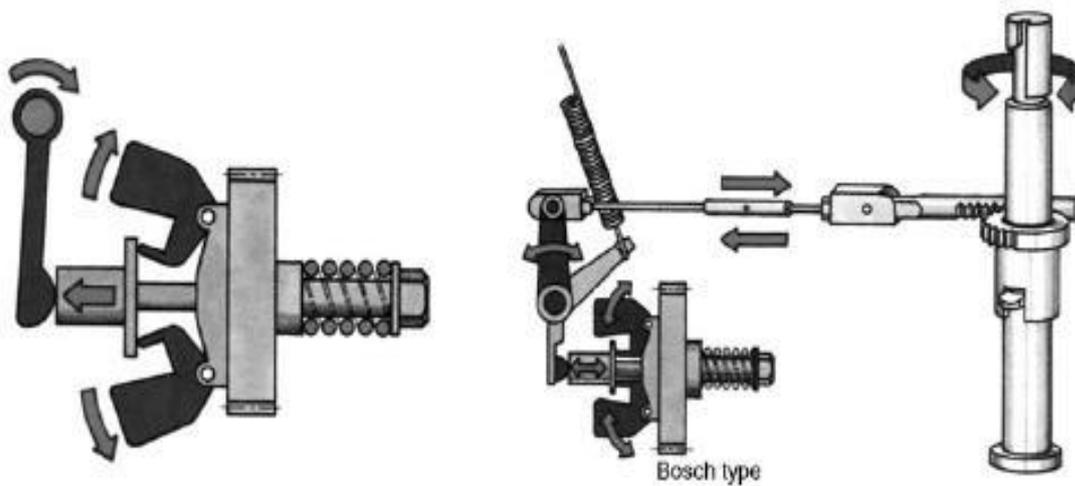
Aliran bahan bakar mesin diesel dimulai dari tangki bahan bakar sampai di ujung nosel yang terletak di dalam ruang bakar seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 2.5. (Brady, 1988) menjelaskan bahwa bahan bakar solar setelah dari tangki dihisap oleh *feed pump* yang digerakkan oleh poros cam. Bahan bakar disaring oleh *fuel filter* dan kandungan air yang terdapat pada bahan bakar dipisahkan oleh *fuel* sedimenter sebelum dialirkan ke pompa injeksi bahan bakar. Dari pompa injeksi selanjutnya melalui pipa injeksi bahan bakar dialirkan ke injektor untuk diinjeksikan ke ruang bakar. *Injection pump* mendorong bahan bakar menuju *Injection Nozzle* dengan tekanan dan dilengkapi dengan sebuah

mekanisme untuk menambah dan mengurangi jumlah bahan bakar yang menuju nozzle.



Gambar 2.5 Mekanisme bahan bakar mesin diesel

Plunger di dorong ke atas oleh *camshaft* dan dikembalikan oleh *Plunger Spring*. *Plunger* bergerak ke atas dan ke bawah di dalam *Plunger barrel* dan pada jarak stroke yang telah ditetapkan guna mensuplai bahan bakar dengan tekanan. Dengan naik dan turunya *plunger* berarti akan membuka dan menutup *section* dan *discharge port* sehingga mengatur banyaknya injeksi bahan bakar. Dan pengaturan pergerakan naik turun plunger diatur oleh *governor*.



Gambar 2.6 mekanisme kerja governor sentrifugal

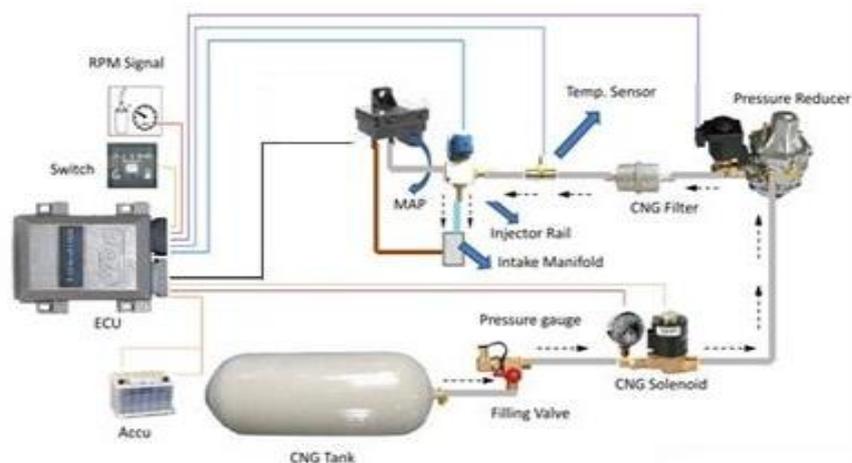
Governor yang terpasang pada pompa injeksi digunakan untuk mengatur kecepatan mesin. Kecepatan mesin ini sebanding dengan mengalirnya bahan bakar ke dalam silinder ruang bakar. Pada governor mekanik, pengaturan injeksi bahan bakarnya sesuai dengan kerja governor yang bekerja berdasarkan gaya sentrifugal. *Plunger* dari pompa injeksi berputar oleh gerakan dari batang gerigi pengatur bahan bakar (*Control Rod*), dengan demikian *control rod* mengatur jumlah bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam silinder. *Control Rod* dihubungkan ke governor melalui *floating lever*. Bila putaran mesin naik, batang gerigi pengatur bahan bakar bergerak mengurangi jumlah bahan bakar yang diinjeksikan. Bila putaran mesin turun, *Control Rod* bergerak menambah bahan bakar yang diinjeksikan.

2.6. Mekanisme Pemasukan Udara dan Bahan Bakar Gas CNG

Dalam sistem mesin diesel *dual fuel*, bahan bakar gas sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar minyak solar sebagai sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel* (Bedoya, 2009).

Pada sistem bahan bakar tunggal, mesin diesel bekerja dengan menghisap udara murni dari luar, selanjutnya ditekan dengan tekanan tinggi. Pada langkah kompresi, beberapa derajat sebelum titik mati atas, pilot diesel menginjeksi bahan bakar solar dan terjadi pembakaran di dalam ruang bakar (heywood, 1988). sedangkan mesin diesel *dual fuel* memasukkan udara dan sejumlah bahan bakar gas CNG. Pada langkah kompresi mesin diesel *dual fuel*, temperatur dan tekanan campuran udara-bahan bakar gas CNG akan meningkat. Akan tetapi, hal itu belum cukup untuk membuat gas CNG terbakar. Hal ini disebabkan oleh bahan bakar gas yang memiliki temperatur terbakar sendiri yang lebih tinggi dibandingkan solar.

Pada sistem Bahan bakar gas CNG dimasukkan melalui *intake manifold* dengan beberapa perlengkapan yang disebut dengan *conversion kit*. (Ismail dkk, 2016) menjelaskan bahwa *Conversion kit* sistem injeksi bahan bakar gas CNG terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan bakar CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik.



Gambar 2.6 Peralatan *Conversion Kit* Gas CNG

Adapun komponen-komponen tersebut berupa: CNG *tank storage*, CNG *pipe*, *shut of valve*, CNG *solenoid valve*, *pressure reducer*, *manifold absolute pressure sensor* (MAP), *fitting gas CNG injector*, CNG *fuel rail*, *temperature sensor*, *electronic control unit* (ECU), dan *wiring*. Beberapa perlengkapan *conversion kit* digambarkan pada gambar 2.6. Gas CNG dari tanki memiliki tekanan yang tinggi ± 250 bar direduksi menggunakan *pressure reducer*. (Yuvenda dan Sudarmanta, 2015) menjelaskan bahwa *Pressure reducer* adalah perangkat untuk mengendalikan dan menjaga tekanan gas keluar tetap konstan dibawah perubahan laju aliran dan tekanan masuk. Untuk pengaturan waktu dan durasi CNG menggunakan ECU VemstUne.

Bahan bakar gas CNG yang masuk melalui *intake manifold* bercampur dengan udara pembakaran masuk ke dalam silinder. (Semin dkk, 2015) melakukan simulasi antara udara pembakaran dengan gas CNG di dalam intake dan ruang bakar. Tren percampuran udara dengan bahan bakar CNG pada saat penginjeksian 77,50 sebelum titik mati bawah menggunakan dua lubang semprotan injektor (*two hole injector*) menghasilkan campuran udara dan bahan bakar yang lebih baik. Hal ini ditandai dengan aliran semprotan bahan bakar CNG yang lebih merata pencampurannya dengan udara di ruang bakar. Gas CNG memiliki nilai LHV dan HHV yang lebih tinggi dibandingkan dengan solar murni (Sahoo, 2009). Hal ini mengakibatkan gas CNG membutuhkan temperatur dan tekanan yang tinggi. Hal ini diperoleh dari permulaan pembakaran oleh pilot solar.

2.7. Performa Pembakaran

Performa pembakaran diantaranya terdiri atas tekanan silinder dan heat release rate atau laju pelepasan panas. Laju pelepasan panas merupakan suatu prestasi kerja mesin dalam hal performa pembakaran. (Heywood, 1988) menjelaskan bahwa laju pelepasan panas dapat yang diperoleh dan dianalisis dari hasil penurunan tekanan silinder dari pengukuran langsung selama proses pembakaran di dalam silinder dengan menggunakan model *one-region* dari hukum I Termodinamika. Laju pelepasan panas $dQ/d\theta$ diperoleh dengan asumsi mengabaikan kehilangan panas dan gas di dalam silinder bakar tersebar merata. Dari Hukum Termodinamika I $dQ=dU + PdV$ diperoleh;

$$\begin{aligned}\frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dU}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{c_v}{R} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{1}{\kappa - 1} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} V \frac{dP}{d\theta} \quad .\end{aligned}$$

Keterangan :

Q : panas yang dilepas (J),

U : energi dalam (J),

P : tekanan di dalam silinder (Pa),

c_v : spesifik panas volume tetap,

V : volume silinder (m^3),

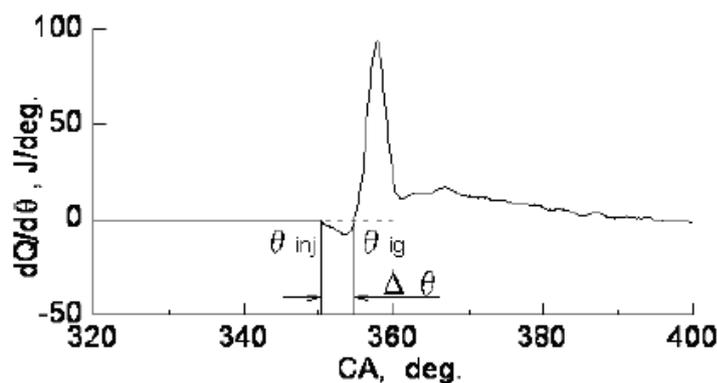
κ : rasio spesifik panas,

θ : sudut putar mesin (deg.)

Dari persamaan di atas dapat diamati bahwa laju pelepasan panas berbanding lurus dengan energi dalam dan tekanan di dalam silinder. Tekanan silinder menggambarkan performa pembakaran dan hasil kerja pada mesin pembakaran dalam yang dihasilkan dari panas hasil pembakaran antara udara dan bahan bakar. Semakin besar panas menunjukkan bahwa performa pembakaran dan kerja mesin pembakaran dalam semakin baik.

2.5.2 Ignition delay

Pada mesin diesel terdapat tenggang waktu antara sejak dimulainya injeksi solar, kemudian meningkatnya tekanan dan temperatur hingga kondisi tertentu karena adanya gerakan menekan dari piston sehingga campuran udara dan bahan bakar solar di dalam ruang bakar mengalami titik api mula-mula dan campuran terbakar (Heywood, 1988). Tenggang waktu dari periode injeksi solar sampai terjadinya titik api mula-mula disebut *ignition delay*. *Ignition delay* adalah parameter yang mempengaruhi dari awal hingga akhir proses pembakaran, oleh karena itu dapat mempengaruhi performa dan emisi yang dihasilkan dari suatu mesin. waktu dari mulai periode awal injeksi solar (*start of injection*), sampai tahap pembakaran (*Start of combustion*). Seperti terlihat pada gambar dibawah:



Gambar 2.8 *Ignition delay period* .

Untuk mengukur *ignition delay* dapat menggunakan analisa laju pelepasan panas (*heat release rate*) (livengood dan wu, 1995). Ada berbagai cara mendefinisikan *ignition delay*, Gambar 2.5 diperlihatkan contoh cara mendefenisikan *ignition delay*. Ignition delay $\Delta\theta$ [deg.] (tenggang waktu τ [ms]) di sini adalah waktu dari mulai periode injeksi solar θ_{inj} , hingga lintasan grafik laju pelepasan panas yang menanjak tajam θ_{ig}).

$$\tau_{id} = a\Phi^{-k^*} P^{-n^*} \exp\left(\frac{E_a}{R_u T_{cyl}}\right)$$

- τ_{id} = Ignition delay
- Φ = Equivalence ratio
- E_a = Activation energy
- T_{cyl} = Cylinder charge temperature
- R_u = Gas constant
- a, k^* and n^* = Empirical constants

2.8. Performa Mesin

2.8.1. Daya

Daya adalah ukuran suatu *engine* untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam *horse power* (hp). Untuk mengukur daya pada sebuah *engine-generator set*, dimana pengukuran melibatkan pengukuran tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang keluar dari generator yang digerakkan oleh putaran poros *engine* yang dinyatakan dalam watt. Pengukuran dilakukan dengan menggunakan beban pada generator sehingga poros secara otomatis akan mendapat pembebanan juga.

Besarnya daya poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t} \quad (2.1)$$

dimana

Ne = daya poros (hp)

V = tegangan listrik (volt)

I = arus listrik (ampere)

Cos θ = faktor daya = 1 (konstan) karena hambatan (R) pada generator yang terjadi merupakan hambatan resistensi bukan kapasitif.

η_{mg} = efisiensi mekanis generator = 0,95 (ASME PTC 17, 1991)

η_t = efisiensi transmisi = memakai *belt* nilainya 0,9
= 1 (jika tidak memakai *belt*) (ASME PTC 17, 1991)

1 hp = 0,7463 Kwatt

2.5.2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan engine untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau ft.lb (British). Dalam prakteknya, torsi dari engine berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok.

$$M_t = \frac{72610 \cdot Ne}{n} \quad (\text{kg. cm}) \quad (2.2)$$

dimana Ne = Hp

n = rpm

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran *engine*. Semakin besar daya yang diberikan *engine*, maka torsi yang dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran *engine*, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

2.5.2. Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan bmep adalah:

$$\text{bmep} = \frac{0,45 \cdot N_e \cdot z}{A \cdot l \cdot n \cdot i} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2.3)$$

dimana: N_e = Daya poros engine (Hp)

A = luas penampang piston (m^2)

l = panjang langkah piston (m)

i = jumlah silinder

n = putaran motor diesel (rpm)

z = 1 (motor 2-langkah) atau 2 (motor 4-langkah)

2.5.2. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai engine untuk menghasilkan daya efektif satu Hp selama satu jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (Hp) maka pemakaian bahan bakar per jam adalah:

$$\dot{m} = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{s} \quad (\text{kg/jam}) \quad (2.4)$$

sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = \frac{3600 \cdot m_{bb}}{N_e \cdot s} \quad (\text{kg/Hp.jam}) \quad (2.5)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu gas CNG-solar [10], besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu,

$$sfc_{\text{dual}} = \frac{\dot{m}_{\text{CNG}} + \dot{m}_{\text{ms}}}{N_e} \quad (\text{kg/Hp.jam}) \quad (2.6)$$

dimana:

m_{bb} = massa bahan bakar yang dikonsumsi engine (kg)

\dot{m}_{CNG} = pemakaian bahan bakar gas CNG per jam (kg/jam)

\dot{m}_{ms} = pemakaian bahan bakar minyak solar per jam (kg/jam)

s = waktu konsumsi bahan bakar (detik)

2.5.2. Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Energi panas bahan bakar / satuan waktu yang diberi}} \times 100\% \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = \frac{632}{sfc \cdot Q} \times 100\% \quad (2.8)$$

Untuk efisiensi termal motor diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas CNG-minyak solar [11], persamaannya adalah:

$$\eta_{th} = \frac{N_e}{\dot{m}_{\text{dual solar}} \cdot Q_{\text{ms}} + \dot{m}_{\text{CNG}} \cdot Q_{\text{CNG}}} \times 100\% \quad (2.9)$$

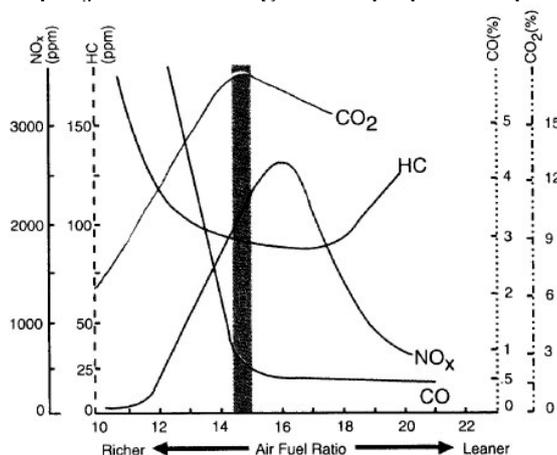
dimana Q adalah nilai kalor bawah (*low heat value*, LHV) atau panas pembakaran bahan bakar [kkal/kg bahan bakar].

2.9. Emisi gas buang mesin

Polusi udara adalah masuknya bahan-bahan pencemar kedalam udara sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan tidak berfungsi sebagaimana mestinya (UUPLH No.23/1997 pasal 1). Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contohnya adalah partikulat, Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain diudara, contohnya Ozon (O3) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya

terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, petrochemical atau oksidasi (Kawano, 2011).

Pengaruh *equivalent ratio* terhadap emisi gas buang digambarkan pada gambar 2.6. Penyebab utama dari terbentuknya polutan ini adalah karena pembakaran yang tidak sempurna dalam ruang bakar, sehingga menghasilkan deposit hidrokarbon di antara silinder dengan dinding ruang bakar. *Equivalent ratio* semakin besar (campuran kaya) akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin yang ditunjukkan dengan gambar 2.6. Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu dilakukan analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh campuran udara dan bahan bakar. Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.



Gambar 2.9 Emisi Gas Buang Terhadap *Air Fuel Ratio* (Kawano, 2011)

Gas buang merupakan indikasi hasil pembakaran didalam ruang bakar. Gas buang menjadi permasalahan yang amat serius bagi lingkungan hidup, oleh karena itu dianggap perlu menjadi tolak ukur unjuk kerja mesin.

2.9.1. Emisi CO

Karbon monoksida (CO) adalah gas yang tidak berwarna, tidak berbau, dan tidak berasa. CO terdiri dari satu atom karbon yang secara kovalen berikatan dengan satu atom oksigen. Dalam ikatan ini, terdapat dua ikatan kovalen dan satu ikatan kovalen koordinasi antara atom karbon dan oksigen. Karbon

monoksida adalah suatu gas yang terdiri dari unsur karbon (C) dan oksigen (O) yang tidak berwarna, tidak berbau serta tidak berasa yang bisa berdampak pada kesehatan manusia.

Gejala toksisitas atau keracunan ringan meliputi sakit kepala dan mual-mual pada konsentrasi kurang dari 100 ppm. Konsentrasi serendah 667 ppm dapat menyebabkan 50% hemoglobin tubuh berubah menjadi karboksihemoglobin (HbCO). Karboksihemoglobin cukup stabil, namun perubahan ini bisa *reversibel* atau dapat kembali ke keadaan awal. Karboksihemoglobin tidaklah efektif dalam menghantarkan oksigen di dalam sistem sirkulasi atau transportasi darah, karena itu beberapa bagian tubuh tidak mendapatkan oksigen yang cukup. Sebagai akibatnya, paparan pada tingkat ini dapat membahayakan jiwa.

2.9.2. Emisi HC

Bahan bakar fosil adalah senyawa hidrokarbon, jadi setiap HC yang didapat di gas buang kendaraan menunjukkan adanya bahan bakar fosil yang tidak terbakar dengan sempurna dan terbuang bersama sisa pembakaran. Apabila suatu senyawa hidrokarbon terbakar sempurna (bereaksi dengan oksigen) maka hasil reaksi pembakaran tersebut adalah karbondioksida (CO_2) dan air (H_2O). Hidrokarbon (HC) dapat menyebabkan iritasi mata, pusing, batuk, mengantuk, bercak kulit, perubahan kode genetik, memicu asma dan kanker paru-paru.

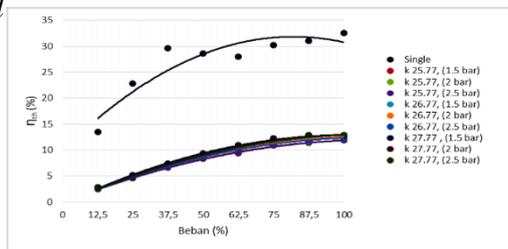
2.9.3. Emisi PM

Bahan bakar fosil adalah senyawa hidrokarbon, jadi setiap HC yang didapat di gas buang kendaraan menunjukkan adanya bahan bakar fosil yang tidak terbakar dengan sempurna dan terbuang bersama sisa pembakaran. Apabila suatu senyawa hidrokarbon terbakar sempurna (bereaksi dengan oksigen) maka hasil reaksi pembakaran tersebut adalah karbondioksida (CO_2) dan air (H_2O). Hidrokarbon (HC) dapat menyebabkan iritasi mata, pusing, batuk, mengantuk, bercak kulit, perubahan kode genetik, memicu asma dan kanker paru-paru.

2.10. Penelitian Terdahulu

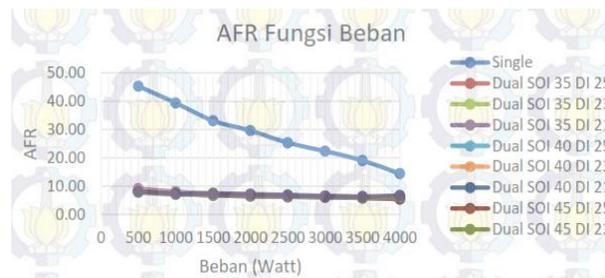
Beberapa penelitian terdahulu terkait mesin diesel dual fuel adalah sebagai berikut :

- a. **(Yuvenda dan Sudarmanta, 2015)** Penelitian dilakukan pada mesin Mesin Diesel diamond DI 800 menggunakan sistem *dual fuel engine* solar-CNG. Variasi konstanta pegas 25.77 s/d 27.77 N/m dengan tekanan injeksi CNG mulai 1.5 bar s/d 2.5 bar dengan interval 0.5 bar dan Pembebanan mulai 500 W s/d 4000 W. Dari penelitian tersebut didapatkan hasil solar tersubstitusi oleh CNG hingga 59%. Tetapi efisiensi thermal juga berkurang hingga 69%. Hal ini dikarenakan adanya campuran kaya yang dihasilkan pembakaran mesin *diesel dual fuel*



Gambar 2.10 Nilai efisiensi thermal terhadap beban pada pengujian mesin diesel dual fuel

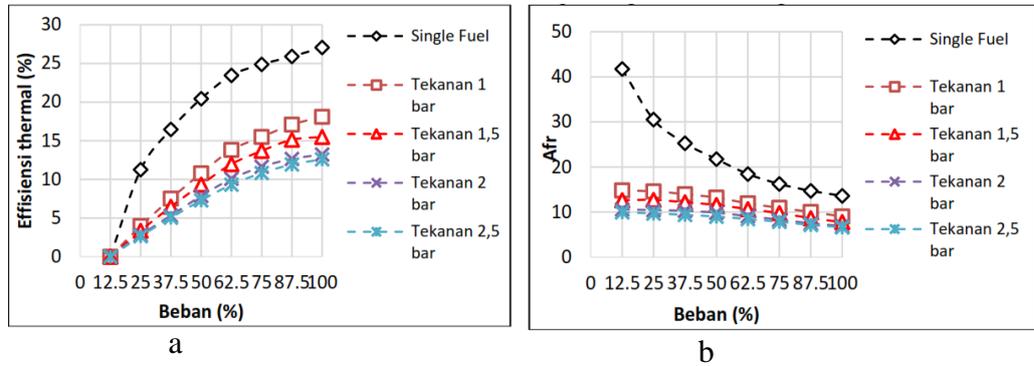
- b. **(Arief dan Sudarmanta, 2015)** melakukan variasi *start of injection* 35° , 40° , dan 45° ATDC dan durasi injeksi CNG 25, 23, dan 21 ms pada mesin diesel sistem *dual fuel*.



Gambar 2.11 Nilai AFR terhadap beban pada pengujian mesin diesel dual fuel

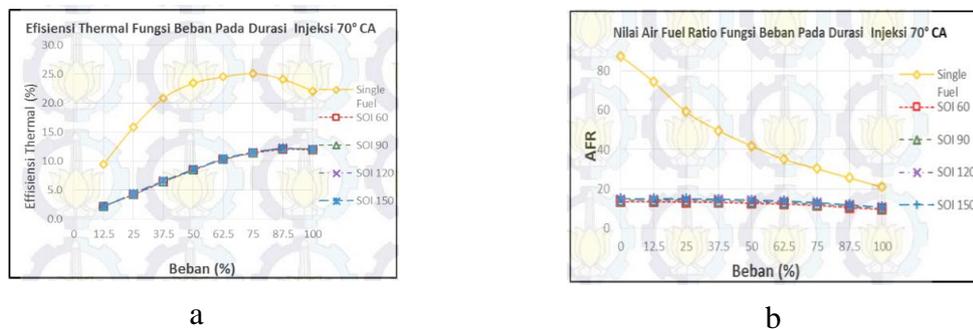
Dari penelitian tersebut didapatkan variasi optimum *start of injection* CNG pada 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms dengan substitusi solar 53.39%. Tetapi, dari pengujian tersebut nilai AFR berkurang 22.92% dan terjadi campuran bahan bakar kaya.

c. (Exoryanto dan Sudarmanta, 2016) melakukan variasi *start of injection* 5^0 , 30^0 , 55^0 dan 80^0 CA BTDC dan tekanan injeksi CNG 1, 1.5, 2, dan 2.5 N/m^2 pada mesin diesel sistem *dual fuel*.



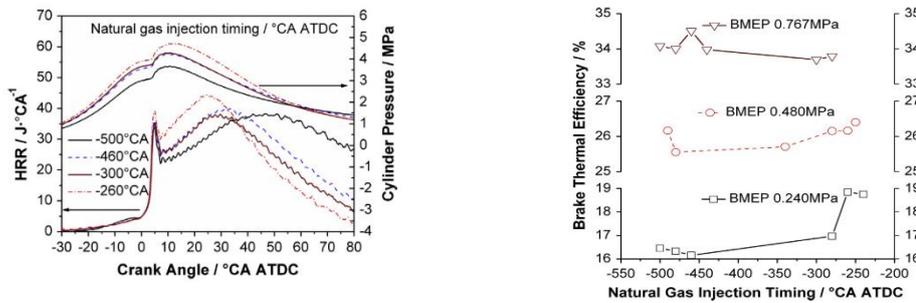
Gambar 2.12 hasil efisiensi thermal (a) dan Nilai AFR (b) terhadap beban pada pengujian mesin diesel *dual fuel* dengan variasi tekanan. Dari penelitian tersebut didapatkan variasi optimum *start of injection* CNG pada 80^0 CA BTDC dan tekanan injeksi CNG 1.5 N/m^2 dengan substitusi solar 61.39%. Tetapi, dari pengujian tersebut nilai AFR turun sebesar 25.60% dan nilai efisiensi thermal juga turun 40.89% dibandingkan dengan *single fuel*.

d. (Wisnu dan Sudarmanta, 2016) memperlambat variasi pengaturan *start of injection* CNG pada 60^0 , 90^0 , dan 120^0 dan 150^0 CA ATDC dan memperpendek durasi injeksi CNG pada 40^0 , 50^0 , dan 60^0 dan 70^0 CA. Dari pengujian tersebut didapatkan variasi optimum *start of injection* CNG pada 150^0 CA ATDC dan durasi injeksi 70^0 CA dengan substitusi solar sebesar 67.49%. Tetapi nilai AFR rata-rata turun sebesar 70.63% dan efisiensi thermal juga turun hingga 58.5 % dibandingkan mesin diesel sistem *single fuel*.



