



TESIS - TM 142501

**PENGARUH PENAMBAHAN *ELECTRIC*
SUPERCHARGER PADA MESIN DIESEL *DUAL FUEL*
DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE* UDARA
TERHADAP PROSES PEMBAKARAN**

JAMALUDIN
02111650020005

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



TESIS - TM 142501

**PENGARUH PENAMBAHAN *ELECTRIC*
SUPERCHARGER PADA MESIN DIESEL *DUAL FUEL*
DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE* UDARA
TERHADAP PROSES PEMBAKARAN**

JAMALUDIN
02111650020005

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAH REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2018



TESIS - TM 142501

**THE EFFECT OF ADDITION ELECTRICAL
SUPERCHARGER ON DIESEL DUAL FUEL ENGINE
WITH VARIATION OF AIR MASS FLOW RATE TO
THE COMBUSTION PROCESS**

JAMALUDIN
02111650020005

SUPERVISOR
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

MASTER PROGRAM
ENERGY CONVERSION ENGINEERING
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2018

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (M.T)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh:
Jamaludin
NRP. 02111650020005

Tanggal Ujian : 23 Juli 2018
Periode Wisuda : September 2018

Disetujui oleh :


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


2. **Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc.** (Penguji)
NIP. 19660402 198903 1 002


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

Dekan Fakultas Teknologi Industri



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

**PENGARUH PENAMBAHAN *ELECTRIC SUPERCHARGER* PADA
MESIN DIESEL *DUAL FUEL* DENGAN VARIASI *MASS FLOW RATE*
UDARA TERHADAP PROSES PEMBAKARAN**

Nama Mahasiswa : Jamaludin
NRP : 02111650020005
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

ABSTRAK

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. sistem *dual fuel* secara umum mengalami permasalahan pada berkurangnya rasio udara dan bahan bakar. Jumlah udara pembakaran berkurang disebabkan adanya pemasukan bahan bakar gas pada *intake manifold*, hal ini menyebabkan AFR menjadi lebih rendah. AFR yang rendah menyebabkan terjadinya campuran yang kaya pada pembakaran, sehingga efisiensi termal menjadi lebih rendah karena bahan bakar tidak terbakar secara menyeluruh. Dalam penelitian ini ingin diketahui pengaruh penambahan *mass flow rate* udara dengan menggunakan *electric supercharger* 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 *single fuel* yang dimodifikasi menjadi sistem *dual fuel* dengan sistem pemasukan gas CNG model *indirect injection*. Metode yang dilakukan adalah penambahan *mass flow rate* udara ke dalam ruang bakar melalui *intake manifold* sebesar 0.0063 kg/s, 0.0072 kg/s, 0.0077 kg/s, 0.0087 kg/s, dan 0.0095 kg/s dengan mengatur voltase pada *electric supercharger* 8V, 9V, 10V, 11V, dan 12V. Pengukuran proses pembakaran menggunakan *Combustion Analyzer* untuk mendapatkan nilai tekanan silinder dan *heat release rate*. Pengukuran emisi menggunakan *gas analyzer* untuk mendapatkan nilai emisi CO, HC, dan PM.

Hasil terbaik penelitian ini didapatkan dengan penambahan *mass flow rate* (m) udara pada sistem *dual fuel* dapat mensubstitusi solar tertinggi 56.45%, efisiensi termal mengalami peningkatan tertinggi sebesar 33.57% tetapi masih dibawah kondisi *single fuel*, dan meningkatkan AFR rata-rata sebesar 64.31%. Tekanan silinder tertinggi 65.03 bar, dan laju pelepasan kalor tertinggi 111.18 KJ/m³ dibandingkan dengan *single fuel*. Emisi CO dan HC rata-rata turun sebesar 15.18% dan 62.35% meskipun masih diatas kondisi *single fuel*, sedangkan emisi PM naik seiring bertambahnya beban tetapi dibandingkan kondisi *single fuel* menurun rata-rata sebesar 75%.

Kata kunci: *Electric Supercharger*, mesin diesel Diamond tipe Di 800, proses pembakaran, tekanan silinder, *heat release rate*, pembentukan emisi.

THE EFFECT OF ADDITION ELECTRIC SUPERCHARGER ON DIESEL DUAL FUEL ENGINE WITH VARIATION MASS FLOW RATE AIR TO COMBUSTION PROCESS

Name : Jamaludin
NRP : 02111650020005
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Lecturer : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

ABSTRACT

Diesel Dual Fuel (DDF) is a standard diesel engine that added another fuel to the intake manifold and fuel ignition is done by a solar spray called a pilot fuel. Dual fuel systems generally experience problems with reduced air and fuel ratios. The amount of combustion air is reduced due to the injection of fuel gas in the intake manifold, this causes the AFR to be lower. A low AFR causes a rich mixture of combustion, resulting in lower thermal efficiency because the fuel does not burn completely. In this research, we want to know the effect of the addition of mass flow rate air by using electric supercharger in dual fuel diesel engine to combustion process which is specifically indicated by cylinder pressure, heat release rate, and emission.

This research was conducted experimentally on diesel engine Diamond type Di 800 single fuel modified into dual fuel system with indirect injection gas CNG induction system. The method used is the addition of mass flow rate air into the combustion chamber through the intake manifold of 0.0063 kg/s, 0.0072 kg/s, 0.0077 kg/s, 0.0087 kg/s, and 0.0095 kg/s by adjusting the voltage on the electric supercharger 8V, 9V, 10V, 11V, and 12V. Measurement of combustion process using Combustion Analyzer to obtain cylinder pressure value and heat release rate. Measurement of emissions using a Gas Analyzer to obtain the value of CO, HC, and PM emissions.

The best result was found that the addition of air mass flow rate (\dot{m}) can substitution the diesel fuel by 56.45%, thermal efficiency increased by 33.57% but under single fuel condition, and increase the average AFR by 64.31%. The highest cylinder pressure was 65.03 bar, and the highest heat release rate was 111.18 KJ/m³ compared with single fuel. The average CO and HC emissions decreased by 15.18% and 62.35% although they were under single fuel condition, while the PM emissions increase with increasing loads but compared to single fuel decreased by 75%..

Keywords: Electric Supercharger, diesel engine Diamond type Di 800, combustion process, cylinder pressure, heat release rate, emission formation.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penyusunan tesis yang berjudul : **“PENGARUH PENAMABAHAN *ELECTRIC SUPERCHARGER* PADA MESIN DIESEL DUAL FUEL DENGAN VARIASI MASS FLOW RATE UDARA TERHADAP PROSES PEMBAKARAN ”** ini dapat diselesaikan dengan baik.

Banyak pihak yang telah membantu mulai dari awal hingga sampai selesainya tesis ini, oleh karena itu penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. selaku dosen pembimbing dan juga Kaprodi S1 jurusan teknik mesin yang telah memberikan arahan dan bimbingan kepada penulis sehingga tesis ini dapat terselesaikan.
2. POLTEKBANG Surabaya yang telah memberikan izin dan kesempatan penulis untuk melanjutkan studinya di Pasca Sarjana ITS.
3. Prof. Dr. Eng. Ir Prabowo, M.Eng dan Dr. Eng, Unggul Wasiwitono, ST, M. Eng, selaku ketua dan sekretaris Program Pasca Sarjana Teknik Mesin ITS.
4. Tim Dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga, pikiran dalam rangka perbaikan tesis ini.
5. Orang tua dan mertua tercinta, beserta keluarga yang senantiasa memberi dukungan baik materi maupun spiritual hingga penulis bisa menyelesaikan tesis ini.
6. Istri tercinta Pipit Khulafaul Makrifah yang telah banyak memberi dukungan dan motivasi penulis sehingga dapat menyelesaikan tesis ini.
7. Bapak dan ibu dosen serta seluruh karyawan Jurusan Teknik Mesin yang telah banyak membantu selama perkuliahan.
8. Teman-teman Pasca Sarjana ITS RKE 2016 dan bapak-bapak S3 semuanya, terimakasih atas bantuan dan dukungannya.
9. Semua pihak yang namanya tidak tercantum di atas dan banyak membantu kelancaran penyelesaian tesis ini.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam penyusunan tesis ini. Oleh karena itu kritik dan saran yang membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan tesis ini. Semoga amal kebaikan dari berbagai pihak di atas mendapat imbalan yang sepadan dari Allah SWT. Amiin.

Surabaya, 16 Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
COVER.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK.....	iv
ABSTRACT.....	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	5
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Bahan Bakar	7
2.1.1 Bahan Bakar Diesel	7
2.1.2 Bahan Bakar CNG	8
2.2 Mesin Diesel	9
2.2.1 Tahapan Pembakaran Mesin Diesel	9
2.2.2 Tahapan Pembakaran Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	11
2.2.3 Mekanisme Pemasukan Bahan Bakar Mesin Diesel	13
2.2.4 Mekanisme Pemasukan Udara dan Bahan Bakar CNG.....	14
2.2.4.1 Cmpuran Udara dan Bahan Bakar Gas CNG	18
2.2.5 Rasio Udara dan Bahan Bakar Mesin Diesel.....	20
2.2.5.1 <i>Mass Flow Rate</i> Bahan Bakar (\dot{m}_{bb}).....	20
2.2.5.2 <i>Mass Flow Rate</i> Udara (\dot{m}_{udara})	21
2.2.6 Pembakaran Stokiometri.....	23
2.2.7 Pembakaran Non Stokiometri.....	24