Gambar 2. 13 hasil efisiensi thermal (a) dan Nilai AFR (b) terhadap beban pada pengujian mesin diesel *dual fuel* dengan variasi waktu dan durasi CNG

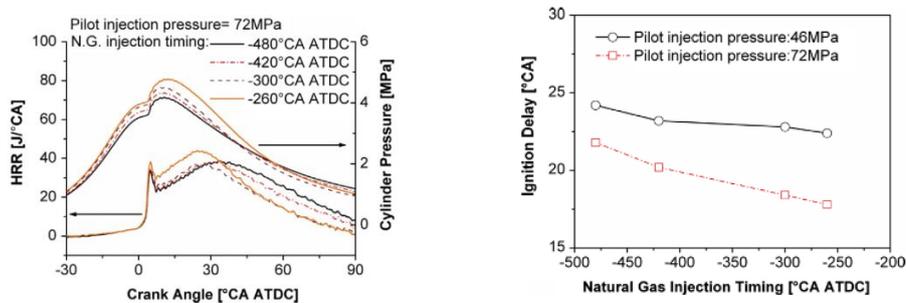
- e. (Yang dkk, 2014) melakukan variasi dengan memundurkan *natural gas injection timing* dan beban mesin rendah (BMEP = 0.240 Mpa), sedang (BMEP = 0.480 Mpa), dan tinggi (BMEP = 0.767 Mpa) pada mesin diesel dual fuel solar dan CNG.



Gambar 2.14 Pengaruh natural gas injection timing terhadap HRR dan cylinder pressure fungsi crank angle

Pada beban rendah, tekanan kompresi silinder meningkat dan didapatkan tekanan silinder yang tinggi dengan memundurkan *natural gas injection timing* sebesar 500° CA ATDC. Hal ini disebabkan karena dengan memundurkan *natural gas injection timing*, efisiensi volumetrik meningkat karena udara yang masuk terlebih dahulu.

- f. (Yang dkk, 2015) melanjutkan penelitian dengan memvariasikan natural gas injection timing dan pilot injection pressure pada beban rendah. Dengan memundurkan nilai *natural gas injection timing* sebesar -480° CA ATDC dan meningkatkan *pilot injection pressure* sebesar 72 Mpa didapatkan nilai *Heat release rate* (HRR) dan tekanan cylinder yang paling tinggi. Dari hasil penelitian tersebut didapatkan variasi optimum sudut pengapian pada 26° CA BTDC dengan tekanan 120 mbar dan 24V blower didapatkan peningkatan efisiensi thermal dan efisiensi volumetrik.



Gambar 2.12 Pengaruh natural gas injection timing terhadap HRR dan cylinder pressure fungsi crank angle dan ignition delay.

BAB 3

METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan pada mesin diesel diamond tipe DI 800 yang dioperasikan *dual fuel* solar-gas CNG. Untuk mendapatkan performa mesin yang baik terutama pada kondisi saat akselerasi beban dilakukan pengaturan waktu dan durasi injeksi CNG kemudian diukur dengan menggunakan *electrical generator* sebagai *electrical dynamometer* yang sudah terkopel dengan poros utama (*flywheel*) pada mesin, *pressure transducer* dan *gas analyzer*.

Proses modifikasi mesin dan seluruh rangkaian pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. *True experimental method* pada penelitian ini dibagi atas dua kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah motor diesel menggunakan minyak solar.
2. Kelompok uji adalah motor diesel menggunakan *diesel dual fuel system* dengan melakukan pengaturan waktu dan durasi injeksi CNG.

3.1 Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

a. Motor Diesel Empat Langkah, dengan spesifikasi :

1. *Merk* : *Diesel Diamond*
2. *Type* : Di 800
3. *Model* : 1 Silinder Diesel 4 langkah
4. *Bore x Stroke* : 82 mm x 78 mm
5. *Displacement* : 411 cc
6. *Max. Power* : 8 HP (6 KW) / 2400 rpm
7. *Continous Power* : 7 HP (5.22 KW)/2200 rpm
8. *Compression Ratio* : 18:1
9. *Cooling sistem* : *Hopper/ Condenser*
10. *Lube capacity* : 1,8 liter



(a)



(b)

Gambar 3.1 Mesin Diamond DI 800 (a) dan generator electrycal dynamometer (b)

b. *Generator Electrical Dynamometer*, dengan spesifikasi:

1. *Type* : ST-6
2. *Voltage - Ampere* : 230 V – 26,1 A (AC)
3. *Max AC Output* : 6 KW
4. *Frequency* : 50 Hz
5. *Loading System* : *Electric Bulb System*
6. *Electric Control* : *Volt meter, Amperemeter, Switc*

c. *Combustion Analyzer*

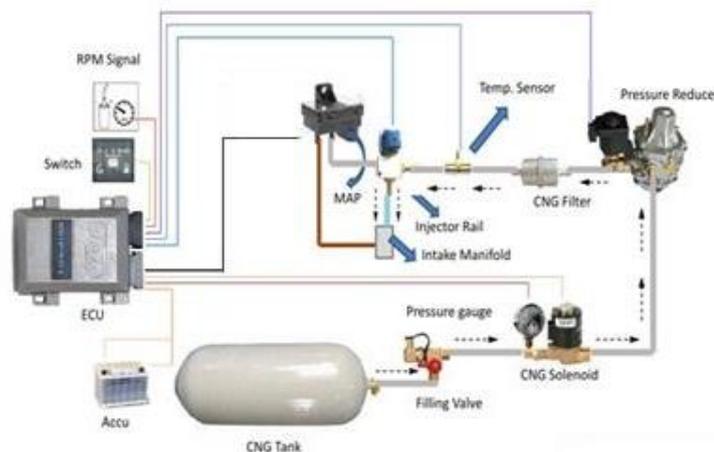
Combustion Analyzer digunakan untuk mengukur tekanan silinder, *heat release rate* dan *ignition delay* di dalam ruang bakar fungsi *Crank Angle (CA)*. terdapat Hardware Vibrasindo TMR-Card Board & TMR- Crankangle-CPU dengan Entry Level Cards, sensor tekanan silinder, dan Software SYSMONSoft v2.0.3 sebagai data akuisisi, proses dan analisis serta komputer dengan lisensi untuk pembacaan data.



Gambar 3.2 Seperangkat alat *combustion analyzer*

d. *Conversion Kit Dual Fuel System*

Conversion kit adalah suatu sistem injeksi bahan bakar gas terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi untuk mereduksi tekanan tinggi pada tabung CNG sehingga bahan bakar CNG dapat masuk ke ruang bakar dengan baik dan terkontrol. *Conversion kit* yang digunakan adalah *sequential injection type* dengan sistem pemasukan bahan bakar secara injeksi. Adapun skema dari *converter kit* pada bahan bakar tipe *dual fuel system* pada penelitian ini adalah seperti Gambar 3.1 sebagai berikut.



Gambar 3.3 Skema *Conversion Kit* Sistem *Dual Fuel Solar-Gas CNG*

e. Beban Lampu

Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 500 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban lampu.

f. Alat Ukur

Digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

g. *Pressure Manometer*

Mengukur tekanan pada *pressure reducer adaptive* adaptif meliputi tekanan masuk, tekanan pada *chamber stage* satu, tekanan pada *chamber stage* dua dan tekanan keluar (*delivery pressure*).

h. *Flow Rate Gas Meter*

Mengukur jumlah *flow rate* gas CNG yang keluar pada *outlet pressure reducer*.

i. *Flow Rate Air Meter*

Mengukur jumlah *flow rate* udara yang masuk ke *intake manifold*.

j. Gelas Ukur

Mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh motor diesel yaitu 5,024 ml setiap pengambilan data dengan spesifikasi gelas ukur berkapasitas 25 ml dan akurasi ± 1 digit

k. *Stopwatch*

Mengukur waktu yang dibutuhkan motor diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar sebanyak 10 ml.

l. *Amperemeter dan Voltmeter*

Mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik/*electrical dynamometer*.

m. *Thermometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur temperature

n. *Tachometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran *engine*.

o. *Gas Analyzer*

Alat ini digunakan untuk mengukur emisi HC, CO, dan PM.

3.2. Prosedur Penelitian

Prosedur percobaan merupakan rangkaian tahapan yang harus dilakukan mulai dari persiapan sampai selesainya pengujian. Adapun prosedur tahapan percobaan ini adalah sebagai berikut.

3.2.1. Memodifikasi *Single Fuel Engine* menjadi *Dual Fuel Engine*

Sebelum melakukan pengujian pada *engine* dengan tipe DDF maka perlu dilakukan modifikasi pada saluran *intake manifold* pada *engine* tersebut. Adapun langkah kerja dalam pengerjaannya adalah sebagai berikut:

1. Membuat lubang berdiameter 3 mm untuk pemasangan *outlet gas fitting* pada *intake manifold* di posisi lebih dekat pada katup masuk (*port*) agar dapat

meningkat respon yang dinamis dengan posisi horizontal yang disesuaikan dengan aliran masuk udara.

2. Membuatudukan *rail gas* dekat saluran masuk gas di saluran intake manifold untuk memudahkan dalam pemasangan CNG *rubber hose*.
3. Memodifikasi *flywheel* mesin dengan membuat *pick up* (tonjolan) dengan jumlah 24 buah yang berfungsi untuk memberikan *signal* ke sensor rpm.
4. Membuatudukan *rpm sensor* dekat *flywheel* jarak ± 5 mm dari *pick up*.
5. Membuatudukan MAP di saluran intake manifold.
6. Merangkai *wiring* sistem pengontrolan elektronik dengan pemasangan ECU *dual fuel* untuk dikembangkan sebagai prosesor memberikan perintah pada injektor (*natural gas injektor*) dimana sinyal ini diperoleh dari *rpm sensor signal* dan *MAP sensor* kemudian dilanjutkan dengan instalasi *wiring injector* dan *temperature sensor* di *pressure reducer* ke ECU.
7. Menyambungkan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *intake manifold* dengan *outlet gas fitting* yang terpasang pada *gas injector rail* menggunakan CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm.
8. Melakukan instalasi pipa CNG berdimensi 1x3 mm pada *tank CNG*, *shut of valve*, *manometer pressure (250 bar)* dan *pressure reducer*. Selanjutnya menggunakan CNG *rubber hose* berukuran 4x10 mm pada *manometer pressure (5 bar)*, *gas mass flow meter* dan *filter gas* serta *rail injector*.
9. Pengecekan instalasi *electrical wiring* dan *control unit*.

3.2.2. Tahap Pengujian

Dalam pelaksanaan pengujian eksperimen ini ada beberapa tahapan yang harus dilaksanakan, antara lain:

1. Pegujian dan unjuk kerja dari *engine*

Pada tahap awal dilakukan pengujian *pressure reducer* dan unjuk kerja mesin secara bersamaan dengan menggunakan pegas standart dengan konstanta 23,33 N/mm dengan tekanan 2,5 bar, selanjutnya secara bersamaan diikuti pengujian pada mesin dengan pembebanan listrik 1000-4000 watt (interval 1000 watt) pada kecepatan konstan (1500 rpm).

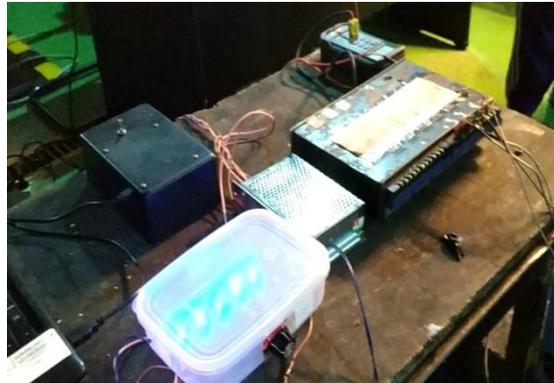
2. Pengujian temperatur blok silinder mesin, oli pelumas dan air pendingin Pada pengujian temperatur ini menggunakan metoda dan putaran mesin yang sama diketahui dari nilai yang tertera pada alat ukur *thermocouple*.

3.2.3. Proses Pengujian

a. Pengujian standart dengan Bahan Bakar Minyak Solar

Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

1. Menghidupkan mesin diesel kemudian lakukan pemanasan ± 20 menit
2. Pengecekan mesin tanpa beban pada putaran 1500 rpm.



Gambar 3.4 memberikan pembebanan lampu dan mencatat data hasil pengukuran

3. Memberikan pembebanan 1000-4000 watt (interval 1000) dengan putaran konstan 1500 rpm.

- Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti: Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml, *Flow rate* udara yang masuk ke *intake manifold*, Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin, gas buang, Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).

4. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol kemudian matikan mesin.

b. Pengujian menggunakan variasi durasi dan waktu injeksi CNG:

Untuk melakukan pengujian dengan bahan bakar CNG dan solar sama seperti melakukan pengujian bahan bakar solar murni.

1. Mengaktifkan dan pengecekan sistem bahan bakar *diesel dual fuel*.
2. Memasang pengukuran *air flow meter*.

3. Menentukan mengatur pengaturan waktu injeksi CNG.

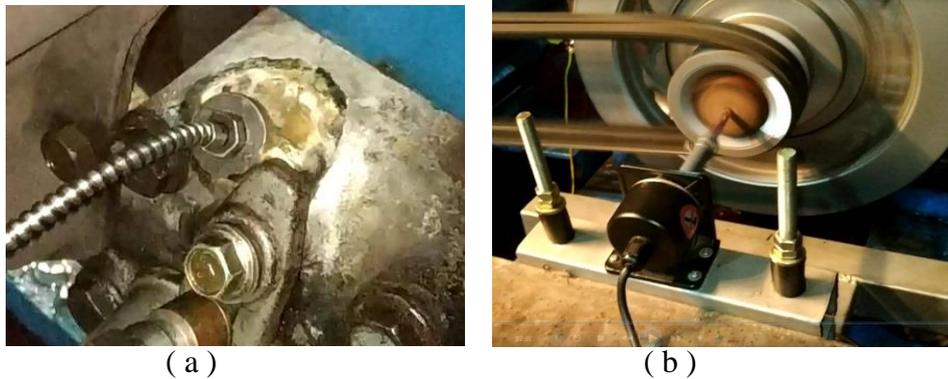


Gambar 3.5 Melakukan *setting* waktu dan durasi injeksi gas CNG menggunakan ECU dan software Vemstone

4. Mengatur waktu injeksi CNG sebesar 70°CA , 90°CA , 110°CA , 130°CA , 150°CA ATDC dan durasi injeksi gas CNG sebesar 70°CA , 90°CA , 110°CA , 130°CA , dan 150°CA , menggunakan ECU Vemstone.
5. Hidupkan mesin selama ± 20 menit sampai temperatur kerja.
6. Melakukan pembebanan lampu mesin diesel mulai 1000 watt sampai dengan 4000 watt dengan interval 1000 watt dan putaran mesin 1500.
7. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
 - *Flowrate* gas keluar pada *outlet* gas
 - *Flowrate* udara yang masuk ke *intake manifold*.
 - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin dan temperature di *pressure reducer*
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
8. Jika pengambilan data pertama selesai kemudian dilanjutkan dengan variasi waktu dan durasi injeksi CNG selanjutnya dengan cara yang sama.
9. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
10. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.
11. Untuk pengujian waktu dan durasi injeksi CNG selanjutnya dimulai dari langkah 1 sampai 9 dengan cara yang sama.

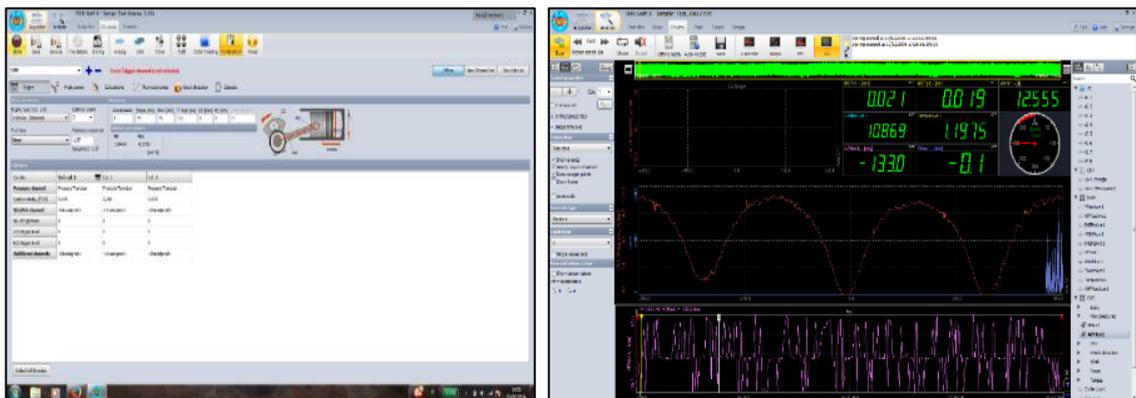
c. Pengujian Menggunakan Combustion Analyzer

1. Menyiapkan dudukan sensor ke kepala silinder



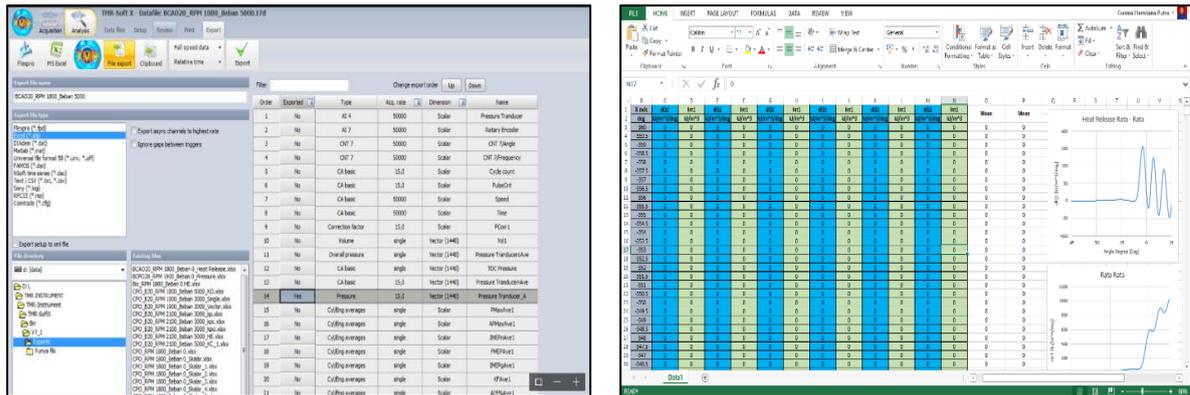
Gambar 3.6 Memasang sensor ke kepala silinder (a) dan pemasangan encoder crank angle (b)

2. Mengaktifkan dan pengecekan sistem bahan bakar *diesel dual fuel*.
3. Selanjutnya melakukan Setup hardware dan software analisis proses pembakaran yaitu Vibrasindo TMR-Card Board & TMR-Crankangle-CPU dengan Software SYSMONSoft v2.0.3 sebagai data akuisisi, proses dan analisis.



Gambar 3.7 Setup hardware dan software analisis proses pembakaran yaitu Vibrasindo TMR-Card Board & TMR-Crankangle-CPU

4. Melakukan Engine Setup yang dikomparasikan dengan hardware dan software tersebut seperti pada Gambar 4.2.
5. Pemasangan Pressure Tranducer serta Rotating Encoder.
6. Pemasangan Pressure Tranducer dan tempat Rotating Encoder.
7. Perekaman data tekanan dan heat release rate
8. Melakukan eksport data ke software excel.



Gambar 3.8 Ekspor data ke software excel

d. Pengujian Emisi menggunakan Gas Analyzer

1. Menghubungkan sensor emisi ke pipa *exhaust*.
2. Melakukan pengukuran emisi pada setiap pengujian *single fuel* dan dual fuel solar-CNG dengan variasi pengaturan waktu dan durasi injeksi CNG.



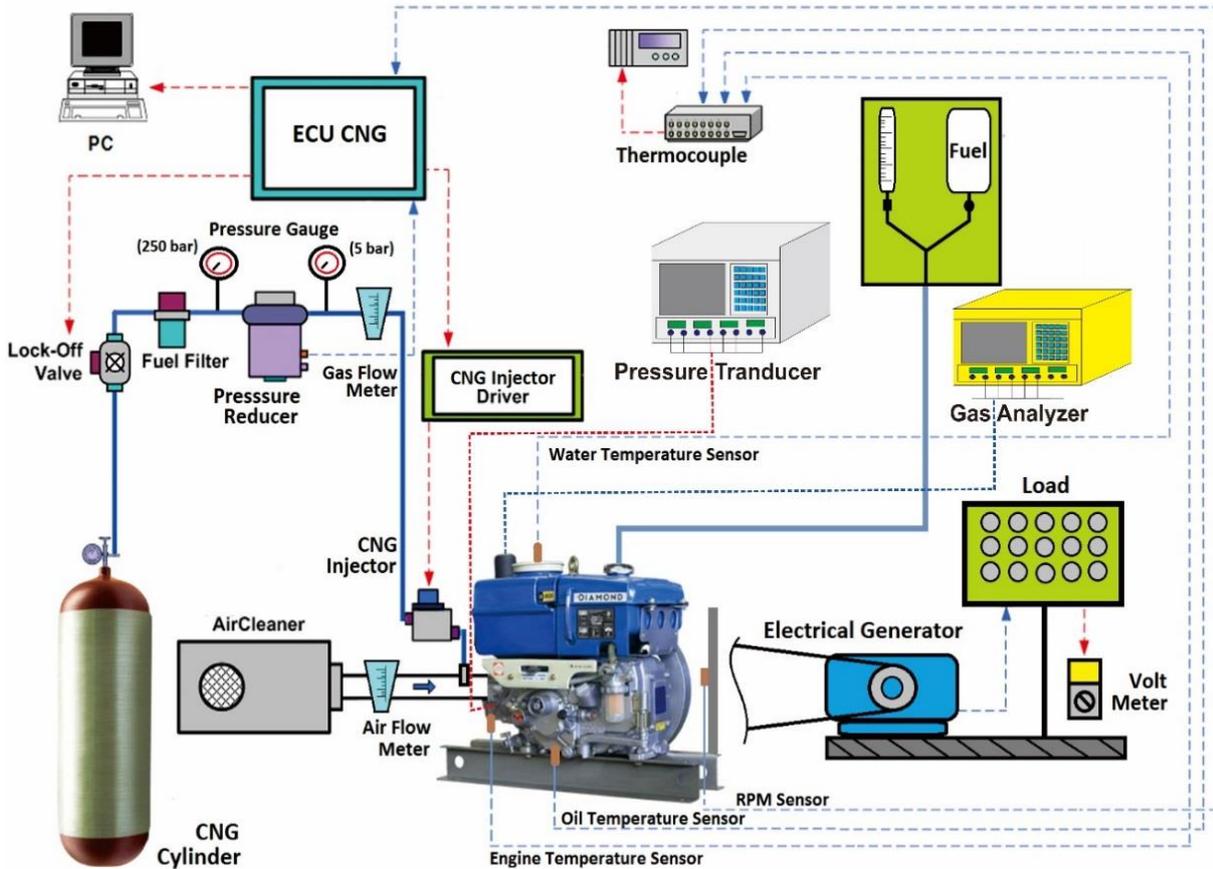
Gambar 3.9 Pengukuran emisi menggunakan stargas 898 dan smokemeter

3.2.4. Akhir Pengujian

Setelah dilakukan pengujian dan semua data yang diinginkan sudah diperoleh maka semua peralatan pengujian dilepas dan mesin sudah dapat dimatikan. Setelah selesai, semua peralatan dikembalikan ke tempat semula.

3.3. Skema Rancangan Penelitian

Dalam penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan skema rancangan penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema rancangan penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan digambarkan pada Gambar 3.2 sebagai berikut.



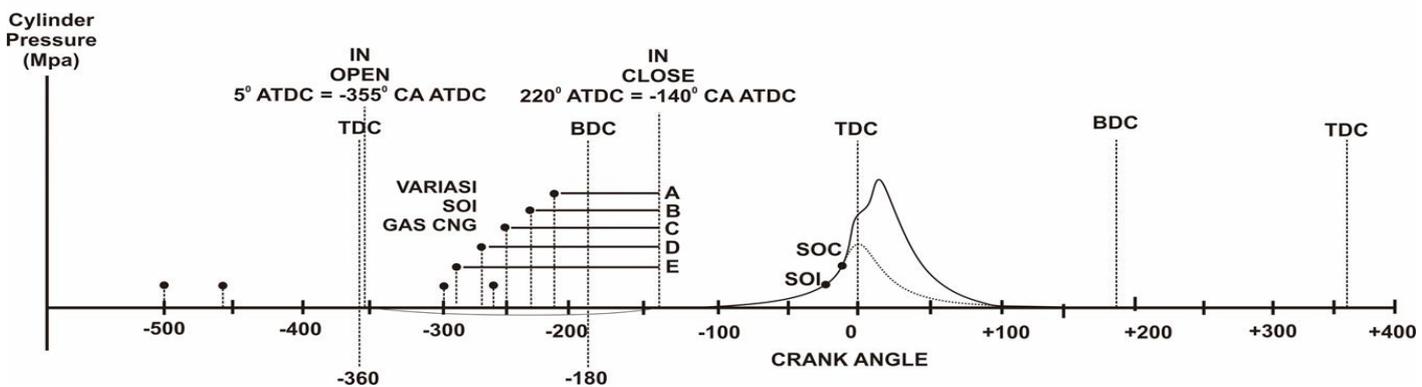
Gambar 3.10 Skema rancangan penelitian pada *engine* modifikasi *diesel dual fuel*

3.4. Rancangan Eksperimen

Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter input dan output sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang diharapkan. Adapun beberapa rancangan penelitian akan disajikan dalam Tabel 3.1 sebagai berikut:

Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen

Parameter Input				Parameter Output	
Konstan		Variasi		Diukur	Dihitung
Bahan bakar	Putaran dan Beban	Waktu Injeksi CNG	Durasi Injeksi CNG		
Solar	<ul style="list-style-type: none"> ➤ 1500 rpm. ➤ 1000-4000 watt. (interval 1000). 	-	-	1. Tekanan silinder 2. <i>Heat Release rate</i> 3. Waktu konsumsi solar (t) 4. <i>Mass flow rate</i> udara 5. Temperatur mesin ($^{\circ}\text{C}$) 6. Temperatur oli mesin ($^{\circ}\text{C}$) 7. Temperatur air pendingin ($^{\circ}\text{C}$) 8. Emisi gas buang (CO, HC, dan PM)	1. Daya 2. Torsi 3. Bmep 4. Sfc 5. η_{th}
Solar-CNG	<ul style="list-style-type: none"> ➤ 1500 rpm. ➤ 1000-4000 watt. (interval 1000). ➤ Tekanan CNG 2.5 bar 	Waktu injeksi CNG 1. 70°CA ATDC 2. 90°CA ATDC 3. 110°CA ATDC 4. 130°CA ATDC 5. 150°CA ATDC	Durasi injeksi CNG 1. 70°CA 2. 90°CA 3. 110°CA 4. 130°CA 5. 150°CA		



Gambar 3.12 Skema pengambilan waktu dan durasi injeksi CNG

3.5 Pengambilan Data

1. Cara pengambilan data

Cara pengambilan data dilakukan langsung dengan cara mengamati hasil pembacaan dari alat ukur yang digunakan.