2.2.8 Performa Pembakaran	25
2.2.8.1 Laju Pelepasan Kalor	25
2.2.8.2 <i>Ignition Delay</i> dan <i>Combustion Duration</i>	26
2.2.8.3 Daya	26
2.2.8.4 Torsi	27
2.2.8.5 Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)	27
2.2.8.6 Pemakaian Bahan Bakar Spesifik	28
2.2.8.7 Efisiensi Termal	29
2.2 Supercharger Pada Mesin Pembakaran Dalam	29
2.3.1 Metode Supercharging	30
2.3.2 Tipe – tipe Kompresor	31
2.3.3 Supercharger Elektrik	32
2.3 Polusi Udara	33
2.4.1 Hidrokarbon (HC)	35
2.4.2 Karbon Monoksida (CO)	35
2.4.3 Partikulate Matter (PM)	35
2.5 Penelitian Terdahulu	36
BAB 3 METODE PENELITIAN	41
3.1 Alat Uji	41
3.2 Prosedur Penelitian	45
3.2.1 Modifikasi <i>Single Fuel Engine</i> menjadi <i>Dual Fuel Engine</i>	45
3.2.2 Tahap Pengujian	46
3.2.3 Proses Pengujian	46
3.2.4 Akhir Pengujian.....	47
3.3 Skema Rancangan Penelitian.....	48
3.4 Rancangan Eksperimen	49
3.5 Pengambilan Data	50
3.6 Metode Analisa Data	50
3.7 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	51

BAB 4 HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN	55
4.1 Data Hasil Pengujian	55
4.1.1 Laju Aliran Massa Fluida (\dot{m})	55
4.1.1.1 Perhitungan \dot{m} udara	55
4.1.1.2 Perhitungan \dot{m} CNG	56
4.1.1.3 Perhitungan \dot{m} solar	58
4.1.2 Perhitungan Daya Efektif	58
4.1.3 Perhitungan Torsi	59
4.1.4 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP).....	60
4.1.5 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	60
4.1.6 Perhitungan Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR)	62
4.1.7 Perhitungan Effisiensi Termal (η_{th}).....	62
4.1.8 Perhitungan Energi Input per Siklus.....	64
4.2 Analisis Unjuk Kerja	64
4.2.1 Daya (Ne)	65
4.2.2 Torsi.....	66
4.2.3 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)	67
4.2.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	68
4.2.5 Solar Tersubstitusi.....	70
4.2.6 Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR).....	71
4.2.7 Effisiensi Termal (η_{th})	72
4.2.8 Energi Input per Siklus	73
4.2.9 Temperatur Gas Buang.....	74
4.2.10 Temperatur Oli, Mesin, dan Pendingin	75
4.3 Analisis Proses Pembakaran.....	77
4.3.1 Tekanan Silinder.....	78
4.3.2 Laju Pelepasan Kalor (HRR).....	79
4.4 Analisis Emisi	81
4.4.1 Emisi CO	81
4.4.2 Emisi HC	82
4.4.3 Emisi PM.....	83

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	85
5.1 Kesimpulan.....	85
5.2 Saran	86
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIOGRAFI PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel	9
Gambar 2.2 Tahapan pembakaran pada mesin diesel <i>dual fuel</i>	11
Gambar 2.3 Mekanisme pemasukan bahan bakar mesin diesel.....	13
Gambar 2.4 Mekanisme kerja governor sentrifugal	14
Gambar 2.5 Peralatan <i>conversion kit</i> gas CNG	15
Gambar 2.6 <i>Pressure reducer</i>	16
Gambar 2.7 Campuran dua aliran	18
Gambar 2.8 <i>Pitot static tube</i>	21
Gambar 2.9 <i>Ignition Delay Period</i>	26
Gambar 2.10 Metode Supercharger Mekanik di Mesin	31
Gambar 2.11 Tipe-tipe Kompresor ICE	31
Gambar 2.12 Instalasi <i>Electric Supercharger</i>	32
Gambar 2.13 (a) Mekanisme Terbentuknya Polutan (b) Emisi Gas Buang Terhadap <i>Air Fuel Ratio</i>	34
Gambar 2.14 Grafik fungsi AFR terhadap beban dengan variasi SOI dan DI	36
Gambar 2.15 Grafik fungsi AFR terhadap beban dengan variasi konstanta pegas	37
Gambar 2.16 Grafik fungsi efisiensi termal terhadap beban	37
Gambar 2.17 Grafik fungsi efisiensi termal terhadap beban pada DI 40° CA	38
Gambar 2.18 Grafik fungsi <i>combustion duration</i> terhadap <i>fuel-air equivalence ratio</i> dan tekanan silinder terhadap <i>crank angle</i>	39
Gambar 2.19 Grafik fungsi BTE terhadap <i>air fuel ratio</i> dan <i>Heat release rate</i> terhadap <i>crank angle</i>	39
Gambar 2.20 Grafik fungsi BTE terhadap BMEP dan Emisi CO terhadap BMEP	40
Gambar 2.21 Grafik fungsi efisiensi termal terhadap kapasitas udara	40
Gambar 3.1 Skema <i>conversion kit</i> tipe <i>dual fuel sequential injection</i>	43

Gambar 3.2 Skema rancangan penelitian	48
Gambar 3.3 <i>Flowchart</i> penelitian dengan bahan bakar solar	52
Gambar 3.4 <i>Flowchart</i> Penelitian dengan Bahan Bakar Solar - CNG	53
Gambar 4.1 Grafik Daya Fungsi Beban	65
Gambar 4.2 Grafik Torsi Fungsi Beban	66
Gambar 4.3 Grafik BMEP Fungsi Beban	67
Gambar 4.4 Grafik SFC <i>Dual Fuel</i> Fungsi Beban	68
Gambar 4.5 Grafik SFC bahan bakar diesel pada sistem <i>dual fuel</i> Fungsi Beban.....	69
Gambar 4.6 Grafik <i>Fuel</i> Subtitusi Fungsi Beban	70
Gambar 4.7 Grafik <i>Air Fuel Ratio</i> Fungsi Beban.....	71
Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Termal Fungsi Beban	72
Gambar 4.9 Grafik Energi Masuk per Siklus Fungsi Beban	73
Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang Fungsi Beban	75
Gambar 4.11 Grafik Temperatur Pelumas (Oli) Fungsi Beban.....	75
Gambar 4.12 Grafik Temperatur Mesin Fungsi Beban	76
Gambar 4.13 Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Beban	74
Gambar 4.14 Grafik <i>Cylinder Pressure</i> Fungsi <i>Crank Angle</i> Pada Beban 1000 Watt	78
Gambar 4.15 Grafik <i>Cylinder Pressure</i> Fungsi <i>Crank Angle</i> Pada Beban 4000 Watt	78
Gambar 4.16 Grafik HRR Fungsi <i>Crank Angle</i> Pada Beban 1000 Watt.....	79
Gambar 4.17 Grafik HRR Fungsi <i>Crank Angle</i> Pada Beban 4000 Watt.....	80
Gambar 4.18 Grafik <i>Crank Angle</i> Fungsi Variasi \dot{m} Udara	81
Gambar 4.19 Grafik Emisi CO Fungsi Beban	82
Gambar 4.20 Grafik Emisi HC Fungsi Beban	83
Gambar 4.21 Grafik Emisi PM Fungsi Beban.....	84

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi bahan bakar solar dan CNG	7
Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen.....	49

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Untuk *internal combustion engine* khususnya mesin diesel, *pilot fuel* yang digunakan adalah solar. Dimana prinsip kerja mesin diesel yaitu *compressed ignition engine* (ICE) atau penyalaan dengan tekanan yang membutuhkan bahan bakar yang memiliki kandungan *cetane number*, sehingga dibutuhkan bahan bakar pemantik.

Tahapan proses pembakaran pada sistem mesin diesel *dual fuel* adalah model *sequential* yang meliputi pembakaran pilot diesel dan pembakaran bahan bakar gas. Konigsson [1], 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 *bulk ignition* dari akhir campuran gas.

Teknologi yang telah dikembangkan dan digunakan pada sistem *dual fuel* pada saat ini ada 3 macam yaitu *Combustion Air Gas Integration* (CAGI), *Low pressure injected gas* (LPIG), dan *High Pressure Injected Gas* (HPIG), Santoso dan Sudarmanta [2]. Pertama, *Combustion Air Gas Integration* (CAGI). Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat *mixer* yang diletakkan pada saluran hisap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini

antara lain lebih ekonomis dibanding dua sistem lainnya, karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan sebagian gas keluar bersama gas buang pada saat katup hisap dan buang terbuka bersamaan.

Kedua, *Low Pressure Injected Gas* (LPIG). Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran hisap ruang bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 Psi. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup *intake* terbuka, dan sistem ini lebih murah dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Ketiga, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menginjeksikan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini dibutuhkan karena gas tersebut diinjeksikan pada saat piston telah mencapai akhir dari langkah kompresi dan bahan bakar diesel telah diinjeksikan untuk memulai pembakaran dimana tekanan dalam ruang bakar menjadi sangat tinggi. Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Kerugian dari pemakaian sistem ini antara lain selain membutuhkan biaya yang lebih mahal, apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100% bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve*.