2. Jenis dan jumlah data

Jenis data yang diambil adalah data pengujian standar dan data pengujian perlakuan. Adapun jumlah data yang di ambil adalah data tekanan silinder, waktu konsumsi solar, kecepatan aliran udara dan gas serta temperaturnya.

3. Lokasi pengambilan data

Lokasi pengambilan data adalah pada Laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.

3.6. Metoda Analisa Data

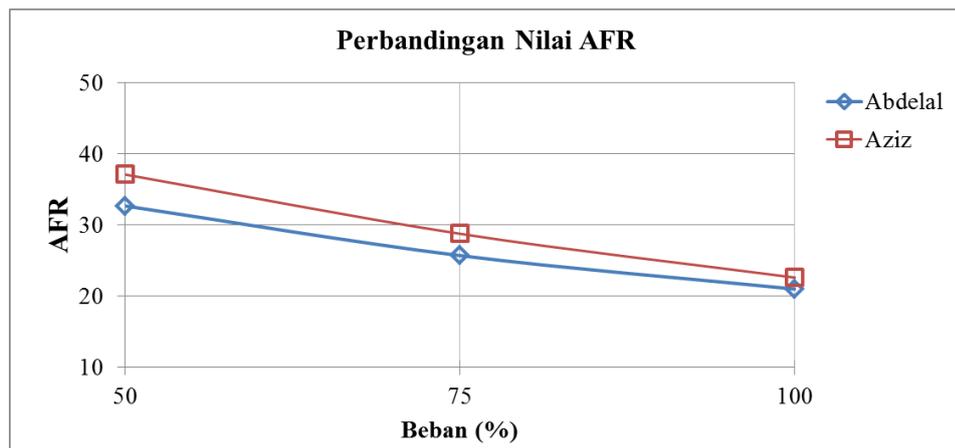
Metoda analisa data yang digunakan pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan rumus teoritis yang telah dijelaskan pada Bab Kajian Pustaka. Adapun parameter yang dianalisis adalah tekanan silinder, *heat release rate*, solar tersubsitisi, efisiensi termal, dan temperatur. Kemudian grafik tersebut ditampilkan sesuai dengan parameter yang dianalisa sebagai berikut:

- a. Grafik tekanan silinder fungsi *crank angle*.
- b. Grafik *heat release rate* fungsi *crank angle*.
- c. Grafik performa mesin (daya, torsi, sfc, BMEP, efisiensi Thermal) terhadap beban.
- d. Grafik emisi gas buang (CO, HC, dan PM) terhadap beban.

3.7. Validasi Data Perbandingan

Untuk memperoleh data yang mendekati dengan penelitian dari jurnal internasional yang diakui maka diperlukan adanya validasi data perbandingan dengan jurnal penelitian internasional. Untuk validasi data dilakukan dengan menggunakan software DIG XY untuk mendapatkan nilai data dari jurnal penelitian internasional. Data yang dibandingkan adalah data AFR *single fuel* bahan bakar diesel yang diperoleh dari Abdelal dan Hegab (2012) jurnal elsavier science direct. Dari gambar 3.3 grafik perbandingan nilai AFR antara Abdelal dan

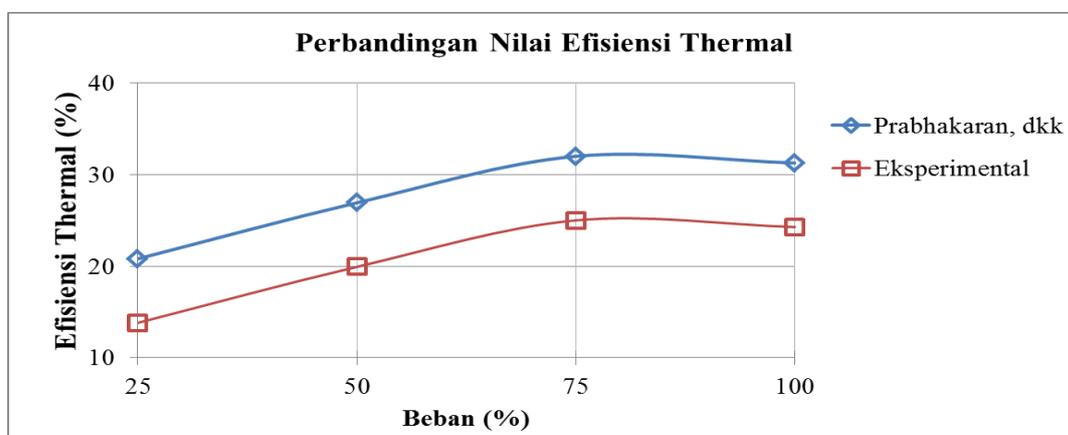
Aziz terdapat sedikit perbedaan nilai AFR. Hal ini dikarenakan perbedaan ukuran mesin dan putaran mesin yang digunakan. Tetapi metode pengambilan data yang digunakan relatif sama. Tren grafik yang didapatkan juga sama yaitu semakin beban ditingkatkan maka nilai AFR menurun. Hal ini dikarenakan dengan putaran yang dijaga konstan, bahan bakar yang dikeluarkan lebih banyak dengan menambah beban sehingga nilai AFR turun. Ukuran mesin Abdelal bore x stroke adalah 87,3 x 110 mm dengan putaran konstan 2000 rpm dan rasio kompresi 16,5:1, sedangkan Aziz adalah 82 x 78 mm dengan putaran konstan 1500 rpm dan rasio kompresi 18:1. Nilai AFR Aziz lebih besar karena dengan rasio kompresi yang besar dan putaran yang lebih rendah menghasilkan udara yang masuk lebih banyak dibandingkan bahan bakar sehingga nilai perbandingan udara dan bahan bakar (AFR) lebih besar.



Gambar 3.13 Grafik perbandingan AFR dengan jurnal international

Selanjutnya Aziz membandingkan dengan nilai efisiensi thermal pada bahan bakar *single fuel* diesel dengan Prabhakaran, dkk (2016) jurnal elsavier science direct. Dari gambar 3.4 grafik perbandingan nilai efisiensi thermal antara Prabhakaran, dkk dan Aziz terdapat perbedaan nilai Efisiensi thermal. Hal ini dikarenakan perbedaan ukuran mesin dan waktu injeksi solar. Namun metode pengambilan data yang digunakan dan putaran mesin sama yaitu konstan 1500 rpm. Tren grafik yang didapatkan juga sama yaitu semakin beban ditingkatkan maka nilai efisiensi thermal meningkat hingga mencapai titik optimal dan kemudian turun kembali. Hal ini dikarenakan dengan putaran yang dijaga konstan,

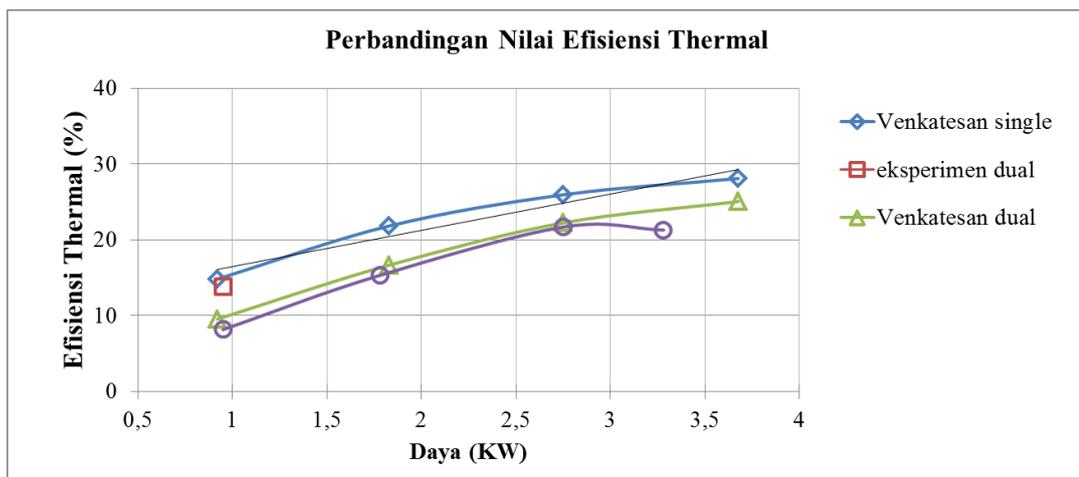
bahan bakar yang dikeluarkan lebih banyak dengan menambah beban sehingga nilai daya lebih tinggi dan efisiensi thermal meningkat hingga mencapai titik optimal kemudian turun kembali. Ukuran mesin prabhakaran, dkk bore x stroke adalah 87,5 x 110 mm dengan waktu injeksi solar 23^0 BTDC dan rasio kompresi 17,5:1, sedangkan Aziz adalah 82 x 78 mm dengan waktu injeksi solar 13^0 BTDC dan rasio kompresi 18:1. Nilai Efisiensi Thermal Aziz lebih besar karena dengan waktu injeksi yang lebih lambat dan rasio kompresi yang lebih besar dapat menghasilkan bahan bakar lebih banyak yang dikonversi menjadi daya sehingga nilai efisiensi thermal meningkat.



Gambar 3.14 Grafik perbandingan Efisiensi Thermal dengan jurnal international

Selanjutnya Aziz membandingkan dengan nilai efisiensi thermal pada bahan bakar *single fuel* diesel-gas CNG dengan dual fuel biodiesel-gas CNG oleh Venkatesan (2013) jurnal IJAET. Dari gambar 3.5 memiliki Tren grafik yang didapatkan juga sama yaitu semakin beban ditingkatkan maka nilai efisiensi thermal meningkat hingga mencapai titik optimal dan kemudian turun kembali. Hal ini dikarenakan dengan putaran yang dijaga konstan, bahan bakar yang dikeluarkan lebih banyak dengan menambah beban sehingga nilai daya lebih tinggi dan efisiensi thermal meningkat hingga mencapai titik optimal kemudian turun kembali. Perbedaan dihasilkan dari ukuran mesin Venkatesan adalah bore x stroke adalah 100 x 110 mm, rasio kompresi 20:1, bahan bakar biodiesel dan CNG. waktu injeksi solar 27^0 BTDC dan rasio kompresi 17,5:1, sedangkan Aziz adalah 82 x 78 mm dengan waktu injeksi solar 13^0 BTDC dan rasio kompresi

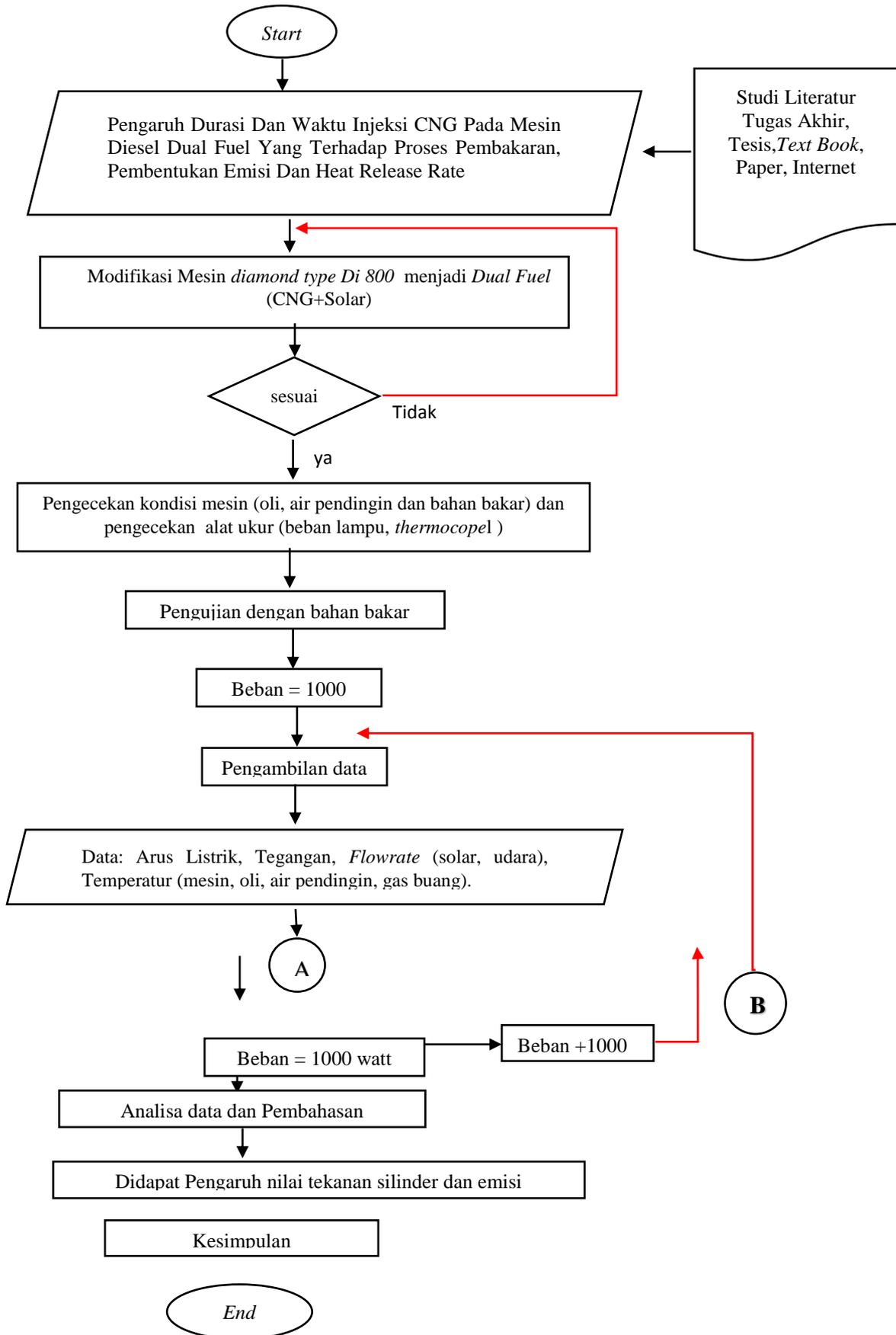
18:1. Nilai Efisiensi Thermal Aziz lebih besar karena dengan waktu injeksi yang lebih lambat dan rasio kompresi yang lebih besar dapat menghasilkan bahan bakar lebih banyak yang dikonversi menjadi daya sehingga nilai efisiensi thermal meningkat. Selain itu penggunaan bahan bakar biodiesel mengakibatkan efisiensi thermal juga menurun karena nilai kalor biodiesel 39,15 Mj/Kg dibandingkan nilai kalor bahan bakar diesel petroleum sebesar 43 Mj/Kg. Dari gambar 3.6 grafik perbandingan efisiensi thermal dapat diamati bahwa penggunaan *dual fuel* diesel CNG dan biodiesel CNG mengakibatkan nilai efisiensi thermal menurun pada penelitian yang dilakukan Aziz maupun Venkatesan. Hal ini terjadi karena dengan daya yang sama dihasilkan dari dua bahan bakar yang lebih banyak sehingga nilai efisiensi thermal menurun. Oleh karena itu diperlukan berbagai pengaturan untuk meningkatkan nilai efisiensi thermal pada motor diesel *dual fuel* dengan gas CNG.



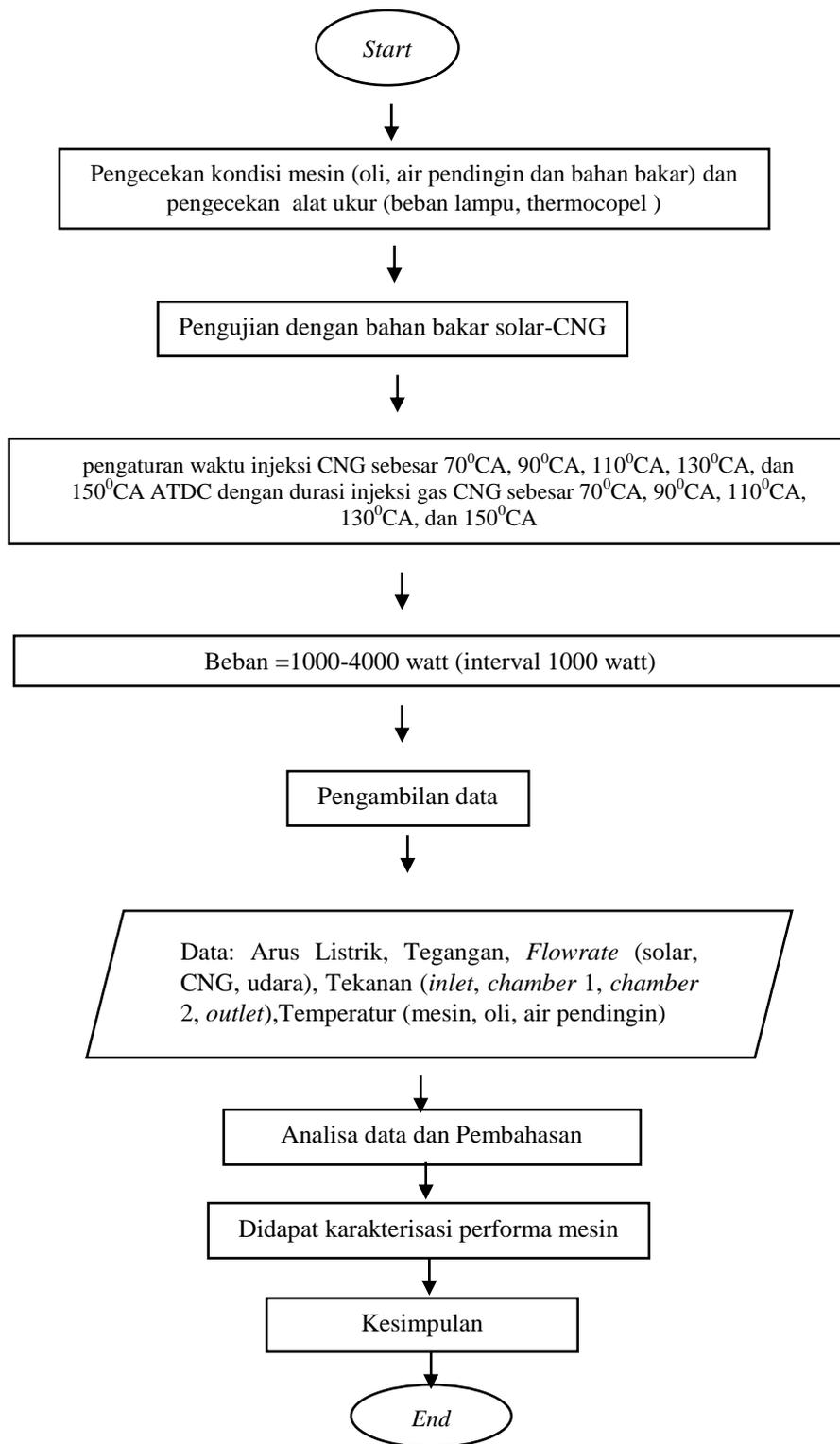
Gambar 3.4 Grafik perbandingan Efisiensi Thermal dengan jurnal international

3.8. Flowchart Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian agar penelitian lebih terarah kepada tujuan penelitian. Adapun alur *flowchart* penelitian dalam melakukan pengujian dipaparkan pada Gambar 3.4 untuk bahan bakar solar *single fuel* dan Gambar 3.5 untuk bahan bakar *dual fuel* dengan pengaturan durasi dan waktu injeksi CNG.



Gambar 3.3 Flowchart penelitian dengan bahan bakar solar



Gambar 3.4 *Flowchart* penelitian dengan bahan bakar solar-CNG

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 4

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas tentang hasil penelitian yang telah dilakukan pada mesin diamond *type* DI 800 sistem *dual fuel* yang meliputi pengamatan, perhitungan dan analisa grafik. Pengamatan yang dilakukan adalah pengamatan terhadap performa pembakaran berupa tekanan silinder dan *heat release rate* pada dengan alat ukur *combustion analyzer* dan emisi CO, HC, dan PM pada alat ukur emisi *gas analyzer*. Perhitungan yang dilakukan adalah terhadap performa mesin berupa daya, torsi, sfc, BMEP, efisiensi *thermal* dan AFR. Adapun untuk data hasil penelitian, hanya data-data tertentu saja yang ditampilkan dalam bab ini yaitu data yang digunakan sebagai contoh perhitungan unjuk kerja. Sedangkan untuk data hasil penelitian dan pengamatan dapat dilihat pada lampiran.

4.1 Data Hasil Pengujian

Untuk mendapatkan hasil pengujian pada mesin diamond *type* DI 800 sistem *dual fuel* maka dilakukan perhitungan beberapa parameter diantaranya adalah

4.1.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})

Untuk mengetahui laju aliran massa fluida dalam sebuah pipa baik udara maupun bahan bakar solar bisa menggunakan manometer digital untuk udara dan tabung manometer U untuk bahan bakar solar berdasarkan perbedaan ketinggian cairan (Δh) di dalam tabung.

4.1.1.1 Menghitung laju aliran massa udara (\dot{m}_{udara})

Mengetahui laju aliran massa udara didalam pipa udara pada saluran masuk *intake manifold* menggunakan *pitot tube with static wall pressure tap* dihubungkan dengan digital manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan tekanan dengan Persamaan Bernoulli sebagai berikut :

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gZ_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \quad (4.1)$$

Dimana :

P_0 = Tekanan stagnasi (pada titik) (Pa)

P_i = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

V_0 = Kecepatan di titik 0 (m/s), kecepatan di titik stagnasi = 0 m/s

V_1 = Kecepatan di titik 1 (m/s)

Temperatur pengujian pada 30⁰C sehingga :

- $\rho_{\text{udara}} = 1.1646 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{\text{udara}} = 1,8609 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}$

Dengan mengasumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} = \frac{2 \times \Delta P}{\rho_{\text{udara}}} \quad (4.2)$$

Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *manometer digital* didapatkan data $\Delta P_{\text{udara}} = 80 \text{ Pa}$ kemudian dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$V_1 = V_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho_{\text{udara}}}} = \sqrt{\frac{2 \times 80}{1,1646}} = 11,72 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *Reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau *turbulent*.

$$\text{Re}_{V_{\text{max}}} = \frac{\rho_{\text{udara}} \times V_{\text{max}} \times D}{\mu_{\text{udara}}}$$

dengan:

- $D = 0.038 \text{ m}$
- $\rho_{\text{udara}} = 1.1614 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{\text{udara}} = 1,8609 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}$

$$\text{Re}_{V_{\text{max}}} = \frac{1.1614 \text{ Kg/m}^3 \times 11.72 \text{ m/s} \times 0.038 \text{ m}}{1,8609 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}}$$

$$\text{Re}_{V_{\text{max}}} = 27795,21$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan *turbulent* diatas, Fox and McDonald's yaitu:

Untuk $\text{Re}_{V_{\text{max}}} > 2 \times 10^4$ maka digunakan persamaan:

$$\frac{\bar{V}}{V_{\text{max}}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

$$n = -1.7 + 1.8 \log(\text{Re}_{V_{\text{max}}})$$

$$n = -1.7 + 1.8 \log(27795,21)$$

$$n = 6.29$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{\max}} = \frac{2 \times 6.39^2}{(6.29 + 1)(2 \times 6.29) + 1}$$

$$\frac{\bar{V}}{V_{\max}} = 0.88$$

maka besar kecepatan rata-rata aliran udara sebagai berikut:

$$\bar{V} = 0.88 \times V_{\max}$$

$$\bar{V} = 0.88 \times 11.72$$

$$\bar{V} = 8,16 \text{ m/s}$$

Maka *mass flow rate* udara yang masuk ke ruang bakar pada pengujian *single fuel* pada beban penuh:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot A_{\text{udara}} \cdot \bar{V}_{\text{udara}}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \left(1.16 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(\frac{3.14}{4} \times 0.025^2\right) \text{m}^2 \times \left(8.16 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0.00344 \text{ kg/s} = 12,394 \text{ kg/h}$$

4.1.1.2 Menghitung laju Aliran massa bahan bakar CNG (\dot{m}_{CNG})

- Untuk mengetahui laju aliran massa bahan bakar CNG di dalam pipa menggunakan manometer digital berdasarkan perbedaan tekanan. Gas CNG dari tabung 250 bar diturunkan menggunakan alat *pressure reducer* pada tekanan (P) = 2 bar = $2 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, temperatur (T) $120^{\circ} \text{ F} = 322 \text{ K}$, Konstanta gas CNG (R) = $0,5183 \text{ kJ/kg K} = 518,3 \text{ Nm/kg K}$ dan $\mu_{\text{CNG}} = 0,937 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}$ sehingga berlaku hukum *compressible flow* dengan persamaan berikut :

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}$$

$$\rho = \frac{2 \times 10^5 \text{ N/m}^2}{518,3 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} \text{K} \cdot 322 \text{ K}} = 1,198 \text{ kg/m}^3$$

Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *manometer digital* didapatkan data $\Delta P_{\text{CNG}} = 90 \text{ Pa}$ kemudian dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta P}{\rho_{CNG}}}$$

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \times 90}{1,198 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_{max} = 12.25 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah udara. Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *Reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau *turbulent*.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{udara} \times V_{max} \times D_{CNG}}{\mu_{udara}}$$

dengan:

- D = 0.00362m
- $\rho_{CNG} = 1,198 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{CNG} = 0,937 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}$

$$Re_{V_{max}} = \frac{1,198 \text{ Kg/m}^3 \times 12.25 \text{ m/s} \times 0,00362\text{m}}{0,937 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}}$$

$$Re_{V_{max}} = 5669,724$$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan laminar diatas, Fox and McDonald's yaitu:

Untuk $Re_{V_{max}} < 2 \times 10^4$ bilangan laminar maka digunakan persamaan:

$$V_{max} = 2\bar{V}$$

$$\bar{V} = 2 \times V_{max} = 2 \times 12.25 \text{ m/s} = 24.5 \text{ m/s}$$

Maka *mass flow rate* CNG yang masuk ke ruang bakar pada pengujian *dual fuel* :

$$\dot{m}_{CNG} = \rho_{CNG} \cdot A_{CNG} \cdot \bar{V}_{CNG}$$

$$\dot{m}_{CNG} = \left(1,198 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(\frac{3.14}{4} \times 0.00362^2\right) \text{m}^2 \times \left(24.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m}_{uCNG} = 0.000302 \text{ kg/s} = 1,0872 \text{ kg/h}$$

4.1.1.3. Perhitungan \dot{m} solar

Untuk menghitung laju massa aliran bahan bakar solar digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \frac{\rho_{\text{solar}} \times \text{volume bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}}$$

dengan :

$$\rho_{\text{solar}} = 815 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Volume bahan bakar} = 25 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\text{Waktu konsumsi bahan bakar} = 291 \text{ s}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \frac{815 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 25 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{291 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_{\text{s.solar}} = 0.000022 \text{ Kg/s} = 0,805 \text{ kg/h}$$