Pada umumnya sistem *dual fuel* mengalami permasalahan pada berkurangnya rasio udara dan bahan bakar. Jumlah udara pembakaran berkurang disebabkan adanya pemasukan bahan bakar alternatif pada *intake*, hal tersebut menyebabkan AFR menjadi lebih rendah. AFR yang rendah menyebabkan terjadinya campuran yang kaya pada pembakaran, sehingga efisiensi termal

menjadi lebih rendah karena bahan bakar tidak terbakar secara menyeluruh. Pada *Compressed Ignition Engine* (CIE), rasio udara dan bahan bakar yang ideal adalah $18 \leq \text{AFR} \leq 70$ [3].

Arif dan Sudarmanta [4], pada penelitiannya tentang mesin diesel *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan menginjeksikan CNG melalui injector ke *intake manifold* yang dikontrol menggunakan ECU, diperoleh hasil terbaik pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi CNG pada 45° ATDC dan 25 ms dengan menurunkan SFC solar hingga rata-rata 52,05%, akan tetapi meningkatkan SFC dual fuel hingga rata-rata 0,98 kg/Hp.h dari 0,21 kg/Hp.h pada *single fuel* dan menurunkan AFR rata-rata sebesar 22,92%.

Yuvenda dan Sudarmanta [5], melakukan penelitian menggunakan mesin Diamond tipe Di 800 dengan sistem *dual fuel* model *indirect injection* dengan memvariasikan konstanta pegas dan tekanan gas keluar pada *stage* dua. Hasil terbaik didapatkan pada konstanta pegas 27,55 N/m dan tekanan 2,5 bar terjadi peningkatan jumlah laju aliran gas 7,42% dan tidak berpengaruh signifikan terhadap daya efektif mesin, torsi, BMEP jika dibandingkan dengan *singel fuel*, namun CNG tersubsitusi menggantikan bahan bakar solar sebesar 60,2% dengan peningkatan SFC *dual fuel* rata-rata sebesar 27,5% kg/Hp.h dan menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 59,4%, penurunan efisiensi termal rata-rata sebesar 21,2% serta penurunan AFR rata-rata sebesar 37,5%.

Exoryanto dan Sudarmanta [6], dalam penelitiannya memvariasikan waktu dan tekanan injeksi CNG. Hasil optimal pada waktu injeksi CNG yang paling lambat yaitu pada 80^0 ATDC dan tekanan injeksi CNG 1.5 N/m^2 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 [7], pada penelitiannya 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 paling lambat dan durasi injeksi yang paling panjang, yaitu pada waktu injeksi 150^0 ATDC dan durasi injeksi CNG 70^0 CA dengan substitusi

solar 67.49%. Tetapi, nilai efisiensi termal turun 58.5% dan campuran bahan bakar kaya dengan nilai AFR turun 70.63%.

Papagiannakis dkk [8] pada penelitiannya melakukan pengaturan *air fuel ratio natural gas-diesel* dengan menggunakan *supercharger* dan memvariasikan BMEP (1.2, 2.4, 3.7, 4.9 bar) dan kecepatan mesin 1500, 2000, 2500 rpm pada kondisi normal diesel (*single fuel*) $x = 0\%$ dan pada kondisi (*dual fuel*) $x > 0\%$. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa setiap variasi kecepatan dan pembebanan, AFR yang tinggi (2.39, 2.04, 1.69) mempunyai BTE tertinggi (0.2, 0.275, 0.325) mendekati kondisi normal (*single fuel*). Pada kecepatan 1500 rpm terjadi peningkatan HRR mesin diesel *dual fuel* sebesar 25 J/CA dengan AFR 2.38.

Berdasarkan uraian diatas, menunjukkan kecenderungan bahwa pengoperasian sistem *dual fuel* menghasilkan campuran diruang bakar yang lebih kaya. Sehingga efisiensi termal mengalami penurunan, sedangkan menaikkan *air fuel ratio* melalui penambahan supercharger udara dapat menambah jumlah udara pembakaran, mempercepat durasi pembakaran, meningkatkan tekanan silinder dan *heat release rate*. Pada penelitian ini ingin diketahui pengaruh penambahan *mass flow rate* udara masuk pada ruang bakar dengan menggunakan *electric supercharger* pada mesin diesel Diamond tipe DI 800 yang dioperasikan *dual fuel* solar-CNG terhadap proses pembakaran yang secara spesifik ditunjukkan oleh tekanan silinder, *heat release rate*, dan emisi yang dihasilkan.

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang dapat diambil berdasarkan latar belakang tersebut adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh penambahan *mass flow rate* udara masuk pada ruang bakar menggunakan *electric supercharger* terhadap proses pembakaran, pembentukan emisi dan *heat release rate* pada mesin diesel Diamond tipe Di 800 pada operasi mesin sistem *dual fuel* solar-CNG?

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini diberikan beberapa batasan masalah yang akan diteliti sehingga tidak menyimpang dari hasil yang diharapkan. Adapun batasan masalah dapat dirumuskan sebagai berikut:

1. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada saluran isap untuk menyuplai CNG menuju ruang bakar dan penambahan *electric supercharger* untuk meningkatkan *mass flow rate* udara masuk.
2. Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan.
3. Tidak membahas mengenai pembuatan CNG serta reaksi kimia yang terjadi.
4. Pengujian tekanan silinder, *heat release rate*, dan emisi dilaksanakan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Teknik Mesin ITS.
5. Bahan bakar yang digunakan adalah solar dan CNG.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan perumusan masalah yang telah ditetapkan, penelitian ini mempunyai tujuan sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui pengaruh perubahan *air fuel ratio* pada ruang bakar dengan menggunakan *electric supercharger* terhadap proses pembakaran, pembentukan emisi, dan *heat release rate* pada mesin diesel Diamond tipe DI 800 pada operasi mesin sistem *dual fuel* solar-CNG.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi bahan acuan dalam pengembangan teknologi mesin diesel *dual fuel*, sebagai bagian dari upaya memanfaatkan bahan bakar alternatif, mengurangi ketergantungan terhadap bahan bakar fosil dan meningkatkan kekayaan intelektual dalam bentuk karya ilmiah sebagai tonggak pengembangan kemajuan teknologi nasional.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan di proses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1 Bahan Bakar Diesel

Bahan bakar solar yang digunakan dalam penelitian ini adalah bahan bakar premium yang diproduksi oleh PT. Pertamina. Adapun spesifikasi mengenai bahan bakar solar pada tabel 2.1 sebagai berikut.

Tabel 2.1 Spesifikasi bahan bakar solar

<i>Fuel properties</i>	<i>Solar</i>	<i>CNG</i>
<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).}	0,56 ^{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).}

Sumber: 1. PT. Pertamina (2013), 2. AFDC (2014), 3. PT. PGN (2014).

2.1.2 Bahan Bakar CNG

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari *methane* (CH₄) dan sisanya berupa *ethana*, *propane*, *butane*, *penthana*, dan *carbonmonoxide*. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. *Compressed natural gas* memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan *volume* (*energy density*) yang lebih kecil dibandingkan solar, *methanol*, *gasoline*, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya.

Gas alam terkompresi (*compressed natural gas*) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. CNG dibuat dengan melakukan kompresi *methane* (CH₄) yang diekstrak dari gas alam.

Konversi ke CNG difasilitasi dengan pemberian harga yang lebih murah bila dibandingkan dengan bahan bakar cair (bensin dan solar), peralatan konversi yang dibuat lokal dan infrastruktur distribusi CNG yang terus berkembang. Sejalan dengan semakin meningkatnya harga minyak dan kesadaran lingkungan, CNG saat ini mulai digunakan juga untuk kendaraan penumpang dan truk barang berdaya ringan hingga menengah. Sebenarnya di Indonesia, CNG bukanlah

barang baru, pencanangan untuk menggunakan CNG yang harganya lebih murah dan lebih ramah lingkungan daripada bahan bakar minyak sudah dilakukan sejak tahun 1987.

Compressed natural gas (CNG) merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan. Komposisi kimia dan dari CNG dapat dilihat pada tabel 2.1 diatas.

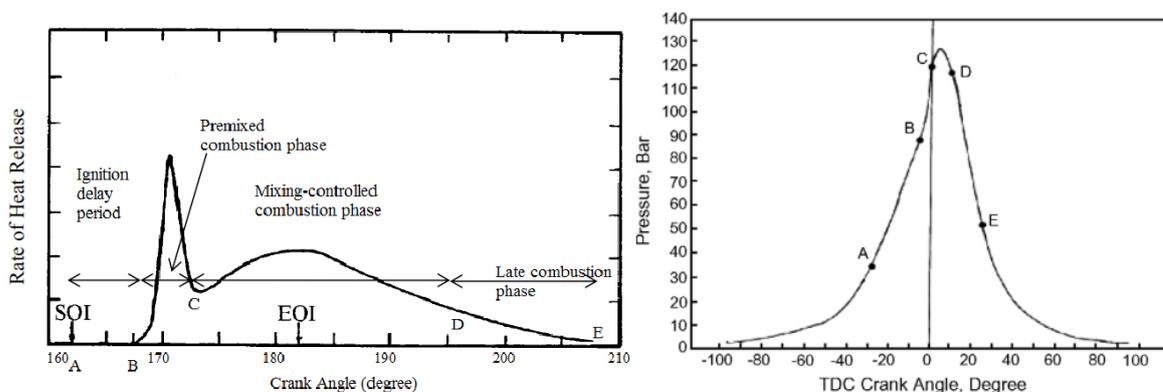
2.2 Mesin Diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara murni dari luar, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [9].