4.1.2. Perhitungan durasi injeksi

$$\text{durasi injeksi} = 70^\circ \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{1500 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times \frac{1000 \text{ msec}}{1 \text{ sec}} = 7,7 \text{ ms}$$

4.1.3. Kandungan energi per siklus

Untuk menghitung kandungan energi per siklus untuk single fuel pada beban 4000 Watt adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} &= 13^\circ \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{1500 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times 0,000294 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 43979 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \\ &= 0,77 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Untuk menghitung kandungan energi per siklus untuk dual fuel pada beban 4000 Watt dengan variasi waktu injeksi 70° CA ATDC dan durasi injeksi 70° CA adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} &= \left(7,7 \text{ ms} \times 47,141 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \times 0,00032 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) \\ &\quad + 13^\circ \times \frac{1 \text{ rev}}{360^\circ} \times \frac{1 \text{ min}}{1500 \text{ revolution}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \times 0,000294 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 43979 \frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \\ &= 1,4 \text{ kJ} \end{aligned}$$

4.1.4. Daya Efektif (Ne)

Daya mesin (Ne) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan daya yang sudah dijelaskan pada bab 2 yaitu

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt dengan data yang dibutuhkan adalah

- Putaran mesin (n) : 1500 rpm
- Tegangan (V) : 220 volt
- Arus (I) : 12.9 ampere
- Cos θ : 1
- η_{mg} : 0,9
- η_t : 0,95

$$Ne_s = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 12.9 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9}$$

$$Ne_s = 4,447 \text{ HP}$$

Daya untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 Watt dengan variasi waktu injeksi 70°CA dan durasi 70°CA adalah

$$Ne_d = \frac{220 \text{ Volt} \cdot 12.7 \text{ Ampere} \cdot 1}{746,3 \cdot 0,95 \cdot 0,9}$$

$$Ne_d = 4,378 \text{ HP}$$

4.1.5. Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Untuk perhitungan torsi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$T = \frac{Ne}{n}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt.

$$T = \frac{Ne}{n}$$

$$T = \frac{4,447 \text{ HP}}{1500 \text{ rpm}} = \frac{4,447 \text{ HP}}{1500 \text{ rpm}} \times \frac{746 \text{ Watt}}{1 \text{ Hp}} \times 9.55 \text{ Nm}$$

$$T = 21.121 \text{ joule} = 21,121 \text{ N.m}$$

Torsi untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 watt dengan variasi waktu injeksi 70⁰CA dan durasi 70⁰CA adalah

$$T = \frac{Ne}{n}$$

$$T = \frac{4,378 \text{ HP}}{1500 \text{ rpm}} = \frac{4,378 \text{ HP}}{1500 \text{ rpm}} \times \frac{746 \text{ Watt}}{1 \text{ Hp}} \times 9.55 \text{ Nm}$$

$$T = 20.793 \text{ joule} = 20,793 \text{ N.m}$$

4.1.6. Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif adalah tekanan yang terjadi pada piston akibat dari proses pembakaran diruang bakar. Besar tekanan ini berubah rubah sepanjang langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

$$\text{BMEP} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{Mt} \cdot z}{10000 \cdot \text{A} \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{Mt}_s \cdot z}{10000 \cdot \text{A} \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot 21,121 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot 2}{10000 \cdot 0,0052783 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_s = 6,434 \text{ kg/cm}^2$$

BMEP untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 watt dengan variasi waktu injeksi 70⁰CA dan durasi 70⁰CA adalah

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{Mt}_d \cdot z}{10000 \cdot \text{A} \cdot l} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = \frac{2 \cdot \pi \cdot 20,793 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot 2}{10000 \cdot 0,0052783 \text{ m}^2 \cdot 0,078 \text{ m}} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$\text{BMEP}_d = 6,211 \text{ kg/cm}^2$$

4.1.7. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Pemakaian bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) HP selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian data yang diambil adalah banyaknya penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar sekian HP maka pemakaian bahan bakar per jam bahan bakar adalah:

$$\text{SFC} = \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}{N_e} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt

$$\text{SFC}_s = \frac{\dot{m}_{\text{solar}}}{N_{e_s}} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_s = \frac{0,805 \text{ kg/h}}{4,845 \text{ HP}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_s = 0,244 \text{ kg/kW} \cdot \text{h}$$

SFC untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 watt variasi waktu injeksi 70 CA dan durasi 70 CA

$$\text{SFC}_d = \frac{\dot{m}_d \text{ solar} + \dot{m}_{\text{CNG}}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_d = \frac{(0,629 + 2,91) \text{ kg/h}}{4,344 \text{ HP}} \times \frac{1 \text{ HP}}{746,3 \text{ watt}} \times \frac{1000 \text{ watt}}{1 \text{ kilo watt}} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h})$$

$$\text{SFC}_d = 1,09, \text{kg/kW} \cdot \text{h}$$

4.1.8. Efisiensi Termal (η_{th})

Effisiensi termal adalah nilai besarnya energi panas yang dimanfaatkan yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar ganda (solar-CNG) maka persamaan yang digunakan adalah:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flowrate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt

$$\eta_{th s} = \frac{Ne_s}{\text{SFC solar} \cdot \text{LHV solar}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = \frac{4,413 \text{ HP}}{0,18244 \frac{\text{kg}}{\text{HP}} \cdot h \cdot 10800 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th s} = 32,55 \%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 watt variasi waktu injeksi 70 CA dan durasi 70 CA.

$$\eta_{th d} = \frac{Ne_d}{\text{SFC solar} \cdot \text{LHV solar} + \text{SFC gas} \cdot \text{LHV solar}} \times 100\%$$

$$\eta_{th d} = \frac{4.344 \text{ HP}}{0,1448 \frac{\text{kg}}{\text{HP}} \cdot h \cdot 10800 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + \frac{0,6716 \text{kg}}{\text{HP}} \cdot h \cdot 11,832 \text{ kcal/kg}} \times 100\%$$

$$\eta_{th d} = 40,797 \%$$

4.1.9. Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)

Rasio udara dan bahan bakar adalah perbandingan antara flow rate udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}}}$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban 4000 watt

$$\text{AFR}_s = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_s}$$

$$\text{AFR}_s = \frac{12,394 \text{ kg/h}}{0,805 \text{ kg/h}}$$

$$\text{AFR}_s = 15,39$$

AFR untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada beban 4000 watt variasi waktu injeksi dan durasi injeksi gas 70⁰ pada beban 1000 adalah :

$$AFR_d = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{d solar} + \dot{m}_{CNG}}$$

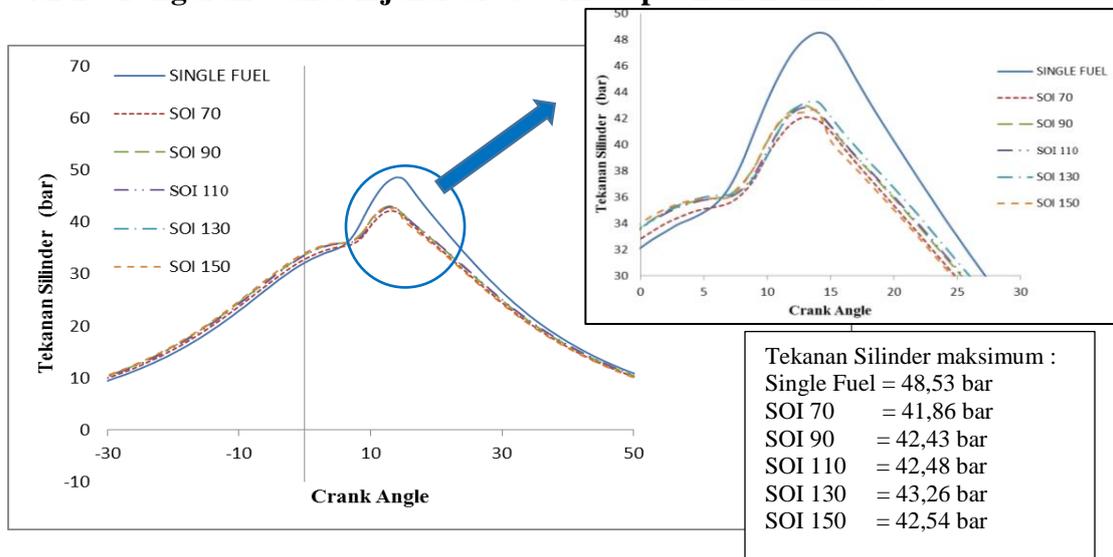
$$AFR_d = \frac{24,95 \text{ kg/h}}{(0,629 + 2,917) \text{ kg/h}}$$

$$AFR_d = 7,034$$

4.2 Analisa Performa Pembakaran

Performa pembakaran yang dianalisa meliputi tekanan silinder dan *heat release rate* yang dihasilkan dengan melakukan pengukuran menggunakan alat *combustion analyzer*.

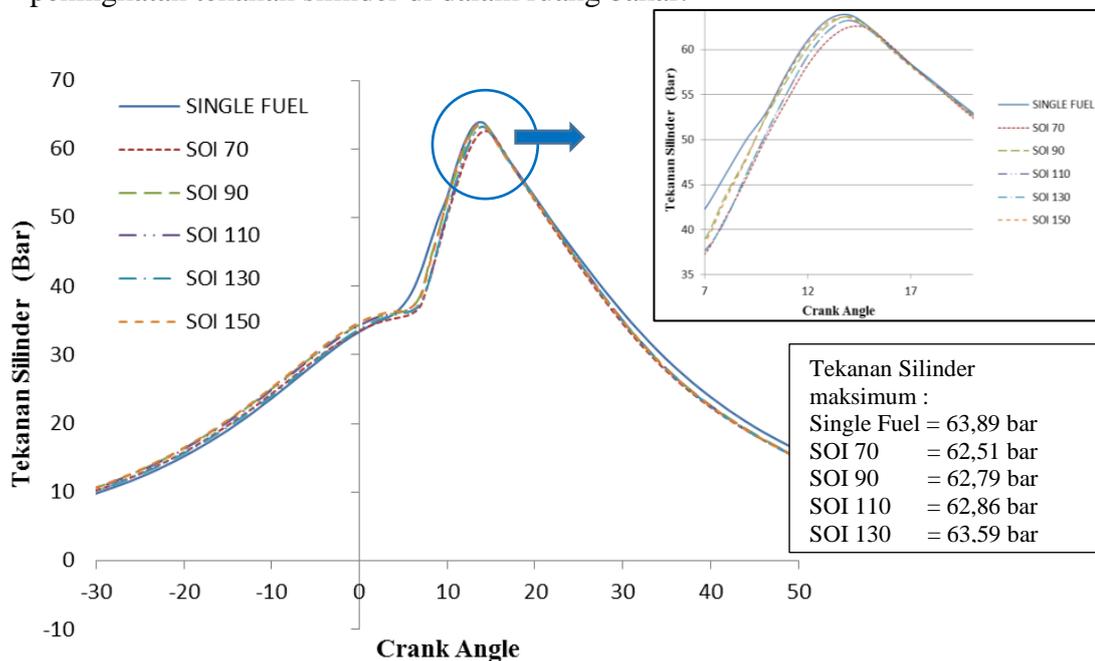
4.2.1. Pengaruh waktu injeksi CNG terhadap tekanan silinder



Gambar 4.1 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Waktu injeksi pada beban 1000 Watt

Pada gambar 4.1 menggambarkan grafik tekanan silinder fungsi *crank angle* terhadap variasi waktu injeksi CNG dengan pengaturan durasi 70°CA pada beban 1000 Watt dengan putaran mesin dijaga konstant sebesar 1500 rpm. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi terjadi penurunan pada beban rendah 1000 Watt. Penurunan paling besar terjadi pada waktu injeksi 70°CA ATDC sebesar 13,74%. Selanjutnya pengaturan waktu injeksi gas yang semakin mundur menjauhi waktu ketika katup hisap terbuka dapat meningkatkan tekanan silinder dibandingkan dengan waktu injeksi 70°CA ATDC. Peningkatan paling optimal terjadi pada pengaturan waktu injeksi 130°CA ATDC sebesar 1,72 %

dibandingkan pada waktu injeksi 70⁰CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan tekanan pada waktu injeksi 150⁰CA ATDC. Penurunan tekanan silinder dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya. Dengan memundurkan waktu injeksi gas CNG memberikan kesempatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar semakin besar sehingga terjadi pembakaran yang lebih baik yang diindikasikan dengan peningkatan tekanan silinder di dalam ruang bakar.

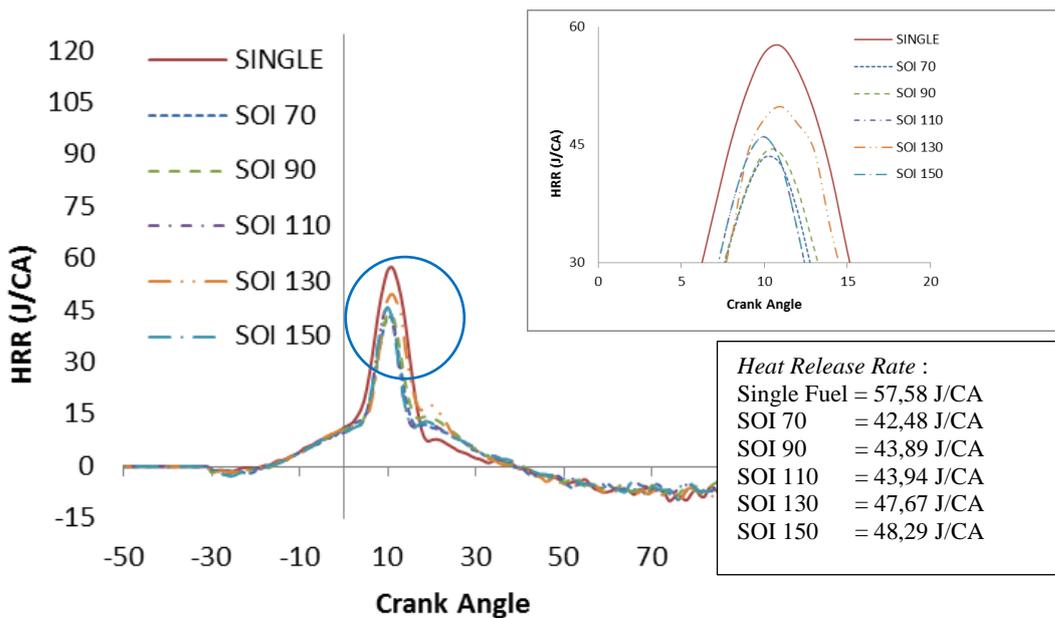


Gambar 4.2 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Waktu injeksi pada beban 4000 Watt

Pada gambar 4.2 menggambarkan grafik tekanan silinder fungsi *crank angle* terhadap variasi waktu injeksi CNG dengan pengaturan durasi 70⁰CA pada beban tinggi 4000 Watt dengan putaran mesin dijaga konstant sebesar 1500 rpm. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder mengalami peningkatan tekanan dibandingkan dengan beban rendah. Pada pengoperasian sistem *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi juga terjadi kenaikan tekanan silinder dibandingkan pada beban rendah. Namun pada beban tinggi 4000 Watt nilai puncak tekanan silinder maksimum sistem dual fuel mendekati nilai puncak tekanan silinder pada *single*. Tetapi pengoperasian sistem *dual fuel* sedikit mengalami penurunan tekanan sebesar 2,15 % dibandingkan *single fuel* pada

waktu injeksi 70°CA ATDC. Selanjutnya terjadi tren yang sama dengan beban rendah 1000 Watt yaitu pengaturan waktu injeksi gas yang semakin mundur menjauhi waktu ketika katup hisap terbuka dapat meningkatkan tekanan silinder dibandingkan dengan waktu injeksi 70°CA ATDC. Peningkatan paling optimal terjadi pada pengaturan waktu injeksi 130°CA ATDC sebesar 1,68 % dibandingkan pada waktu injeksi 70°CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan tekanan pada waktu injeksi 150°CA ATDC. Pada beban tinggi massa bahan bakar solar lebih banyak untuk menjaga putaran mesin tetap konstant. Dengan massa bahan bakar solar yang semakin banyak mengakibatkan bahan bakar CNG juga banyak yang ikut terbakar sehingga nilai tekanan silinder ikut meningkat.

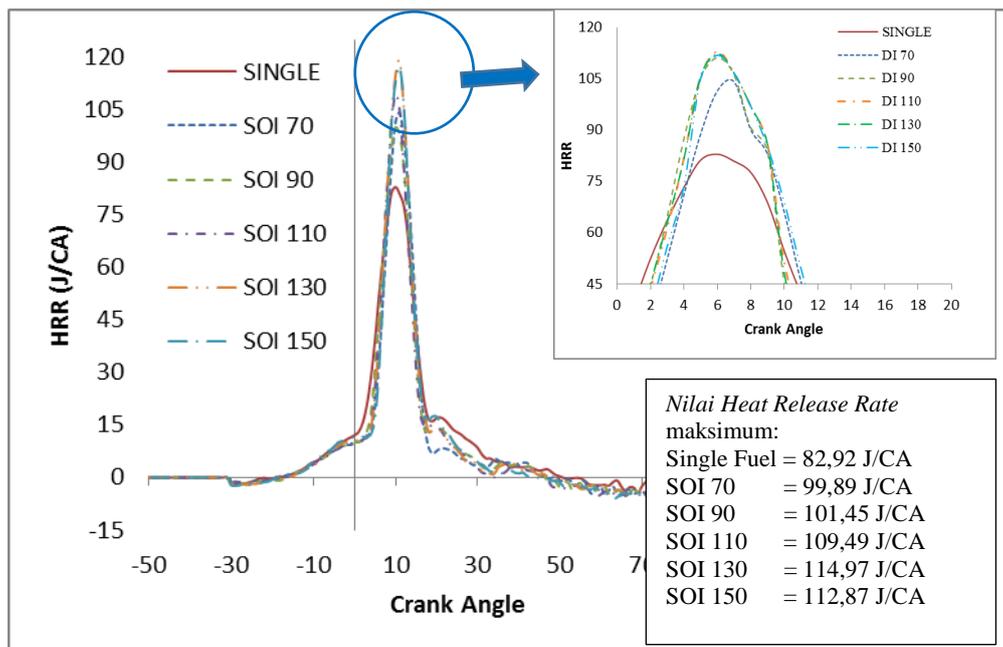
4.2.2. Pengaruh waktu injeksi CNG terhadap Heat Release Rate (HRR)



Gambar 4.3 Grafik HRR dengan variasi Waktu injeksi pada beban 1000 Watt

Pada gambar 4.3 menggambarkan grafik laju pelepasan panas atau biasa disebut dengan heat release rate (HRR) fungsi *crank angle* terhadap variasi waktu injeksi CNG pada durasi injeksi pada beban 1000 Watt dengan variasi waktu injeksi pada durasi injeksi CNG 70°CA . Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi terjadi penurunan pada beban rendah 1000 Watt. Penurunan paling besar terjadi pada waktu injeksi 70°CA ATDC sebesar 23,74%. Selanjutnya pengaturan

waktu injeksi gas yang semakin mundur menjauhi waktu ketika katup hisap terbuka dapat meningkatkan nilai HRR dibandingkan dengan waktu injeksi 70°CA ATDC. Peningkatan paling optimal terjadi pada pengaturan waktu injeksi 130°CA ATDC sebesar 8,63 % dibandingkan pada waktu injeksi 70°CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan nilai HRR pada waktu injeksi 150°CA ATDC. Penurunan nilai HRR dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya. Dengan memundurkan waktu injeksi gas CNG memberikan kesempatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar semakin besar sehingga terjadi pembakaran yang lebih baik yang diindikasikan dengan peningkatan nilai HRR di dalam ruang bakar.



Gambar 4.4 Grafik HRR dengan variasi Waktu injeksi pada beban 4000 Watt

Pada gambar 4.4 menggambarkan grafik HRR fungsi *crank angle* terhadap variasi waktu injeksi CNG pada durasi injeksi pada beban 4000 Watt dengan variasi waktu injeksi pada durasi CNG 70°CA . Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi terjadi peningkatan pada beban tinggi 4000 Watt. Semakin mengatur waktu injeksi lebih mundur meningkatkan nilai HRR. Peningkatan paling optimal terjadi pada waktu injeksi 130°CA ATDC sebesar 27,87%.

Selanjutnya terjadi penurunan nilai HRR pada waktu injeksi 150°CA ATDC. Peningkatan nilai HRR dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya pada beban tinggi 4000 Watt tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya. Dengan memundurkan waktu injeksi gas CNG memberikan kesempatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar semakin besar sehingga terjadi pembakaran yang lebih baik yang diindikasikan dengan peningkatan nilai HRR di dalam ruang bakar.

4.2.3. Pengaruh waktu injeksi CNG terhadap Ignition Delay dan Durasi Pembakaran

Ignition delay adalah parameter yang mempengaruhi dari awal hingga akhir proses pembakaran, oleh karena itu dapat mempengaruhi performa dan emisi yang dihasilkan dari suatu mesin. Waktu dari mulai periode awal injeksi solar (*start of injection*), sampai tahap pembakaran (*Start of combustion*). Pada mesin diesel terdapat tenggang waktu antara sejak dimulainya injeksi solar, kemudian meningkatnya tekanan dan temperatur hingga kondisi tertentu karena adanya gerakan menekan dari piston sehingga campuran udara dan bahan bakar solar di dalam ruang bakar mengalami titik api mula-mula dan campuran terbakar (Heywood, 1988). Perhitungan *ignition delay* dan durasi pembakaran dapat diukur melalui grafik *heat release rate* waktu dari mulai periode injeksi solar θ_{inj} , hingga lintasan grafik laju pelepasan panas yang menanjak tajam (θ_{ig}). Begitu juga dengan perhitungan durasi pembakaran dapat dihitung melalui grafik *heat release rate*. Durasi pembakaran dimulai dari puncak pembakaran hingga berakhirnya pembakaran yang ditandai dengan nilai kalor yang habis, yaitu pada titik nol yang menunjukkan nilai kalor adalah nol

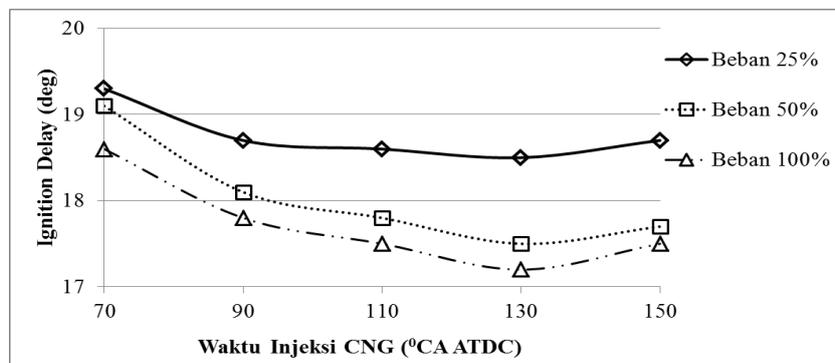
Pada tabel 4.1 menunjukkan nilai *ignition delay* dan durasi pembakaran dengan berbagai beban yang dibandingkan dengan *single fuel* dan berbagai variasi waktu injeksi pada diesel *dual fuel*. Dapat diamati nilai dari tabel bahwa *ignition delay* dari *single fuel* lebih cepat hingga 17,74% pada full beban dibandingkan dengan diesel *dual fuel*. Hal ini terjadi karena pada diesel *dual fuel* ditambahkan gas CNG sehingga campuran bahan bakar lebih kaya, udara pembakaran lebih sedikit dan *ignition delay* terjadi lebih lama. Pada *single fuel* udara pembakaran

lebih banyak yang beroksidasi dengan diesel fuel sehingga ignition delay menjadi lebih cepat pada single fuel.

Tabel 4.1. Nilai ignition delay dan durasi Pembakaran

Variasi Waktu injeksi	Ignition delay			Durasi Pembakaran		
	25%	50%	100%	25%	50%	100%
Single	16,8	16,3	15,3	41,7	43	51
70	19,3	19,1	18,6	39	41	46,8
90	18,7	18,1	17,8	38,1	40	45,5
110	18,6	17,8	17,5	36,5	39	44,2
130	18,5	17,5	17,2	34,2	37	41
150	18,7	17,7	17,5	35	38	42,5

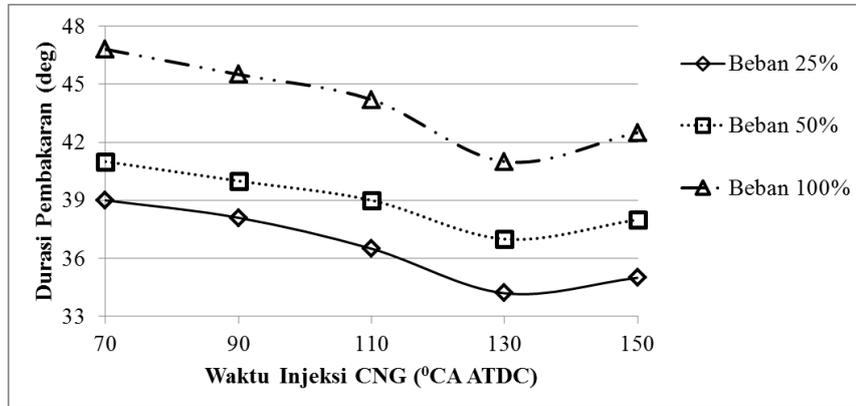
Pada tabel 4.1 dapat diamati bahwa durasi pembakaran pada single fuel terjadi lebih lama hingga 8,97% pada full beban dibandingkan dengan diesel dual fuel. hal ini terjadi karena pembakaran pada single fuel lebih banyak diesel fuel yang terbakar. Diesel fuel memiliki rantai karbon yang lebih panjang dengan rumus $C_{16}H_{34}$ dibandingkan dengan gas methana dengan rumus kimia CH_4 . Pada diesel dual fuel bahan bakar diesel fuel berkurang karena digantikan oleh gas CNG yang memiliki sebuah rantai karbon CH_4 sehingga durasi pembakaran berlangsung lebih lama.