2.2.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel

Pembakaran pada ruang bakar dapat terjadi dengan beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain: adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar.

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.1. Tahapan pembakarannya yaitu:



Gambar 2.1. Tahapan pembakaran pada mesin diesel [3]

1. Tahap Pertama

Tahap ini diistilahkan dengan *ignition delay period* yaitu area dalam rentang A-B pada gambar 2.1. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properti 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 2.1. Bahan bakar berupa *droplet-droplet* di selubungi oleh 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 2.1, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang 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

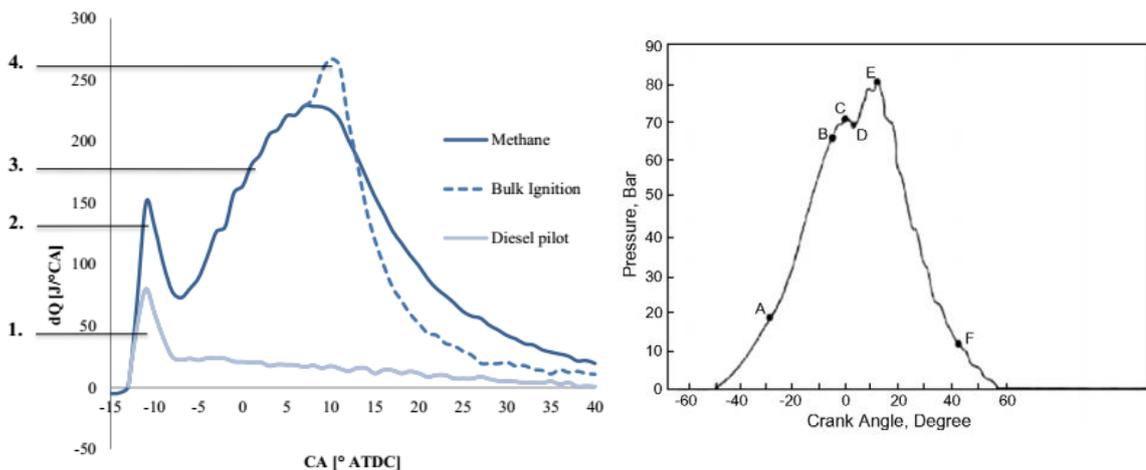
berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

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 *after burning* yang diindikasikan oleh area setelah titik D pada gambar 2.1. 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 *unburned fuel*.

2.2.2 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel *Dual Fuel*

Mesin diesel yang menggunakan dua bahan bakar memiliki beberapa perbedaan dalam tahapan pembakaran. (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. Tahapan pembakaran *dual-fuel* menurut Sahoo dkk [10] yaitu :



Gambar 2.2. Tahapan pembakaran pada mesin diesel dual fuel [10]

Terdapat 5 tahap pembakaran pada mesin diesel dual fuel seperti yang ditunjukkan pada gambar diatas:

1. *Pilot Ignition Delay Period*

Pada tahap ini bahan bakar pilot yaitu 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.

2. *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 relative kecil dibandingkan pada diesel murni. Karena jumlah bahan bakar *pilot* yang terbakar lebih sedikit. Tahap ini berlangsung dari titik B-C.

3. *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.