Gambar 4.5 Grafik Ignition delay fungsi waktu injeksi CNG

Pada gambar 4.5 menunjukkan grafik ignition delay fungsi waktu injeksi CNG. Dari grafik dapat diamati bahwa semakin bertambahnya beban menunjukkan ignition delay lebih cepat. Hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban juga menambah bahan bakar diesel fuel sehingga ignition delay menjadi lebih cepat. Dengan memundurkan waktu injeksi CNG menunjukkan ignition delay yang semakin cepat hingga 9,36%. Hal ini terjadi

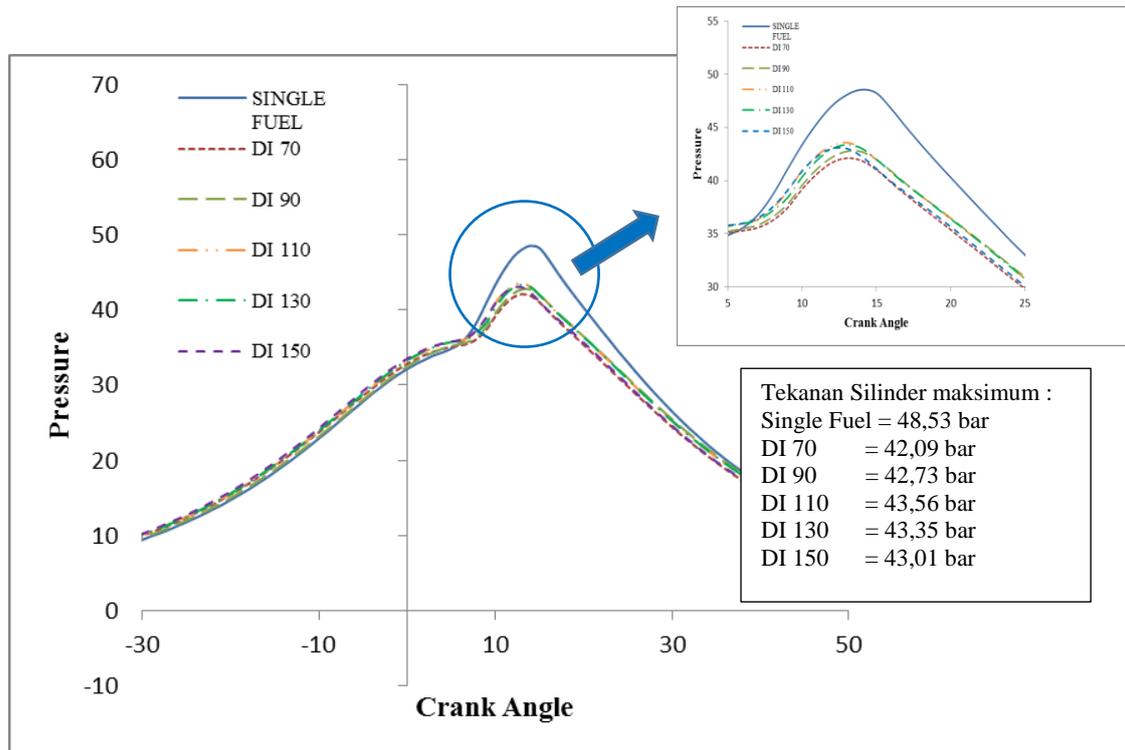
karena dengan memundurkan waktu injeksi gas CNG memberikan kesempatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar menjadi lebih banyak sehingga proses oksidasi menjadi lebih cepat antara udara dan bahan bakar.



Gambar 4.6 Grafik durasi pembakaran fungsi waktu injeksi CNG

Pada gambar 4.6 menunjukkan grafik durasi pembakaran fungsi waktu injeksi CNG. Dari grafik menunjukkan bahwa semakin bertambahnya beban menunjukkan durasi pembakaran pada diesel dual fuel terjadi lebih lama. Hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban lebih banyak diesel fuel yang terbakar. Diesel fuel memiliki rantai karbon yang lebih panjang dengan rumus $C_{16}H_{34}$ sehingga durasi pembakaran berlangsung lebih lama. Dengan mengatur waktu injeksi gas CNG yang semakin mundur mengakibatkan durasi pembakaran semakin cepat hingga 14,15% pada full beban waktu injeksi 130° CA ATDC. Hal ini terjadi karena dengan memundurkan waktu injeksi mengakibatkan udara yang masuk ke dalam ruang bakar lebih banyak. Proses pembakaran udara dan bahan bakar lebih mudah sehingga proses oksidasi lebih cepat. Proses oksidasi yang lebih cepat mengakibatkan proses pembakaran menjadi lebih cepat dan banyak gas metana yang terbakar. Tetapi sebuah rantai karbon gas metana menjadikan durasi pembakaran lebih cepat.

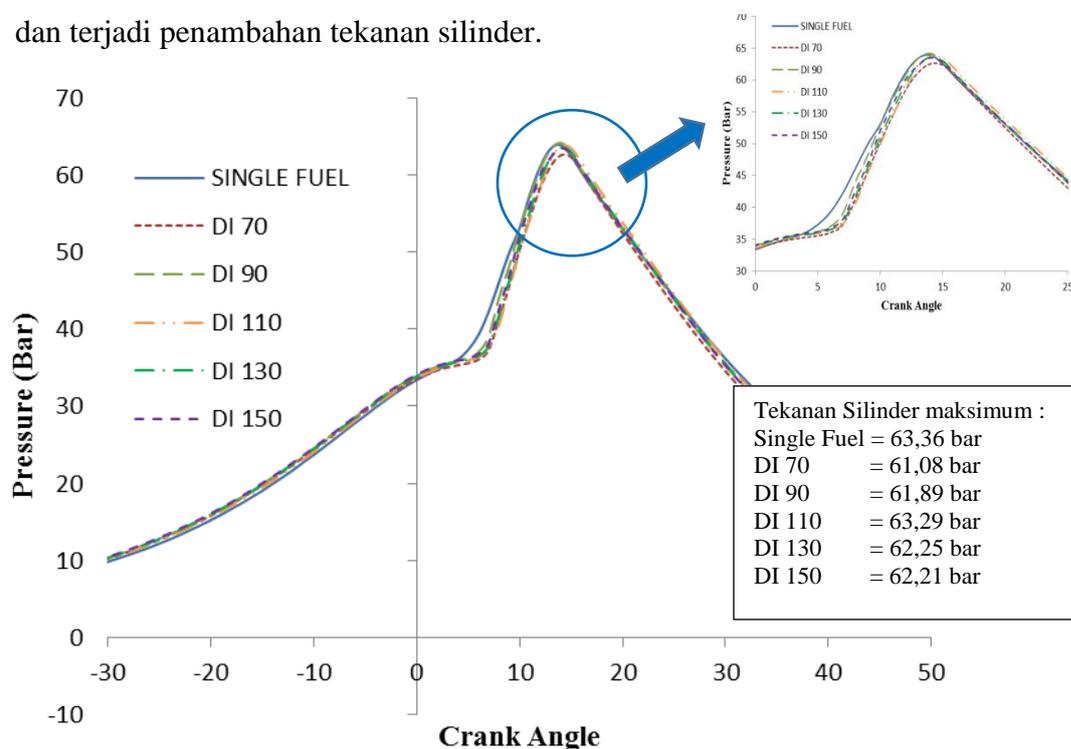
4.2.4. Pengaruh Durasi injeksi CNG terhadap tekanan silinder



Gambar 4.5 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Durasi pada beban 1000 Watt

Pada gambar 4.5 menggambarkan grafik tekanan silinder fungsi *crank angle* terhadap variasi durasi injeksi CNG dengan pengaturan waktu injeksi 70°CA pada beban 1000 Watt dengan putaran mesin dijaga konstant sebesar 1500 rpm. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi durasi injeksi terjadi penurunan pada beban rendah 1000 Watt. Penurunan paling besar terjadi pada durasi injeksi 70°CA ATDC sebesar 12,36% terhadap *single fuel*. Selanjutnya pengaturan durasi injeksi gas yang semakin lama dapat meningkatkan tekanan silinder dibandingkan dengan durasi injeksi 70°CA ATDC. Peningkatan durasi injeksi paling optimal terjadi pada pengaturan waktu injeksi 110°CA ATDC sebesar 3,04% dibandingkan pada waktu injeksi 70°CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan tekanan ketika menambah durasi injeksi gas CNG. Penurunan tekanan silinder dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya. Dengan menambah durasi injeksi gas CNG

dapat meningkatkan massa bahan bakar CNG sehingga jumlah energi meningkat dan terjadi penambahan tekanan silinder.

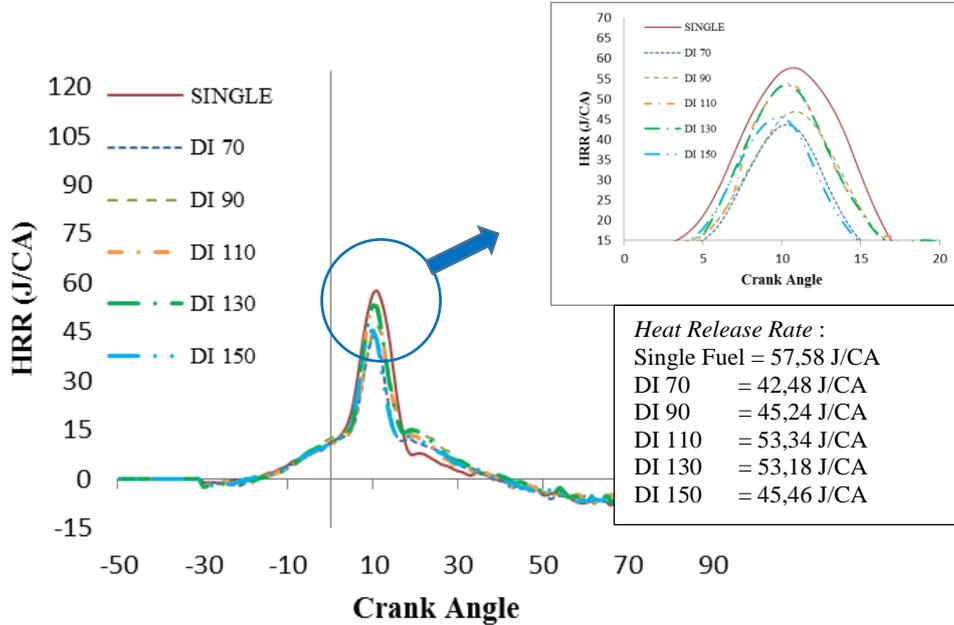


Gambar 4.6 Grafik Tekanan silinder dengan variasi Durasi pada beban 4000 Watt

Pada gambar 4.6 menggambarkan grafik tekanan silinder fungsi *crank angle* terhadap variasi durasi injeksi CNG dengan pengaturan durasi 70⁰CA pada beban tinggi 4000 Watt dengan putaran mesin dijaga konstant sebesar 1500 rpm. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa tekanan silinder mengalami peningkatan tekanan dibandingkan dengan beban rendah. Pengoperasian sistem *dual fuel* sedikit mengalami penurunan tekanan sebesar 3,59 % dibandingkan *single fuel* pada durasi injeksi 70⁰CA ATDC. Selanjutnya terjadi tren yang sama dengan beban rendah 1000 Watt yaitu pengaturan waktu injeksi gas yang semakin mundur menjauhi waktu ketika katup hisap terbuka dapat meningkatkan tekanan silinder dibandingkan dengan durasi injeksi 70⁰CA ATDC. Peningkatan paling optimal terjadi pada pengaturan durasi injeksi 110⁰CA ATDC sebesar 3,48 % dibandingkan pada waktu injeksi 70⁰CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan tekanan pada durasi injeksi 150⁰CA ATDC. Pada beban tinggi massa bahan bakar solar lebih banyak untuk menjaga putaran mesin tetap konstant. Dengan massa

bahan bakar solar yang semakin banyak mengakibatkan bahan bakar CNG juga banyak yang ikut terbakar sehingga nilai tekanan silinder ikut meningkat.

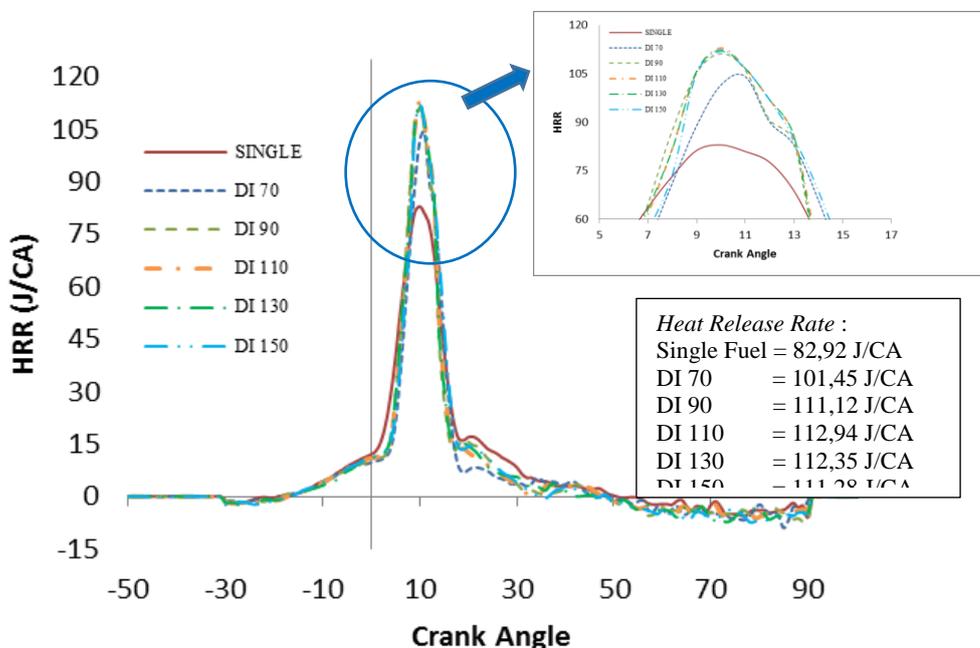
4.2.5. Pengaruh Durasi injeksi CNG terhadap Heat Release Rate (HRR)



Gambar 4.7 Grafik HRR dengan variasi durasi injeksi pada beban 1000 Watt

Pada gambar 4.7 menggambarkan grafik laju pelepasan panas atau biasa disebut dengan heat release rate (HRR) fungsi *crank angle* terhadap variasi waktu injeksi CNG pada durasi injeksi pada beban 1000 Watt dengan variasi durasi injeksi pada waktu injeksi CNG 70⁰CA. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa nilai HRR pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi terjadi penurunan pada beban rendah 1000 Watt. Penurunan paling besar terjadi pada waktu injeksi 70⁰CA ATDC sebesar 24,62%. Selanjutnya pengaturan durasi injeksi gas yang semakin lama meningkatkan nilai HRR dibandingkan dengan durasi injeksi 70⁰CA. Peningkatan paling optimal terjadi pada pengaturan waktu injeksi 110⁰CA ATDC sebesar 17,26 % dibandingkan pada waktu injeksi 70⁰CA ATDC. Selanjutnya terjadi penurunan nilai HRR pada waktu injeksi 150⁰CA ATDC. Penurunan nilai HRR dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya.

Dengan menambah durasi injeksi gas CNG meningkatkan massa bahan bakar CNG sehingga jumlah energi meningkat dan terjadi penambahan tekanan silinder.



Gambar 4.7 Grafik HRR dengan variasi durasi injeksi pada beban 1000 Watt

Pada gambar 4.7 menggambarkan grafik HRR fungsi *crank angle* terhadap variasi durasi injeksi pada beban 4000 Watt dengan waktu injeksi CNG 70⁰CA. Dari gambar grafik tersebut dapat diamati bahwa nilai HRR pada pengoperasian *dual fuel* dengan semua variasi waktu injeksi terjadi peningkatan pada beban tinggi 4000 Watt. Semakin mengatur durasi injeksi lebih lama meningkatkan nilai HRR. Peningkatan paling optimal terjadi pada waktu injeksi 110⁰CA ATDC sebesar 36,19%. Selanjutnya terjadi penurunan nilai HRR pada waktu injeksi 150⁰CA ATDC. Peningkatan nilai HRR dengan pengoperasian *dual fuel* terjadi karena adanya pada beban tinggi 4000 Watt tambahan gas CNG ke dalam ruang bakar sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit dan terjadi campuran bahan bakar kaya. Dengan memundurkan waktu injeksi gas CNG memberikan kesempatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar semakin besar sehingga terjadi pembakaran yang lebih baik yang diindikasikan dengan peningkatan nilai HRR di dalam ruang bakar.

4.2.6. Pengaruh Durasi injeksi CNG terhadap Ignition Delay dan Durasi Pembakaran

Ignition delay adalah parameter yang mempengaruhi dari awal hingga akhir proses pembakaran, oleh karena itu dapat mempengaruhi performa dan emisi yang dihasilkan dari suatu mesin. Waktu dari mulai periode awal injeksi solar (*start of injection*), sampai tahap pembakaran (*Start of combustion*). Pada mesin diesel terdapat tenggang waktu antara sejak dimulainya injeksi solar, kemudian meningkatnya tekanan dan temperatur hingga kondisi tertentu karena adanya gerakan menekan dari piston sehingga campuran udara dan bahan bakar solar di dalam ruang bakar mengalami titik api mula-mula dan campuran terbakar (Heywood, 1988). Perhitungan *ignition delay* dan durasi pembakaran dapat diukur melalui grafik *heat release rate* waktu dari mulai periode injeksi solar θ_{inj} , hingga lintasan grafik laju pelepasan panas yang menanjak tajam θ_{ig}). Begitu juga dengan perhitungan durasi pembakaran dapat dihitung melalui grafik *heat release rate*. Durasi pembakaran dimulai dari puncak pembakaran hingga berakhirnya pembakaran yang ditandai dengan nilai kalor yang habis, yaitu pada titik nol yang menunjukkan nilai kalor adalah nol

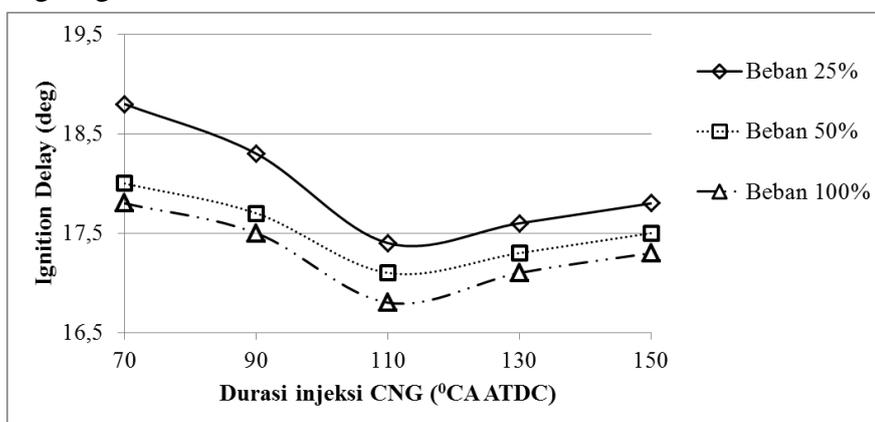
Tabel 4.2. Nilai ignition delay dan durasi Pembakaran

Variasi durasi injeksi	Ignition delay (deg)			Durasi Pembakaran (deg)		
	25%	50%	100%	25%	50%	100%
Single	16,7	16,2	15,1	40,7	41,3	47
70	18,8	18,0	17,8	40	40	44,8
90	18,3	17,7	17,5	39,1	39,7	42,2
110	17,4	17,1	16,8	36,5	38	34,3
130	17,6	17,3	17,1	38,2	39,2	34,7
150	17,8	17,5	17,3	38,8	39,4	35

Pada tabel 4.2 menunjukkan nilai ignition delay dan durasi pembakaran dengan berbagai beban yang dibandingkan dengan *single fuel* dan berbagai variasi waktu injeksi pada diesel dual fuel. Dapat diamati nilai dari tabel bahwa ignition delay dari single fuel lebih cepat hingga 11,25% pada full beban dibandingkan dengan diesel dual fuel. Hal ini terjadi karena pada diesel dual fuel ditambahkan gas CNG sehingga campuran bahan bakar lebih kaya, udara pembakaran lebih sedikit dan ignition delay terjadi lebih lama. Pada single fuel udara pembakaran

lebih banyak yang beroksidasi dengan diesel fuel sehingga ignition delay menjadi lebih cepat pada single fuel.

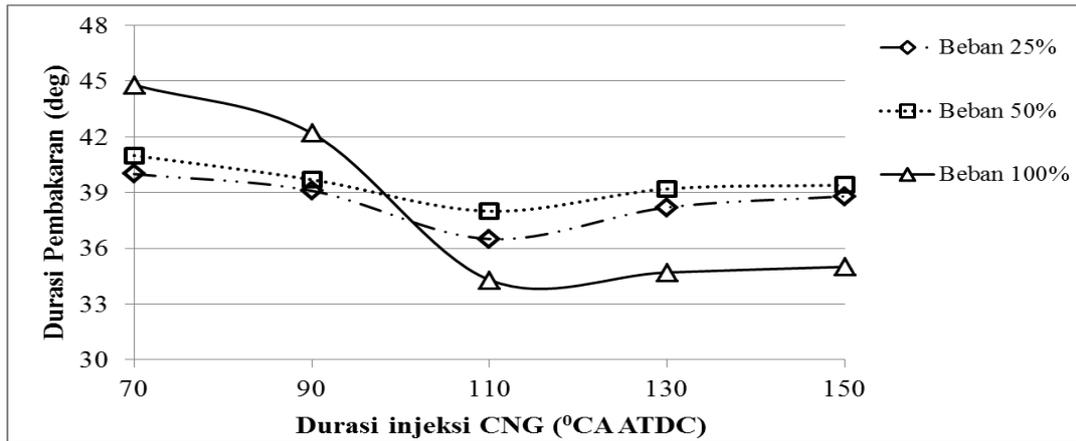
Pada tabel 4.2 dapat diamati bahwa durasi pembakaran pada single fuel terjadi lebih lama hingga 27,02% pada full beban dibandingkan dengan diesel dual fuel. hal ini terjadi karena pembakaran pada single fuel lebih banyak diesel fuel yang terbakar. Diesel fuel memiliki rantai karbon yang lebih panjang dengan rumus $C_{16}H_{34}$ dibandingkan dengan gas methana dengan rumus kimia CH_4 . Pada diesel dual fuel bahan bakar diesel fuel berkurang karena digantikan oleh gas CNG yang memiliki sebuah rantai karbon CH_4 sehingga durasi pembakaran berlangsung lebih lama.



Gambar 4.8 Grafik Ignition delay fungsi waktu injeksi CNG

Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik ignition delay fungsi durasi injeksi CNG. Dari grafik dapat diamati bahwa semakin bertambahnya beban menunjukkan ignition delay lebih cepat. Hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban juga menambah bahan bakar diesel fuel sehingga ignition delay menjadi lebih cepat. Dengan menambah durasi waktu injeksi CNG menunjukkan ignition delay yang semakin cepat hingga 5,95% pada full beban durasi 110^0 CA. Hal ini terjadi karena dengan menambah durasi injeksi gas CNG memberikan energi yang lebih besar ke dalam ruang bakar sehingga ignition delay terjadi lebih cepat.

Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik durasi pembakaran fungsi durasi injeksi CNG. Dari grafik menunjukkan bahwa semakin bertambahnya beban menunjukkan durasi pembakaran pada diesel dual fuel terjadi lebih lama. hal ini terjadi karena dengan bertambahnya beban lebih banyak diesel fuel yang terbakar.

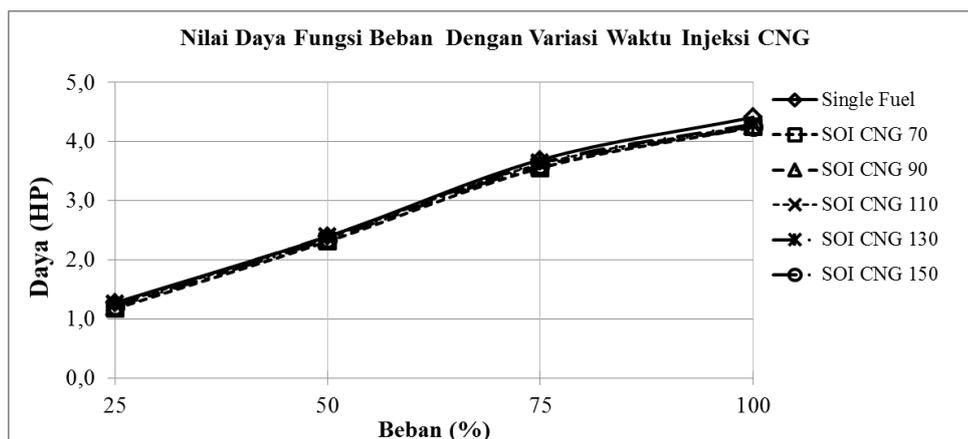


Gambar 4.6 Grafik durasi pembakaran fungsi waktu injeksi CNG

Diesel fuel memiliki rantai karbon yang lebih panjang dengan rumus $C_{16}H_{34}$ sehingga durasi pembakaran berlangsung lebih lama. Dengan menambah durasi injeksi gas CNG mengakibatkan durasi pembakaran semakin cepat hingga 27,02% pada full beban durasi injeksi 110^0 CA. Hal ini terjadi karena dengan menambah durasi injeksi mengakibatkan bahan bakar CNG yang masuk lebih banyak ke ruang bakar sehingga durasi pembakaran menjadi lebih pendek. Senyawa kimia CNG atau gas methana hanya memiliki sebuah atom karbon sehingga proses pembakaran memiliki durasi yang lebih cepat.

4.3. Analisa Performansi Mesin

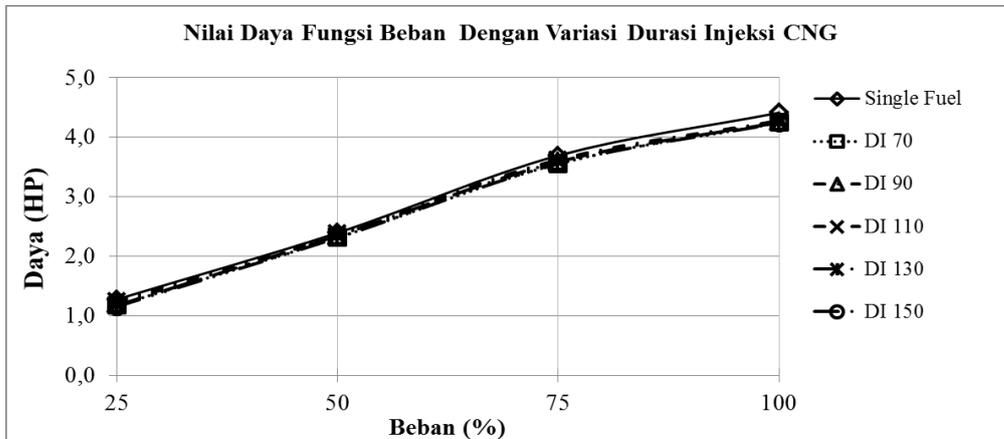
4.3.1. Analisa Daya Efektif (Ne)



Gambar 4.8 Grafik daya fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

Daya merupakan kemampuan engine untuk menghasilkan kerja tiap satuan waktu. Selain itu daya juga bisa didefinisikan dengan kemampuan

mesin mengatasi beban yang diberikan, yang dalam penelitian ini digunakan untuk membangkitkan listrik pada generator.



Gambar 4.9 Grafik daya fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

Dari Gambar 4.8 dan 4.9 diatas terlihat bahwa daya yang dihasilkan meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan. Hal ini dikarenakan untuk mengatasi beban yang semakin besar dan membuat putaran motor konstan, maka bahan bakar yang diinjeksikan semakin banyak, sehingga pembakaran yang terjadi lebih besar. Pembakaran yang besar mengakibatkan naiknya daya.

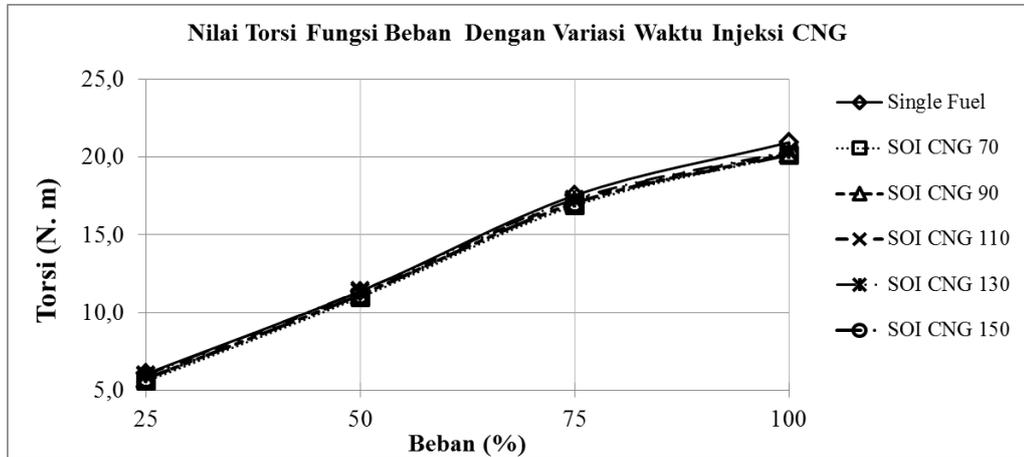
Dari Gambar 4.8 dan 4.9 relatif tidak terjadi perubahan daya yang dihasilkan masing-masing variasi durasi injeksi bahan bakar CNG. Hal ini terlihat dari adanya grafik yang saling berhimpitan dan kecilnya persentase selisih rata-rata kenaikan atau penurunan dari daya yang dihasilkan masing-masing variasi waktu injeksi dan durasi CNG. Hal ini dapat terjadi karena pada pengoperasian *dual fuel*, putaran mesin dijaga konstan untuk mendapatkan tegangan listrik yang stabil, dengan mengatur jumlah pasokan laju alir minyak solar dengan mekanisme *governor* . laju alir massa bahan bakar gas yang masuk dijaga konstan sesuai dengan tekanan yang diatur melalui tekanan keluar pada pressure regulator sebesar 2,5 bar.

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{746,3 \times \eta_{mg} \times \eta_t}$$

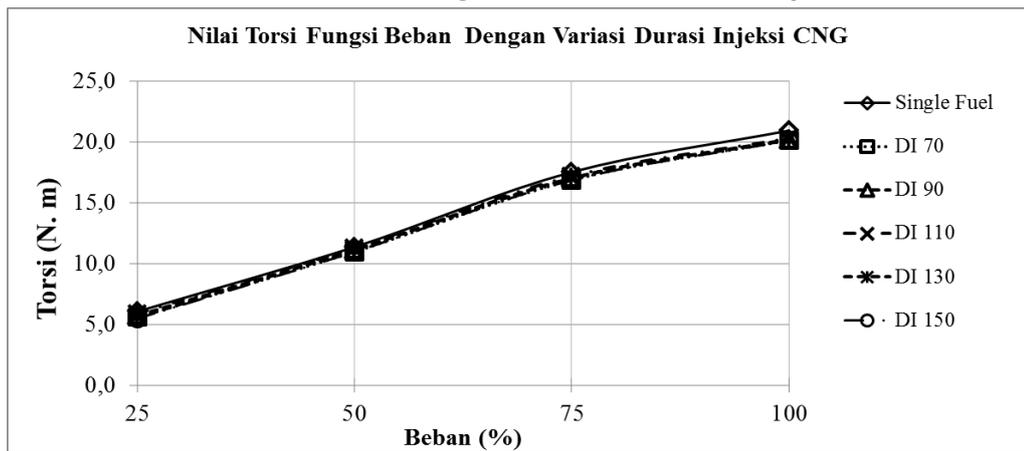
Dari perumusan di atas, apabila tegangan, $\cos \theta$, η_{mg} , dan η_t bernilai tetap, maka nilai daya (Ne) akan sebanding dengan nilai arus listrik (I). Dengan

demikian, semakin bertambahnya beban mengakibatkan arus listrik naik yang diikuti dengan naiknya nilai daya (Ne).

4.3.2. Analisa Torsi



Gambar 4.10 Grafik torsi fungsi beban variasi waktu injeksi CNG



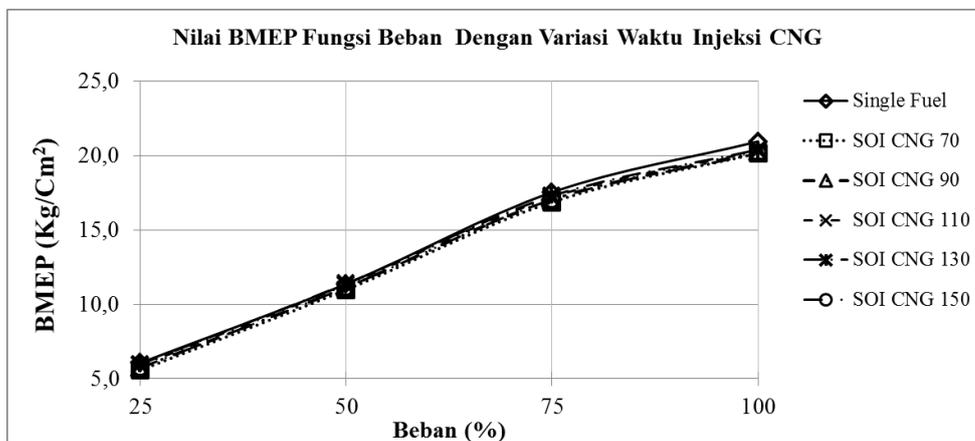
Gambar 4.11 Grafik torsi fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

Torsi adalah kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Dari Gambar 4.10 dan 4.11 diatas terlihat bahwa nilai torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan beban maka terjadi penambahan konsumsi bahan bakar pada engine. Penambahan bahan bakar tersebut dimaksudkan untuk mengatasi beban dan menjaga putaran engine tetap konstan, sehingga terjadi pembakaran yang lebih besar. Energi kalor bahan bakar yang diubah menjadi energi mekanik juga bertambah besar, yang merupakan representasi gaya dorong pada piston. Bila

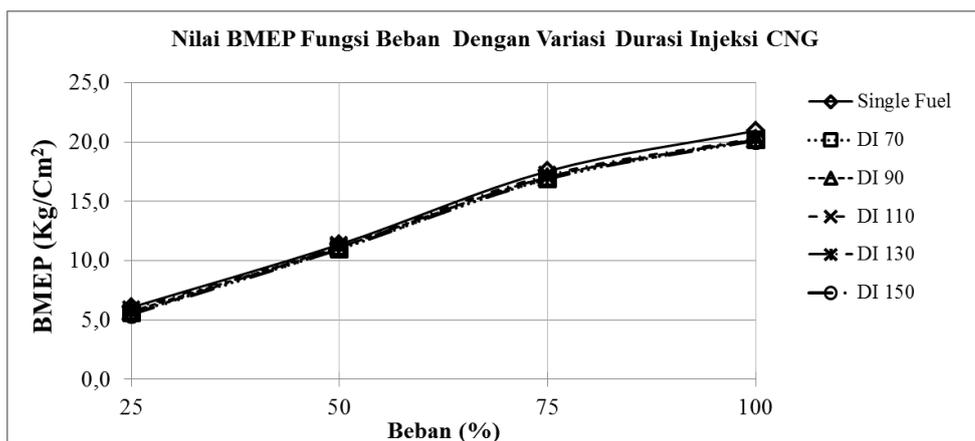
gaya dorong pada piston besar, maka torsi juga akan besar. Dari Gambar 4.10 dan 4.11 diatas relatif tidak terjadi perbedaan yang signifikan dari torsi yang dihasilkan masing-masing variasi waktu injeksi dan durasi CNG. Hal ini terlihat dari adanya grafik yang saling berhimpitan dan kecilnya persentase selisih dari rata-rata kenaikan atau penurunan torsi yang dihasilkan masing-masing variasi konstanta pegas dan tekanan bahan bakar.

4.3.3. Analisa Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Tekanan efektif rata-rata merupakan tekanan tetap teoritis yang bekerja sepanjang langkah volume piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.



Gambar 4.12 Grafik BMEP fungsi beban variasi waktu injeksi CNG



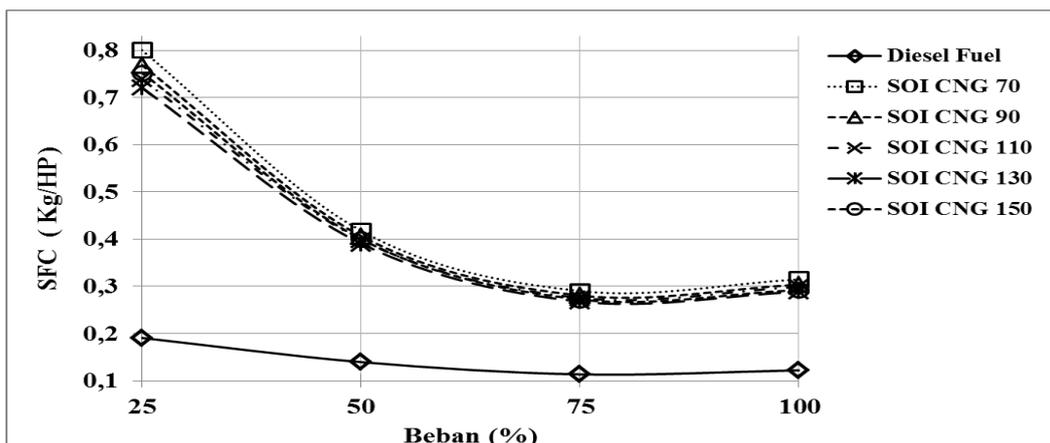
Gambar 4.13 Grafik BMEP fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

Dari Gambar 4.12 dan 4.13 di atas terlihat bahwa besarnya bmep meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diberikan, hal ini disebabkan

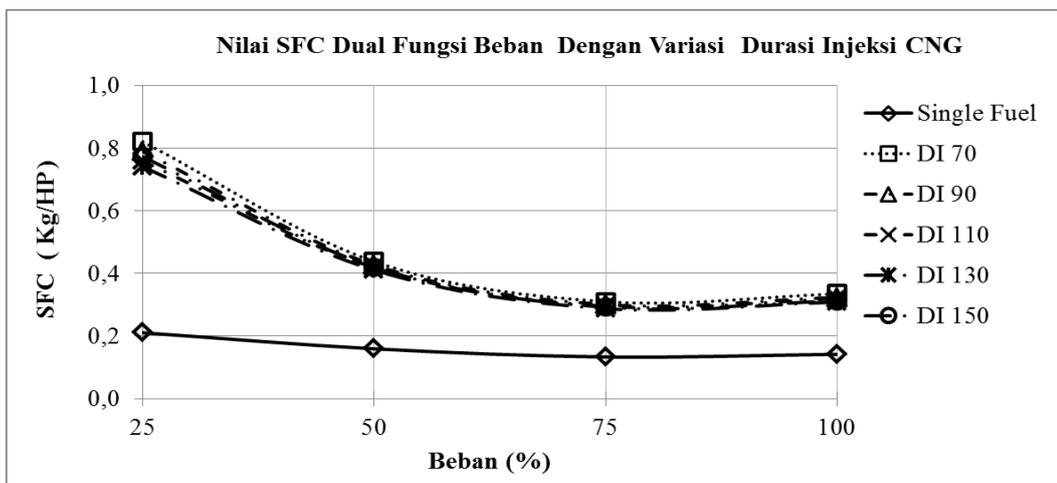
karena jumlah pasokan bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar yang semakin besar, sehingga pembakaran yang terjadi semakin besar, yang merupakan kompensasi untuk menjaga putaran engine konstan. Secara umum Grafik bmep terlihat mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban.

4.3.4. Analisa Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan daya dalam waktu satu jam. Besar atau kecilnya Sfc ditentukan oleh sempurna atau tidaknya campuran bahan bakar dan udara yang terbakar di dalam ruang bakar, karena semakin sempurna pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menghasilkan daya yang semakin besar pula. Sfc merupakan representasi keefektifan mesin dalam mengkonsumsi bahan bakar.

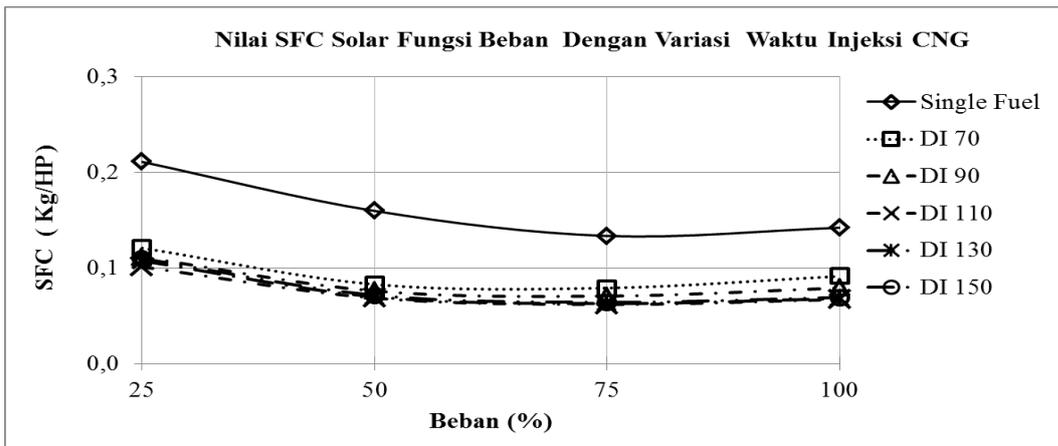


Gambar 4.14 Grafik SFC dual fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

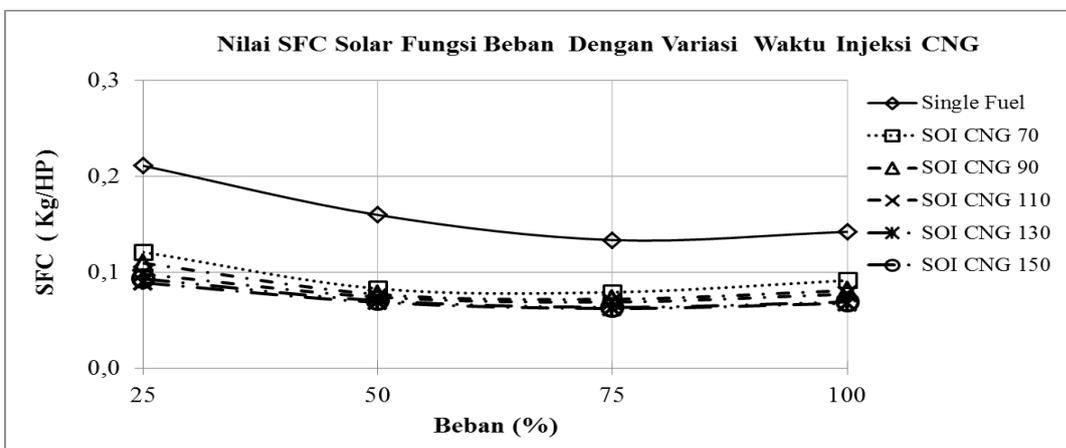


Gambar 4.15 Grafik SFC dual fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

Dari grafik SFC variasi waktu injeksi dan durasi injeksi dapat diamati bahwa semakin bertambahnya beban mengakibatkan nilai SFC menurun hingga pada beban 3000 Watt. Selanjutnya SFC mengalami sedikit kenaikan karena campuran kaya akibat minyak solar yang tidak terbakar sempurna sehingga energi yang dikonversi menjadi daya semakin kecil. Apabila diambil suatu kondisi dari beban listrik, maka dapat diamati bahwa terlihat pengaruh pada setiap variasi waktu dan durasi injeksi.



Gambar 4.14 Grafik SFC Solar fungsi beban variasi durasi injeksi CNG



Gambar 4.15 Grafik SFC Solar fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

Pada grafik 4.14 variasi waktu injeksi terjadi penurunan nilai SFC seiring dengan semakin mundurnya waktu injeksi. Penurunan nilai SFC paling tinggi terdapat pada SOI 130⁰CA ATDC sebesar 33,72%. Hal ini terjadi karena dengan memundurkan waktu injeksi CNG dapat meningkatkan laju alir massa udara di dalam ruang bakar karena udara terlebih dahulu memenuhi ruang bakar kemudian gas CNG diinjeksikan. Hal ini mempengaruhi peningkatan pasokan oksigen yang

diperlukan untuk proses oksidasi pilot *fuel* solar sehingga mempercepat *ignition delay periode* pada proses pembakaran. Selanjutnya pada grafik 4.16 dan 4.17 untuk variasi penambahan durasi injeksi CNG, semakin meningkatnya durasi injeksi CNG mengakibatkan energi di dalam ruang bakar semakin besar, dimana CNG memiliki nilai kalor CNG sebesar 47,141 kJ/kg, sedangkan nilai kalor minyak solar sebesar 45,519 kJ/kg. Untuk memproduksi energi dengan putaran konstant 1500 rpm, maka laju energi yang diperlukan dari minyak solar semakin sedikit.

$$SFC_d = \frac{\dot{m}_{d \text{ solar}} + \dot{m}_{CNG}}{Ne_d} \quad (\text{kg/kW.h})$$

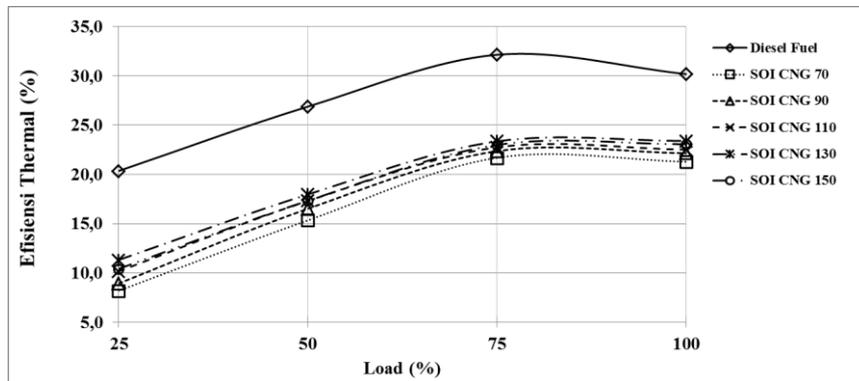
Rumusan di atas adalah untuk mencari nilai SFC *dual fuel*. Berdasarkan rumusan di atas total laju alir bahan bakar pada pengoperasian *dual fuel* lebih tinggi dibandingkan dengan *single fuel*. Untuk pengoperasian *dual fuel*, nilai laju alir massa CNG adalah konstan sedangkan laju alir minyak solar semakin turun seiring dengan penambahan nilai durasi injeksi gas. Oleh karena itu nilai SFC semakin menurun dengan penambahan durasi injeksi gas CNG.

4.3.5. Analisa efisiensi termal

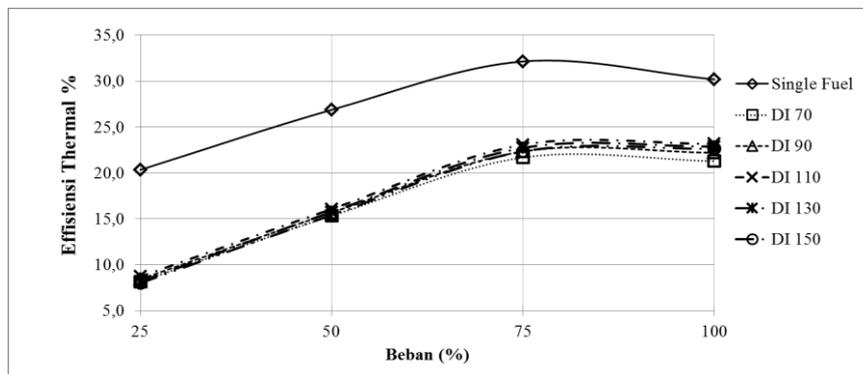
Pada grafik efisiensi termal dapat kita lihat bahwa terdapat hubungan antara *sfc* dengan nilai efisiensi termal yang dihasilkan. Pada saat *sfc* turun hingga nilai minimal maka efisiensi termal naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya efisiensi termal maka semakin banyak bahan bakar yang dapat dikonversi selama proses pembakaran menjadi daya yang dikeluarkan melalui poros mesin. Saat nilai *sfc* naik kembali maka nilai efisiensi termal turun yang mengindikasikan semakin banyak bahan bakar yang terbuang bersama gas sisa pembakaran karena tidak dapat dikonversi menjadi daya mesin pada saat proses pembakaran berlangsung di ruang bakar.

Pada grafik 4.16 dan 4.17 variasi waktu dan durasi injeksi mengakibatkan nilai efisiensi termal menurun paling tinggi sebesar 34,66 % dibandingkan *single fuel*. Hal ini terjadi karena pada pengoperasian *dual fuel*, bahan bakar yang masuk sebagai energi input lebih besar pada beban yang sama. Pada grafik juga

menunjukkan peningkatan efisiensi thermal seiring dengan meningkatnya beban sampai pada nilai maksimum, kemudian menurun.



Gambar 4.16 Grafik efisiensi termal fungsi beban variasi waktu injeksi CNG



Gambar 4.17 Grafik efisiensi termal fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

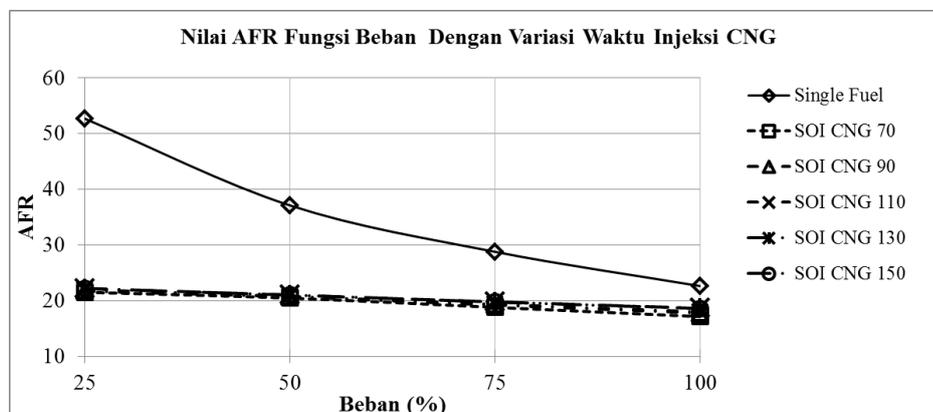
Pada grafik 4.16 dan 4.17 variasi waktu dan durasi injeksi mengakibatkan nilai efisiensi termal menurun paling tinggi sebesar 34,66 % dibandingkan *single fuel*. Hal ini terjadi karena pada pengoperasian *dual fuel*, bahan bakar yang masuk sebagai energi input lebih besar pada beban yang sama. Pada grafik juga menunjukkan peningkatan efisiensi thermal seiring dengan meningkatnya beban sampai pada nilai maksimum, kemudian menurun.

Pada grafik 4.16 variasi waktu injeksi menunjukkan bahwa semakin mundur waktu injeksi gas relatif terjadi peningkatan nilai efisiensi thermal paling tinggi terdapat pada SOI 130⁰CA ATDC sebesar 5,1%. Hal ini terjadi Hal ini terjadi karena dengan memundurkan waktu injeksi CNG dapat meningkatkan laju aliran massa udara di dalam ruang bakar karena udara terlebih dahulu memenuhi ruang bakar kemudian gas CNG diinjeksikan. Selanjutnya pada grafik 4.15 untuk

variasi penambahan durasi injeksi CNG, semakin meningkatnya durasi injeksi CNG mengakibatkan energi di dalam ruang bakar semakin besar, dimana CNG memiliki nilai kalor CNG sebesar 47,141 kJ/kg, sedangkan nilai kalor minyak solar sebesar 45,519 kJ/kg. Untuk memproduksi energi dengan putaran konstant 1500 rpm, maka laju energi yang diperlukan dari minyak solar semakin sedikit sehingga nilai efisiensi thermal meningkat hingga 3,6%.

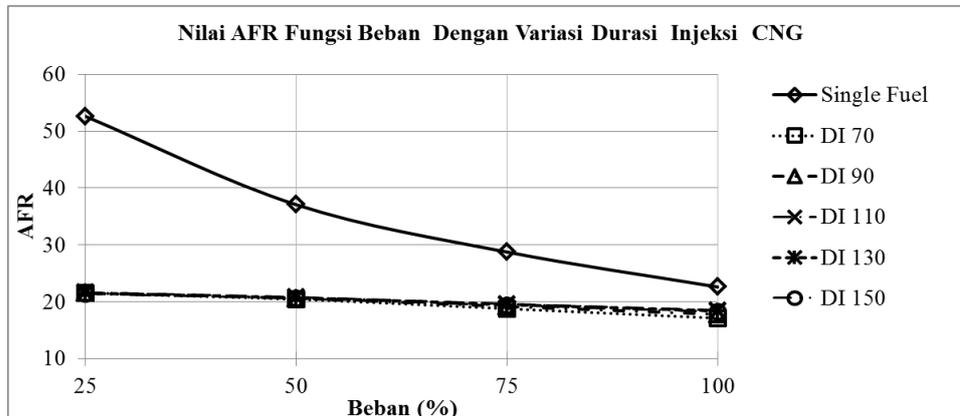
4.3.6. Rasio Udara dan Bahan Bakar (AFR)

Pada grafik 4.18 dan 4.19 nilai AFR dapat diamati bahwa nilai AFR pada pengoperasian *dual fuel* lebih rendah hingga 25,23% dibandingkan *single fuel*. Hal ini terjadi karena jumlah bahan bakar yang masuk pada sistem *dual fuel* lebih besar dibandingkan *single fuel*. Dapat diamati pula bahwa nilai AFR turun seiring dengan penambahan beban listrik. Hal ini terjadi karena untuk mengatasi beban yang tinggi, maka mesin juga harus menghasilkan daya yang lebih besar. Daya yang semakin besar dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar yang semakin banyak dan bahan bakar yang ditambah adalah bahan bakar solar karena bahan bakar CNG adalah konstant dengan tekanan 2 bar.



Gambar 4.18 AFR fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

Pada grafik 4.18 variasi waktu injeksi menunjukkan bahwa semakin mundur waktu injeksi gas relatif terjadi peningkatan nilai AFR paling tinggi terdapat pada SOI 130⁰CA ATDC sebesar 3,19%. Hal ini terjadi karena dengan memundurkan waktu injeksi CNG dapat meningkatkan laju alir massa udara di dalam ruang bakar karena udara terlebih dahulu memenuhi ruang bakar kemudian gas CNG diinjeksikan.



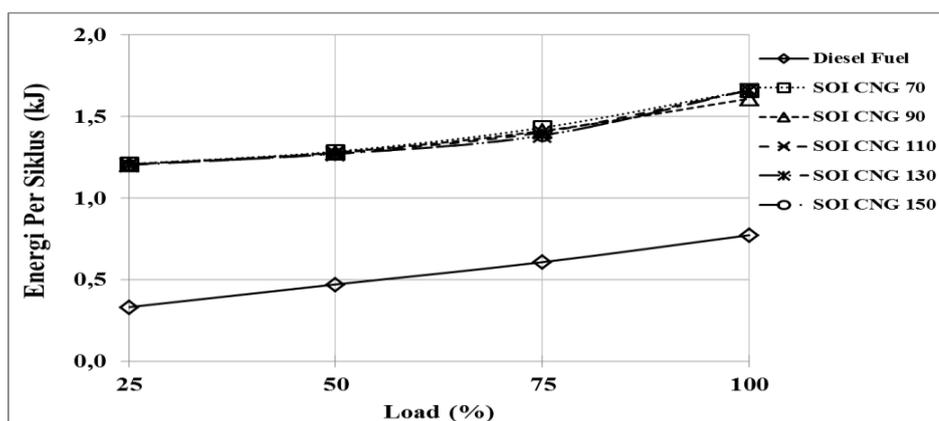
Gambar 4.19 AFR fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

Selanjutnya pada grafik 4.19 untuk variasi penambahan durasi injeksi CNG, semakin meningkatnya durasi injeksi CNG mengakibatkan pengurangan nilai laju alir minyak solar yang diakibatkan oleh peningkatan laju alir massa CNG dimana nilai energi CNG lebih besar dibandingkan nilai energi solar.

$$AFR_d = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{d solar} + \dot{m}_{CNG}}$$

Persamaan di atas merupakan perumusan nilai AFR untuk pengoperasian *dual fuel*. Menurut Heywood, nilai AFR mesin diesel berada pada kisaran $18 < AFR < 70$. Sehingga untuk pengoperasian single fuel telah memenuhi syarat AFR diesel.

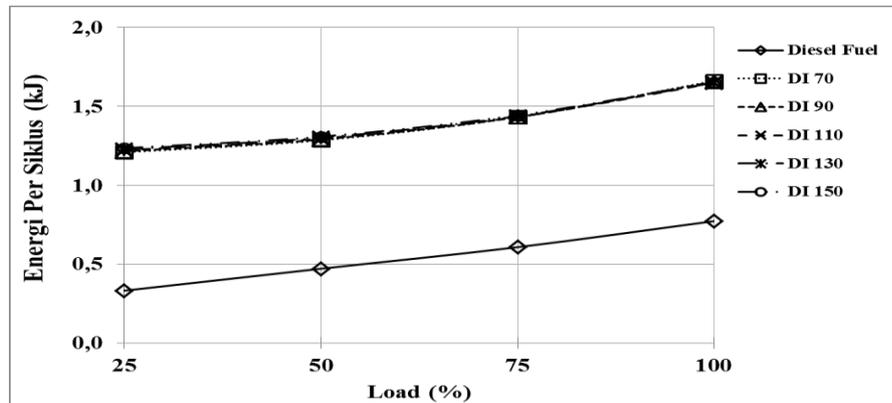
4.3.7. Analisa Energi Per Siklus



Gambar 4.20 Energi Per Siklus fungsi beban variasi waktu injeksi CNG

Energi input per siklus adalah energi yang dibutuhkan dalam setiap siklus kerja dari sebuah motor pembakaran dalam. Pada grafik 4.20 dan 4.21 laju energi

per siklus dapat diamati bahwa setiap penambahan beban menunjukkan nilai energi per siklus yang lebih besar. Hal ini terjadi karena dengan menambah beban bahan bakar diesel menjadi lebih banyak yang masuk ke dalam ruang bakar sehingga laju energi per siklus lebih banyak.



Gambar 4.21 Energi Per Siklus fungsi beban variasi durasi injeksi CNG

Dari grafik juga dapat diamati bahwa penggunaan diesel dual fuel menjadikan laju energi per siklus lebih besar karena bahan bakar yang masuk adalah bahan bakar diesel fuel dan bahan bakar gas CNG

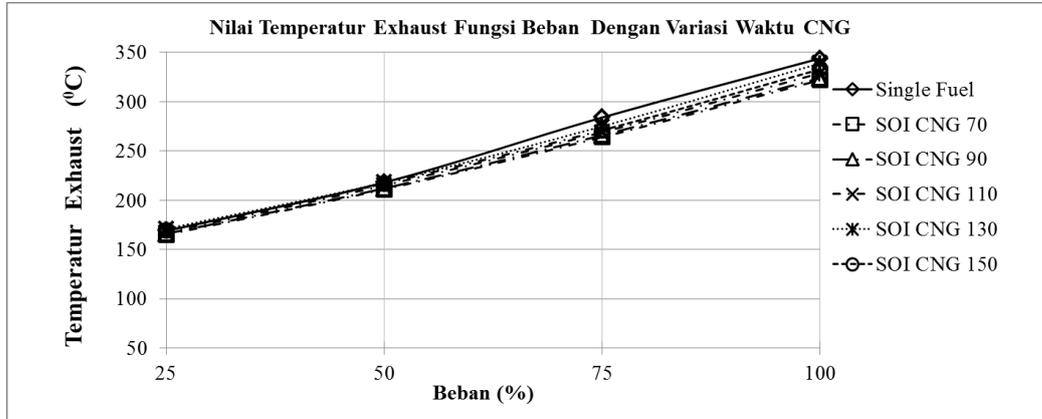
$$\text{Energi per Siklus} = ((t + \dot{m}_{\text{diesel fuel}} \times \text{LHV}_{\text{diesel fuel}}) + (t + \dot{m}_{\text{CNG}} \times \text{LHV}_{\text{CNG}}))$$

Persamaan diatas menunjukkan bahwa laju energi dual fuel lebih besar. Pada variasi waktu dan durasi injeksi relatif tidak terdapat perubahan laju energi. Hal ini terjadi karena massa bahan bakar CNG relatif konstan dan yang berubah adalah massa bahan bakar diesel dengan perubahan yang relatif kecil.

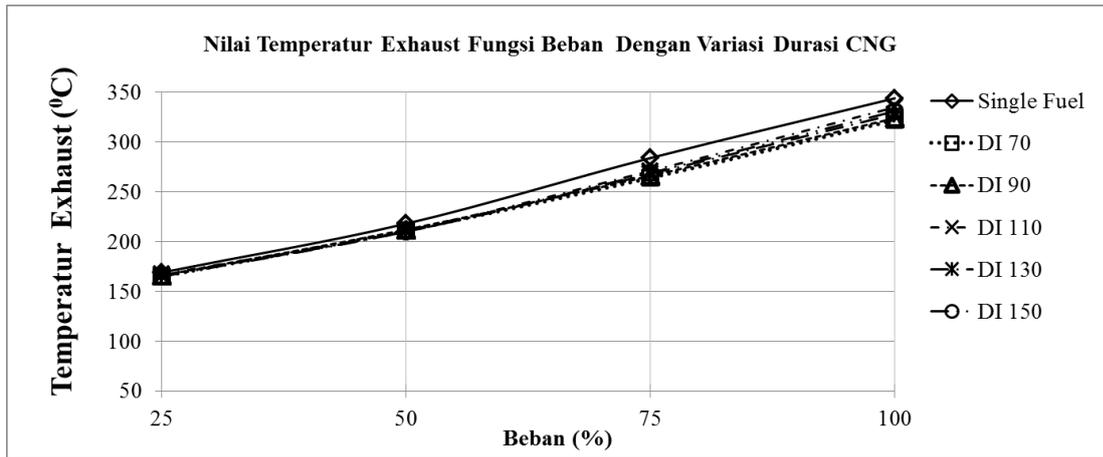
4.3.8. Analisa Temperatur

Grafik di bawah ini menunjukkan bahwa pengaruh sistem dual fuel terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya engine terhadap kenaikan beban listrik. Analisa yang dapat kita jelaskan adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang

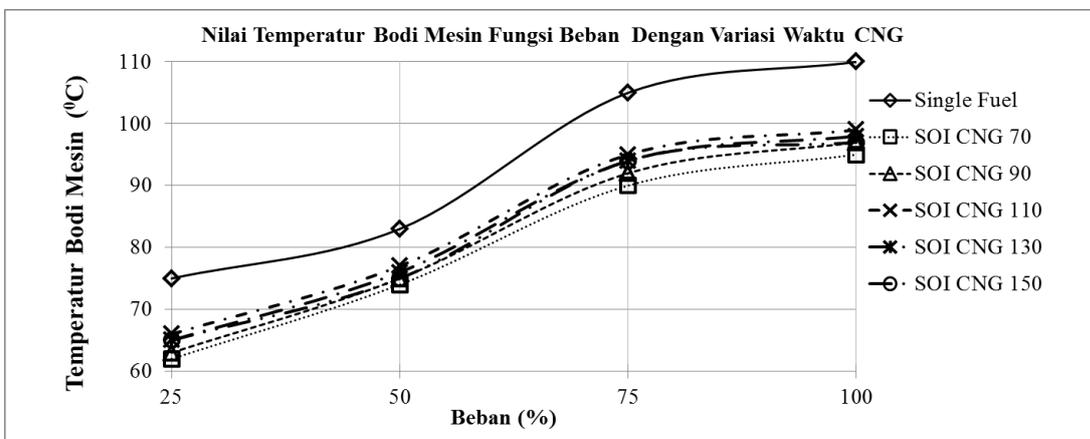
bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar



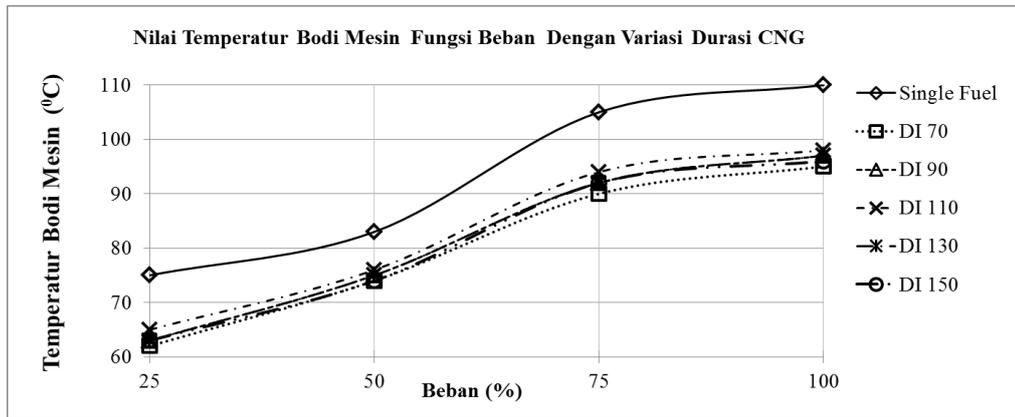
Gambar 4.20 Temperatur gas buang fungsi beban listrik variasi waktu injeksi



Gambar 4.21 Temperatur gas buang fungsi beban listrik variasi durasi injeksi



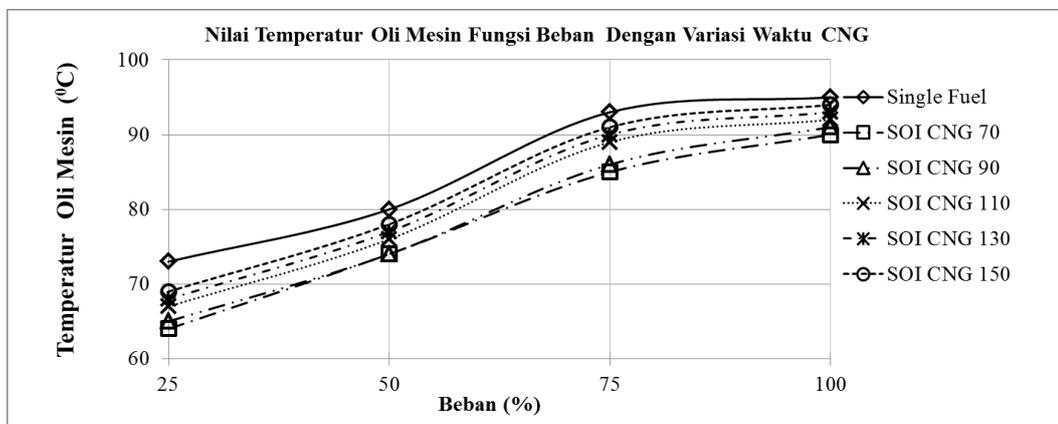
Gambar 4.22 Temperatur bodi mesin fungsi beban listrik variasi waktu injeksi



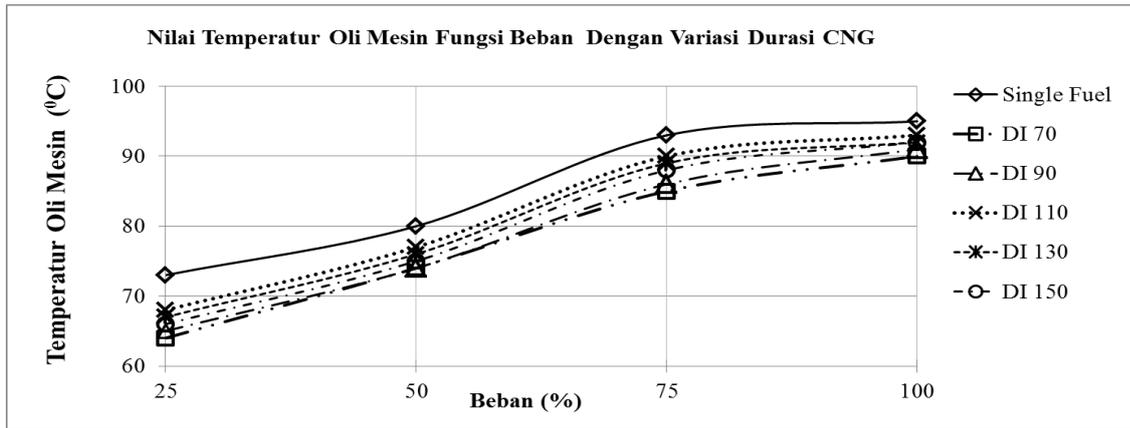
Gambar 4.23 Temperatur bodi mesin fungsi beban listrik variasi waktu injeksi

Analisa yang dapat kita jelaskan adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar

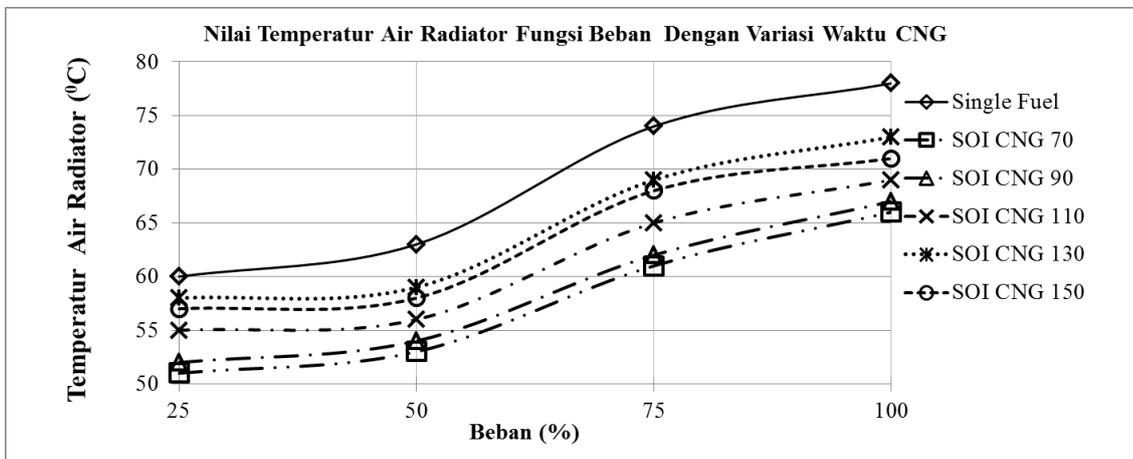
selama proses pembakaran dan keluar sebagai *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas. Analisa yang dapat kita jelaskan adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar sebagai *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas.



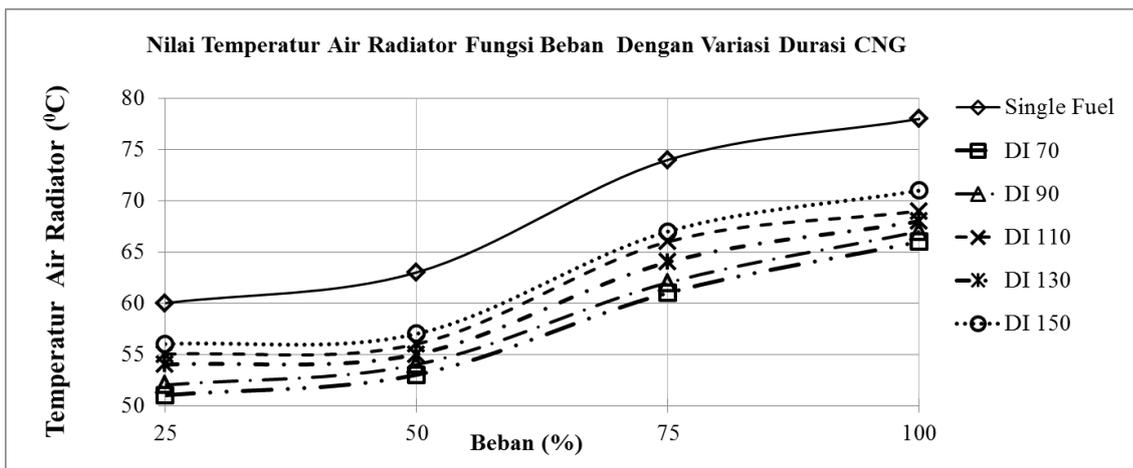
Gambar 4.24 Temperatur oli mesin fungsi beban listrik variasi waktu injeksi



Gambar 4.25 Temperatur oli mesin fungsi beban listrik variasi waktu injeksi



Gambar 4.24 Temperatur air radiator fungsi beban listrik variasi waktu injeksi



Gambar 4.26 Temperatur air radiator fungsi beban listrik variasi waktu injeksi

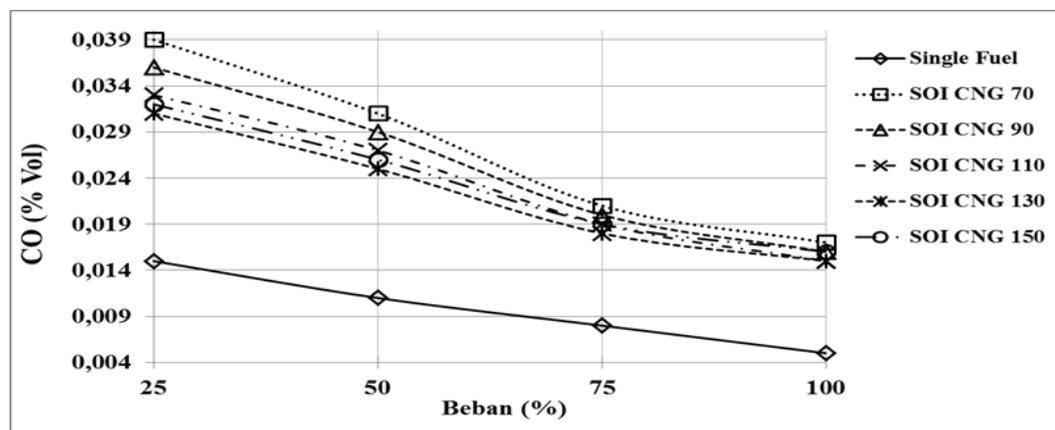
Grafik 4.27 menggambarkan tentang temperatur cairan pendingin fungsi beban listrik variasi waktu injeksi. Temperatur cairan pendingin diukur

menggunakan termocouple. Dari gambar 4.26 dan 4.27 menggambarkan di atas bahwa dengan kenaikan beban listrik menyebabkan kenaikan temperatur di ketiga titik. Temperature ini meningkat juga pada setiap variasi durasi injeksi gas CNG yang bertambah. Dikarenakan jumlah energi input yang semakin berkurang seiring bertambahnya laju alir massa udara. Semakin laju alir massa udara ditambahkan maka solar yang tersubstitusi semakin banyak. Sedangkan solar memiliki nilai LHV yang tinggi. Selain itu, apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan pembakaran menjadi kurang sempurna dan sebagian bahan bakar akan terbakar pada fase *after burning* sehingga menyebabkan temperatur gas buang menjadi meningkat karena fase *after burning* terjadi sebelum katup buang terbuka. Oleh karena itu dengan bertambahnya durasi injeksi CNG maka temperature di ketiga titik tersebut semakin tinggi. Pengaruh waktu injeksi juga meningkatkan temperatur air pendingin. Hal ini dikarenakan bahwa panas yang dihasilkan mesin lebih tinggi akibat proses pembakaran yang lebih baik sehingga temperatur air pendingin meningkat.

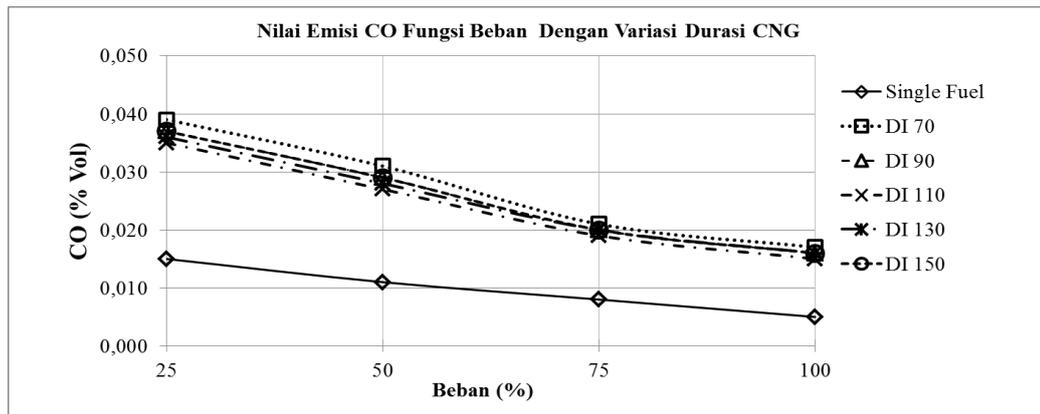
4.4. Analisa Gas Buang

4.4.1. Emisi CO

Pada Gambar 4.9 di bawah, grafik karbon monoksida (CO) fungsi beban, didapat nilai kadar CO setiap perubahan durasi injeksi memiliki tren yang hampir sama. Pada tiap-tiap durasi injeksi yang berbeda, bahan bakar CNG menghasilkan emisi CO yang lebih tinggi dari solar. Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG meningkatkan emisi CO.



Gambar 4.28 emisi CO fungsi beban listrik variasi SOI CNG

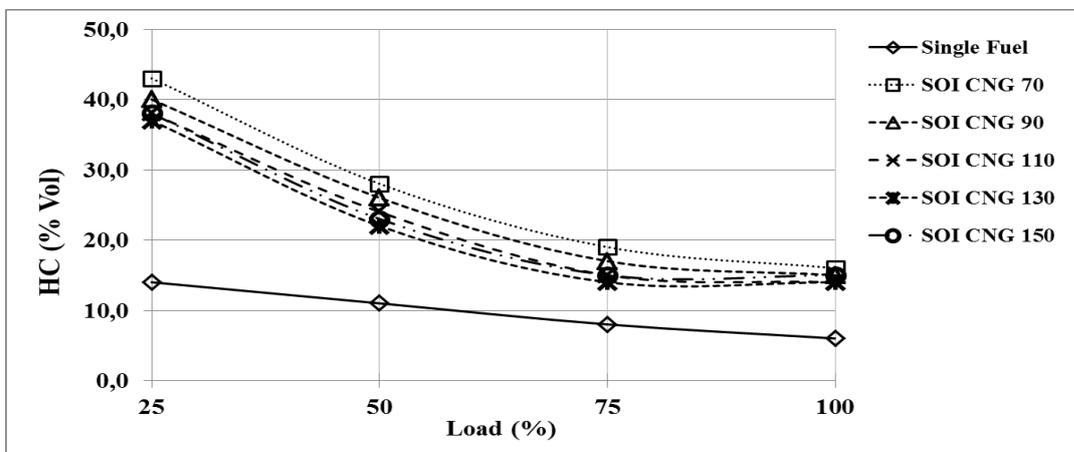


Gambar 4.29 emisi CO fungsi beban listrik variasi durasi CNG

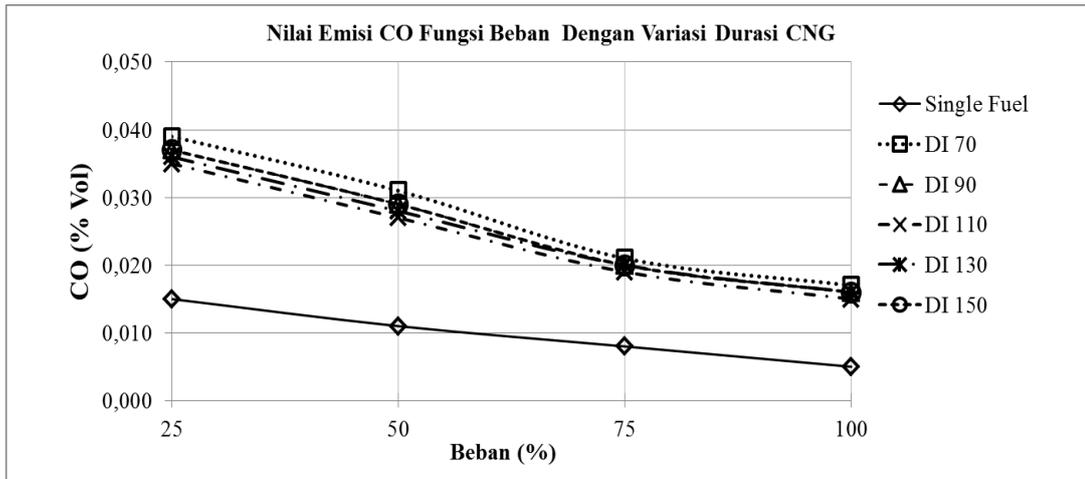
Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi HC semakin tinggi. Peningkatan paling tinggi pada pengaturan durasi 150°CA dan waktu injeksi 70°CA sebesar 62,14% dibandingkan *single fuel*.

Emisi CO dihasilkan oleh hasil pembakaran yang kekurangan oksigen. Hal ini terjadi karena campuran bahan bakar yang terlalu kaya sehingga oksigen yang masuk ke dalam ruang bakar sedikit. Dengan memundurkan waktu injeksi menjadikan gas oksigen masuk ke dalam ruang bakar lebih banyak sehingga kesempatan oksigen masuk ke dalam ruang bakar lebih besar dan terlihat emisi CO berkurang 1,72% dengan memundurkan waktu injeksi 130°CA . Begitu juga dengan menambah durasi injeksi menjadikan energi yang masuk lebih banyak, dan temperatur pembakaran lebih meningkat sehingga emisi CO menurun 1,64%.

4.4.2. Emisi HC



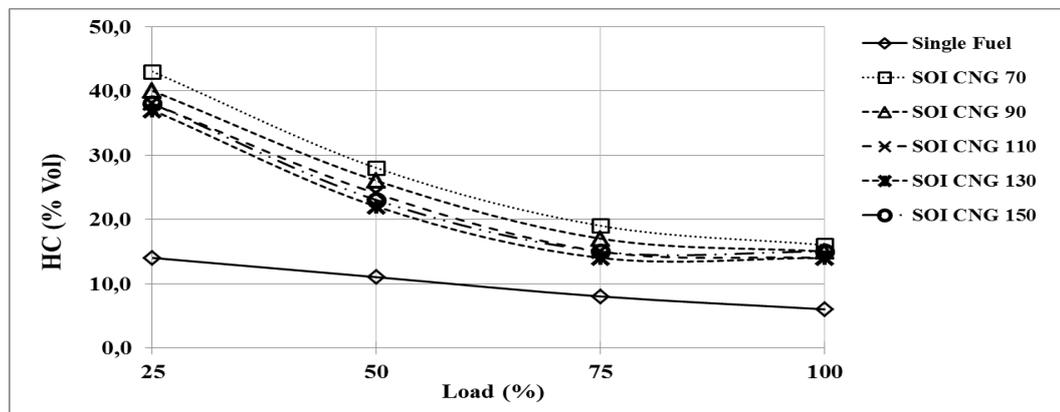
Gambar 4.30 emisi HC fungsi beban listrik variasi durasi CNG



Gambar 4.31 emisi HC fungsi beban listrik variasi waktu CNG

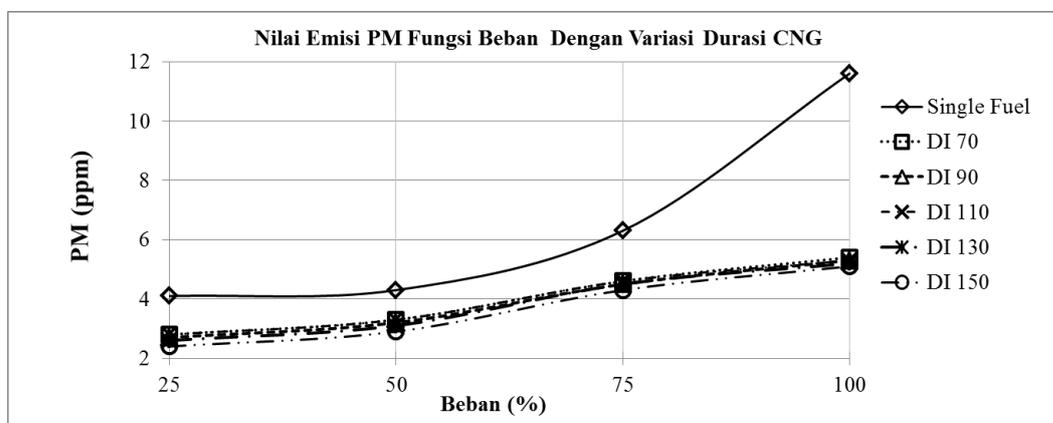
Berdasarkan Gambar 4.31 di atas, kadar emisi HC pada engine ketika menggunakan bahan bakar CNG dengan berbagai pengaturan waktu dan durasi injeksi mengalami peningkatan pada mesin diesel. Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG meningkatkan emisi HC. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi HC semakin tinggi. Peningkatan paling tinggi pada pengaturan durasi 130⁰CA dan waktu injeksi 70⁰CA sebesar 63,21 % dibandingkan *single fuel*. Dengan memundurkan waktu injeksi CNG menjadikan oksigen mendapat kesempatan besar masuk ke dalam ruang bakar sehingga oksidasi udara dan bahan bakar lebih baik dan emisi HC menurun 1,35%.

4.4.3. Emisi PM



Gambar 4.31 emisi PM fungsi beban listrik variasi waktu CNG

Berdasarkan Gambar 4.13 emisi PM fungsi beban listrik menunjukkan bahwa emisi PM bahan bakar *dual fuel* lebih rendah dibandingkan emisi PM *single fuel*.



Gambar 4.31 emisi PM fungsi beban listrik variasi durasi CNG

Penurunan emisi PM menggunakan *dual fuel* sebesar 3,2 % pada pengoperasian waktu injeksi 70°CA . Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG menurunkan emisi PM. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi PM semakin menurun. Penurunan paling tinggi pada pengaturan durasi 150°CA dan waktu injeksi 70°CA sebesar 44,11% dibandingkan *single fuel*. Berdasarkan Gambar 4.13 emisi PM fungsi beban listrik menunjukkan nilai dual fuel memiliki emisi PM yang rendah dibandingkan *dual fuel*. Hal ini terjadi karena PM yang dihasilkan oleh bahan bakar solar yang terbakar digantikan oleh gas CNG sehingga bahan bakar solar yang mengalir lebih sedikit dibandingkan *single fuel*. Memundurkan waktu injeksi CNG dapat memberikan kesempatan oksigen masuk ke dalam ruang bakar lebih besar sehingga bahan bakar solar dan CNG lebih banyak yang terbakar ketika oksigen yang masuk ke dalam ruang bakar dirasa cukup. Ketika oksigen bertemu dengan bahan bakar akan lebih mudah bahan bakar tersebut terbakar. Ketika menambah durasi CNG dapat menurunkan emisi PM karena dengan energi yang masuk ke dalam ruang bakar lebih banyak sehingga emisinya berkurang. Penurunan emisi PM menggunakan *dual fuel* sebesar 3,2 % pada pengoperasian waktu injeksi 70°CA . Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG menurunkan emisi PM. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi PM semakin menurun. Penurunan paling tinggi pada pengaturan durasi 150°CA dan waktu injeksi 70°CA sebesar 44,11% dibandingkan *single fuel*.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisa hasil penelitian, maka dapat ditarik kesimpulan dari penelitian ini sebagai berikut :

- a. Dengan mengatur waktu injeksi gas CNG yang semakin mundur dapat meningkatkan tekanan silinder 1,68%, heat release rate 8,63%, mempercepat ignition delay 9,36%, dan mempercepat durasi pembakaran hingga 14,15%.
- b. Dengan menambah durasi injeksi gas CNG dapat meningkatkan tekanan silinder 3,48%, heat release rate 17,26 % mempercepat ignition delay 5,95%, dan mempercepat durasi pembakaran hingga 27,02%.
- c. Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG meningkatkan emisi HC. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi HC semakin tinggi. Peningkatan paling tinggi pada pengaturan durasi 150⁰CA dan waktu injeksi 70⁰CA sebesar 63,21 % dibandingkan *single fuel*.
- d. Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG meningkatkan emisi CO. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi HC semakin tinggi. Peningkatan paling tinggi pada pengaturan durasi 150⁰CA dan waktu injeksi 70⁰CA sebesar 62,14% dibandingkan *single fuel*.
- e. Pengoperasian mesin diesel dual fuel solar-CNG menurunkan emisi PM. Pengaturan durasi yang lama menyebabkan nilai emisi PM semakin menurun. Penurunan paling tinggi pada pengaturan durasi 150⁰CA dan waktu injeksi 70⁰CA sebesar 44,11% dibandingkan *single fuel*.

5.2 Saran

Untuk lebih sempurnanya tugas akhir ini maka penulis dapat menyarankan agar :

1. Perlunya adanya pengkondisian sistim pendinginan agar temperatur mesin tidak melebihi temperatur kerja mesin diesel.

2. Perlu adanya overhaul dan tune up generator karena kurang sensitif dalam pembacaan naik dan turunnya arus
3. Perlu adanya analisa pembakaran yang lebih kompleks karena adanya *knocking* yang terjadi pada penggunaan sistem *dual fuel* menggunakan alat ukur *knocking detection*.
4. Perlu adanya penelitian lanjut pada tekanan CNG pada performa pembakaran, emisi dan *heat release rate*

DAFTAR PUSTAKA

- Arif, A., & Sudarmanta, B.(2015). Karakterisasi performa mesin diesel dual fuel solar-cng tipe lpig dengan pengaturan start of injection dan durasi injeksi. Prosiding MMT ITS tanggal Agustus 2015
- Exoryanto, D. Y., & Sudarmanta, B. (2017). Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Menggunakan Sistem Dual Fuel Solar Gas CNG Dengan Variasi Tekanan Injeksi Gas Dan Derajat Waktu Injeksi. Jurnal Teknik ITS, 5(2).
- Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : Tata McGrawHill, 1988.
- Kawano, D.S. (2011), Motor Bakar Torak (Diesel), Jurusan Teknik Mesin FTI–ITS, Surabaya.
- Konigsson, Fredrik. (2012). Advancing The Limits of Dual Fuel Combustion, Department of Mechine Design, Royal Institute of Technology.
- Korakiantis, T. Navasivayam, A.M & Crookies, R.J. (2011). Natural Gas Fueled Spark-Ignition (SI) and Compression-Ignition (CI) Engine Performance and Emissions, Progress in Energy and Combustion Science, 37, 89-112.
- Pulkrabek, W. W. (1997). Engineering fundamentals of the internal combustion engine (No. 621.43 P8).
- Santoso, Ari Budi, and Bambang Sudarmanta. (2013). "Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Biogas dengan Penambahan Fan Udara sebagai Penyuplai Udara." Tugas Akhir, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
- Siagian, Arifin dan Silaban, Mawardi. (2013), Prediksi Ignition Delay Mesin Diesel Berbahan Bakar Ganda. Jurnal Teknik Mesin Vol. 14 No. 1, hal 1-6
- Tamam, Z. (2015). Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Syngas Batubara (Doctoral dissertation, Tesis Magister, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya).

- Wisnu, Z., & Sudarmanta, B.(2016). Studi Eksperimen Pengaruh Variasi Start Of Injection Dan Durasi Pemasukan Bahan Bakar Compressed Natural Gas Terhadap Performa Mesin Diesel Sistem Dual Fuel. rosiding MMT ITS tanggal Agustus 2015
- Yang, Bo, Xing Wei, Chengxun Xi, Yifu Liu, Ke Zeng, Ming-Chia Lai, (2014) Experimental Study of The Effects of Natural Gas Injection Timing on The Combustion Performance and Emissions of a Turbocharged Common Rail Dual-Fuel Engine, Energy Conversion and Management Journal, hal. 297–304.
- Yang, Bo, Wang, Long, Ning, Le, Zeng, Ke, (2016). Effects of Pilot Injection Timing on The Combustion Noise and Particle Emissions of a Diesel/Natural Gas Dual-Fuel Engine at Low Load, Applied Thermal Engineering Journal, hal. 822–828.
- Yuvenda, Dori, Sudarmanta, Bambang, (2015). Karakterisasi Performa Mesin Sistem Dual Fuel Menggunakan Pressure Reducer Adaptive dengan Variasi Konstanta Pegas Helix dan Tekanan Gas Keluar, Prosiding MMT ITS tanggal Agustus 2015

LAMPIRAN
DATA HASIL PENGUJIAN

A. Data Performa Mesin

1. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar solar standar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	bmp	SFC	η_{th}
%		HP	N.m	kg/cm²	kg/HP.h	%
25	52,64	1,28	6,06	1,89	0,21	24,41
50	37,09	2,39	11,37	3,54	0,16	32,24
75	28,76	3,69	17,53	5,45	0,13	38,57
100	22,61	4,41	20,94	6,52	0,14	38,16

2. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 70⁰CA dan durasi injeksi gas CNG 70⁰CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
		HP	N.m		kg/cm²	dual			
%					1,73	kg/HP.h	%	%	
25	21,50	1,17	5,57	1,73	1,73	0,12	49,95	8,17	1,209562
50	20,45	2,31	10,98	3,42	3,42	0,08	49,91	15,32	1,285763
75	18,79	3,55	16,87	5,25	5,25	0,08	43,00	21,68	1,432019
100	17,13	4,24	20,15	6,27	0,00	0,09	38,16	21,28	1,66262

3. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 70⁰CA dan durasi injeksi gas CNG 90⁰CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
		HP	N.m		kg/cm²	dual			
%					kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,50	1,26	1,86	1,86	0,76	0,11	49,22	8,77	1,206733
50	20,45	2,40	3,54	3,54	0,42	0,08	52,27	15,96	2,34451
75	18,79	3,67	5,43	5,43	0,30	0,07	46,85	22,70	3,585721
100	17,13	4,29	6,35	6,35	0,31	0,08	42,47	21,94	4,258043

4. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 70°CA dan durasi injeksi gas CNG 110°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,46	1,17	5,57	1,78	0,80	0,11	48,40	8,39	1,222138
50	20,42	2,31	10,98	3,47	0,43	0,08	50,77	15,53	1,295925
75	18,83	3,55	16,87	5,30	0,31	0,08	44,41	21,93	1,433617
100	17,20	4,24	20,15	6,30	0,33	0,09	39,66	21,45	1,649104

5. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 70°CA dan durasi injeksi gas CNG 130°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,34	1,21	5,57	1,73	0,83	0,11	49,92	8,11	1,228605
50	20,32	2,34	11,14	3,47	0,43	0,08	51,93	15,45	1,301947
75	18,83	3,59	17,04	5,30	0,31	0,07	46,30	21,93	1,437923
100	17,29	4,26	20,18	6,28	0,33	0,09	42,20	21,51	1,651607

6. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 70°CA dan durasi injeksi gas CNG 150°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,26	1,16	5,49	1,71	0,84	0,12	50,18	7,95	1,235164
50	20,24	2,31	10,98	3,42	0,44	0,08	52,05	15,16	1,308399
75	18,77	3,55	16,87	5,25	0,31	0,07	46,49	21,64	1,443812
100	17,28	4,24	20,13	6,26	0,33	0,08	42,74	21,43	1,654152

7. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 90°CA dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,72	1,21	5,73	1,78	0,79	0,11	52,85	8,92	1,20786
50	20,68	2,34	11,14	3,47	0,43	0,08	52,83	16,51	1,279881
75	19,20	3,59	17,04	5,30	0,30	0,07	47,73	22,36	1,411469
100	17,77	4,26	20,23	6,30	0,32	0,08	45,03	22,14	1,609506

8. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 110°CA dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	21,96	1,24	5,90	1,84	0,76	0,10	54,80	10,15	1,206034
50	20,76	2,38	11,30	3,52	0,42	0,07	53,90	17,30	1,277715
75	19,35	3,62	17,20	5,35	0,30	0,07	49,41	22,74	1,404174
100	17,99	4,28	20,31	6,32	0,32	0,08	47,37	22,51	1,66262

9. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 130°CA dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs.	η_{th}	Energi Per Siklus
					dual	solar			
%		HP	N.m	kg/cm ²	kg/HP.h	kg/HP.h	%	%	
25	22,19	1,26	5,98	1,86	0,74	0,02	58,39	11,30	1,20433
50	21,01	2,40	11,39	3,54	0,41	0,01	57,02	17,95	1,271402
75	19,77	3,64	17,28	5,38	0,29	0,02	54,13	23,35	1,383688
100	18,63	4,29	20,40	6,35	0,31	0,00	53,68	23,39	1,66262

10. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas 150°CA dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban listrik %	AFR	Ne	Mt	BMEP	SFC		Fuel Subs. %	η_{th} %	Energi Per Siklus
		HP	N.m	kg/cm^2	dual kg/HP.h	solar kg/HP.h			
25	22,18	1,21	5,73	1,78	0,77	0,09	58,27	10,40	1,204387
50	21,00	2,34	11,14	3,47	0,42	0,07	56,84	17,32	1,271771
75	19,75	3,59	17,04	5,30	0,29	0,06	53,86	22,99	1,384856
100	18,59	4,24	20,15	6,27	0,31	0,07	53,33	23,06	1,66262

B. Data Emisi CO, HC, PM

1. Tabel data emisi CO mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Emisi CO (%vol)						
Beban	Single	Dual variasi waktu				
		70	90	110	130	150
1000	0,015	0,039	0,036	0,033	0,031	0,032
2000	0,011	0,031	0,029	0,027	0,025	0,026
3000	0,008	0,021	0,02	0,019	0,018	0,019
4000	0,005	0,017	0,016	0,015	0,015	0,016

2. Tabel data emisi CO mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu durasi injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70°CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Emisi CO (%vol)						
Beban	Single	Dual variasi durasi				
		70	90	110	130	150
1000	0,015	0,039	0,037	0,035	0,036	0,037
2000	0,011	0,031	0,029	0,027	0,028	0,029
3000	0,008	0,021	0,02	0,019	0,02	0,02
4000	0,005	0,017	0,016	0,015	0,016	0,016

3. Tabel data emisi HC mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70⁰CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Emisi HC (%vol)						
Beban	Single	Dual variasi waktu				
		70	90	110	130	150
1000	14	43	39	38	37	38
2000	11	28	24	24	22	23
3000	8	19	17	15	14	15
4000	6	16	14	14	14	15

4. Tabel data emisi HC mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu durasi injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70⁰CA dengan putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Emisi HC (%vol)						
Beban	Single	Dual variasi durasi				
		70	90	110	130	150
1000	14	43	41	39	40	41
2000	11	28	26	24	25	26
3000	8	19	18	17	18	19
4000	6	16	15	14	15	16

5. Tabel data emisi PM mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70⁰CA

Emisi PM (ppm)						
Beban	Single	Dual variasi waktu				
		70	90	110	130	150
1000	4,1	2,8	2,9	3,1	3,2	3,3
2000	4,3	3,3	3,4	3,4	3,5	3,7
3000	6,3	4,6	4,7	4,7	4,8	4,8
4000	11,6	5,4	5,5	5,5	5,6	5,6

6. Tabel data emisi PM mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi waktu durasi injeksi gas dan durasi injeksi gas CNG 70°C

Emisi PM (ppm)						
Beban	Single	Dual variasi waktu				
		70	90	110	130	150
1000	4,1	2,8	2,7	2,8	2,6	2,4
2000	4,3	3,3	3,2	3,3	3,1	2,9
3000	6,3	4,6	4,5	4,6	4,5	4,3
4000	11,6	5,4	5,3	5,3	5,2	5,1

C. Data Performa Pembakaran

Single Beban 1000 Watt

Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)
-20	14,7163	-0,517	1	32,8094	11,9025	22	37,3045	7,64676
-19	15,402	-0,1157	2	33,3765	12,7347	23	35,8575	6,90758
-18	16,0893	0,34758	3	33,9459	14,4415	24	34,3858	6,14467
-17	16,8446	0,41057	4	34,3525	16,8005	25	33,0098	5,40648
-16	17,6042	1,07262	5	34,8499	21,059	26	31,616	4,57952
-15	18,4208	1,74519	6	35,5406	27,9614	27	30,2828	4,17541
-14	19,2635	1,85554	7	36,7296	36,7621	28	28,9769	3,72816
-13	20,109	2,3135	8	38,6006	45,4552	29	27,7367	3,01962
-12	21,0211	3,0749	9	41,0072	52,1422	30	26,5021	2,42723
-11	21,9322	3,49457	10	43,3476	56,6864	31	25,3363	2,17042
-10	22,9076	4,29901	11	45,3615	57,5767	32	24,2087	1,53897
-9	23,8253	5,34126	12	46,9923	54,5447	33	23,1693	1,09218
-8	24,8482	5,87026	13	48,0384	49,2363	34	22,1034	1,6818
-7	25,8518	6,3939	14	48,5339	41,5358	35	21,1263	2,242
-6	26,8363	7,27327	15	48,2171	31,4183	36	20,1976	1,68388
-5	27,8042	7,89505	16	46,7475	22,1234	37	19,31	0,96009
-4	28,8037	8,39378	17	45,0192	14,6719	38	18,4813	0,96675
-3	29,6973	9,2187	18	43,3732	9,36953	39	17,6545	0,14452
-2	30,5777	9,60381	19	41,8024	7,41014	40	16,8835	-0,6423
-1	31,4131	10,2831	20	40,2901	7,73471	41	16,1688	-0,3761
0	32,1316	11,2482	21	38,7935	7,90563	42	15,4589	-1,1405

Single Beban 4000 Watt

Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)
-20	15,22245	-0,35857	1	34,10386	13,02216	22	52,99866	16,40668
-19	15,92028	0,150969	2	34,75584	15,60351	23	51,14796	15,07165
-18	16,65775	0,316192	3	35,32268	20,64657	24	49,3038	13,66885
-17	17,41177	0,092677	4	36,03669	28,61276	25	47,6323	12,92162
-16	18,22014	0,601306	5	37,30495	39,35017	26	45,93294	12,22437
-15	19,03123	0,965596	6	39,24397	52,38827	27	44,19853	11,15631
-14	19,91825	1,602162	7	42,23355	63,62765	28	42,53042	10,4414
-13	20,80075	2,066845	8	46,06569	73,24925	29	40,88027	9,555528
-12	21,72905	2,802479	9	49,9139	81,21935	30	39,25555	8,430743
-11	22,72439	3,744962	10	53,08561	82,92542	31	37,69519	6,594023
-10	23,67745	4,360131	11	57,43203	80,89778	32	36,16269	5,439288
-9	24,69236	4,849728	12	61,04004	77,59358	33	34,68511	5,431562
-8	25,71997	5,748836	13	63,36013	68,77928	34	33,29116	4,750855
-7	26,75751	6,810349	14	63,89117	54,62641	35	31,89626	4,369705
-6	27,78631	7,58591	15	62,49165	42,0263	36	30,58569	4,423035
-5	28,78296	8,59295	16	60,40448	30,75943	37	29,32273	3,776624
-4	29,82441	9,335049	17	58,42729	21,51147	38	28,1277	2,895567
-3	30,79508	10,04777	18	56,6359	16,67569	39	26,99583	3,061399
-2	31,74866	10,79085	19	54,78716	16,05093	40	25,90097	2,99345
-1	32,62376	11,41842	20	52,99866	16,94714	41	24,85685	2,868572
0	33,39811	12,06169	21	51,14796	17,10712	42	23,86267	3,067231

Dual Beban 1000 Watt

Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)	Deg	Pressure (BAR)	HRR (J/DEG)
-20	15,81615	-0,60316	1	34,1289	10,17599	22	48,6183	8,263318
-19	16,51878	-0,57262	2	34,6589	10,51016	23	46,7512	7,924811
-18	17,28093	-0,21859	3	35,0185	11,28412	24	44,8653	7,359383
-17	18,07894	0,457483	4	35,3152	13,5309	25	43,0432	6,287254
-16	18,9128	0,898297	5	35,5754	20,48634	26	41,2516	5,411025
-15	19,74127	1,028184	6	36,0447	34,33181	27	39,4767	5,069249
-14	20,61543	1,360093	7	37,2629	52,27156	28	37,8008	4,257769
-13	21,47484	1,825959	8	41,2259	71,04441	29	36,1408	3,502315
-12	22,40506	2,292581	9	45,6063	88,8568	30	34,534	3,803062
-11	23,39844	2,835646	10	50,2818	101,4559	31	33,008	3,712855
-10	24,34632	3,742491	11	54,3916	104,09	32	31,5482	2,988173
-9	25,37014	4,517774	12	58,2922	97,06232	33	30,1789	3,581579
-8	26,34466	5,254058	13	61,0842	83,89823	34	28,8527	5,197702
-7	27,36692	6,273283	14	62,5149	66,00109	35	27,6138	4,907619
-6	28,36973	7,053525	15	62,3211	45,67876	36	26,4356	3,889848
-5	29,34188	7,525552	16	60,5335	27,77284	37	25,3267	4,225876
-4	30,32897	8,146435	17	58,4137	15,39978	38	24,3076	4,144293
-3	31,22113	9,094388	18	56,3852	8,740366	39	23,3069	3,393554
-2	32,07667	9,323461	19	54,4079	6,788516	40	22,3696	3,444759
-1	32,8532	9,302432	20	52,4681	7,565797	41	21,4787	4,171696
0	33,55952	9,764714	21	50,5225	8,348004	42	20,6351	4,160918

LAMPIRAN

Data Perbandingan Hasil Penelitian dengan jurnal internasional

1. Perbandingan AFR dengan jurnal Abdelal (2012) elsavier science direct

% Load	Abdelal (2012)		Eksperimen
	Equivalence Ratio	AFR	AFR
50	0,45	32,67	37,09
75	0,57	25,7	28,76
100	0,7	21	22,61

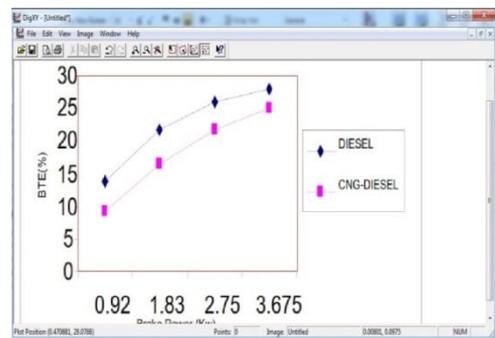
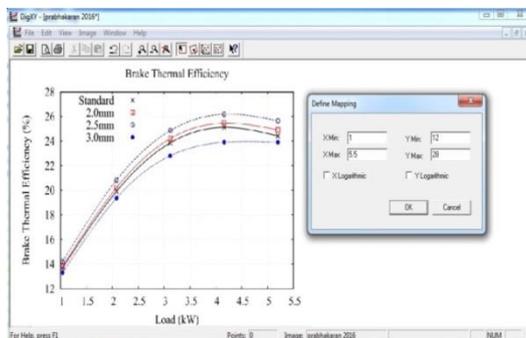
2. Perbandingan Effisiensi Thermal dengan jurnal Prabhakaran, dkk (2016) elsavier science direct.

% Load	Prabhakaran (2016)	Eksperimen
	Efisiensi Thermal (%)	Efisiensi Thermal (%)
25	13,82	24,41
50	19,94	32,24
75	25,02	38,57
100	24,29	38,16

3. Perbandingan Effisiensi Thermal dengan jurnal Prabhakaran, dkk (2016) elsavier science direct

Daya		Venkatesan (2013)		Eksperimen	
Daya venkatesan	Daya aziz	Efisiensi Thermal (%) Single Fuel	Efisiensi Thermal (%) Dual Fuel	Efisiensi Thermal (%) Single Fuel	Efisiensi Thermal (%) Dual Fuel
0,92	0,95	14,83	9,55	24,41	8,17
1,83	1,78	21,83	16,67	32,24	15,32
2,75	2,75	25,94	22,23	38,57	21,68
3,675	3,28	28,08	25,05	38,16	21,28

Penggunaan DIG XY untuk menentukan titik pada jurnal internasional pada penelitian Prabhakaran (kiri) dan venkatesan (kanan).



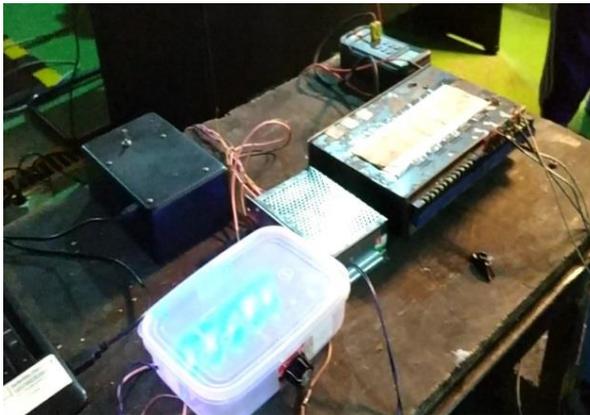
LAMPIRAN
Dokumentasi Pengambilan



Gambar 1. Pengambilan data Mass Flow rate



Gambar 2. Pengukuran performa mesin dengan pembebanan lampu



Gambar 3. Alat ukur temperatur (termocouple) dan ECU Vemstone



Gambar 4. Kondisi Pengambilan data dan pengaturan gas CNG



Gambar 5. Pengukuran emisi dengan Gas Analyzer dan Smokemeter



Gambar 6. Pemasangan sensor combustion analyzer kepada kepala silinder

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di kota Pahlawan, Surabaya, Jawa Timur pada tanggal 09 Oktober 1992, merupakan anak pertama dari pasangan Bapak Sumalik dan Ibu Jumiati. Penulis memulai pendidikan dasar di SD Negeri Jambangan II lulus pada tahun 2004, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 22 Surabaya lulus pada tahun 2007, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMA Negeri 18 Surabaya lulus pada tahun 2010. Pada Bulan September 2010, penulis melanjutkan studi S1 Pendidikan Teknik Mesin di Universitas Negeri Surabaya dan lulus pada tahun 2015. Pada tahun 2016 Penulis melanjutkan studi S2 di Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya dengan Program Studi Rekayasa Konversi Energi dan lulus pada Tahun 2018.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di

zezeboy@gmail.com