4. *Rapid combustion of primary fuel*

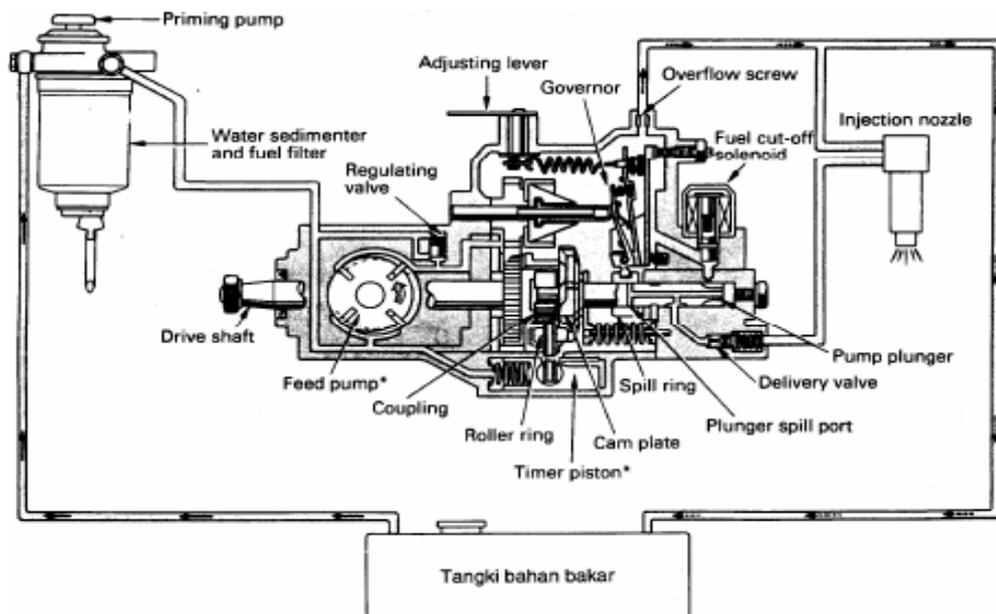
Pada tahap ini pembakarannya tidak stabil karena dimulai dengan propagasi api yang diinisiasi oleh pembakaran spontan bahan bakar *pilot*. Tahap ini berlangsung dari titik D-E.

5. *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.

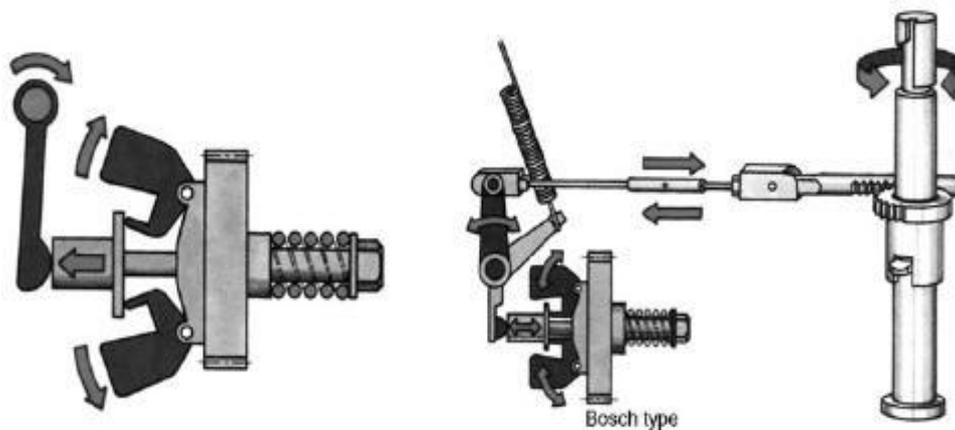
2.2.3 Mekanisme Pemasukan Bahan Bakar Mesin Diesel

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 2.3 (Brady, 1988) menjelaskan bahwa bahan bakar solar 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.



Gambar 2.3 Mekanisme pemasukan bahan bakar mesin diesel

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. *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 turunnya *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 2.4 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.

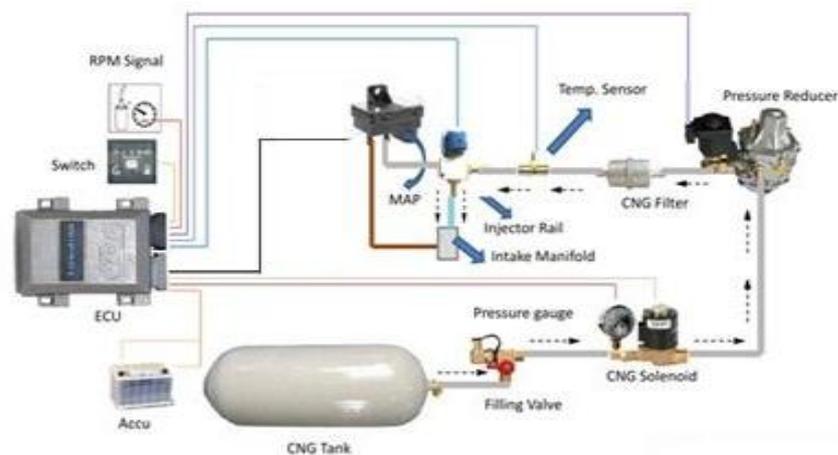
2.2.4 Mekanisme Pemasukan Udara dan Bahan Bakar Gas CNG

Dalam sistem mesin diesel *dual fuel*, bahan bakar gas sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar minyak solar sebagai bahan bakar 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 saat langkah hisap. 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. Oleh karena itu, dibutuhkan beberapa minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk memulai pembakaran di dalam ruang bakar. Pembakaran tersebut mengakibatkan tekanan silinder meningkat lagi dan gas CNG ikut terbakar (Sahoo, 2009).

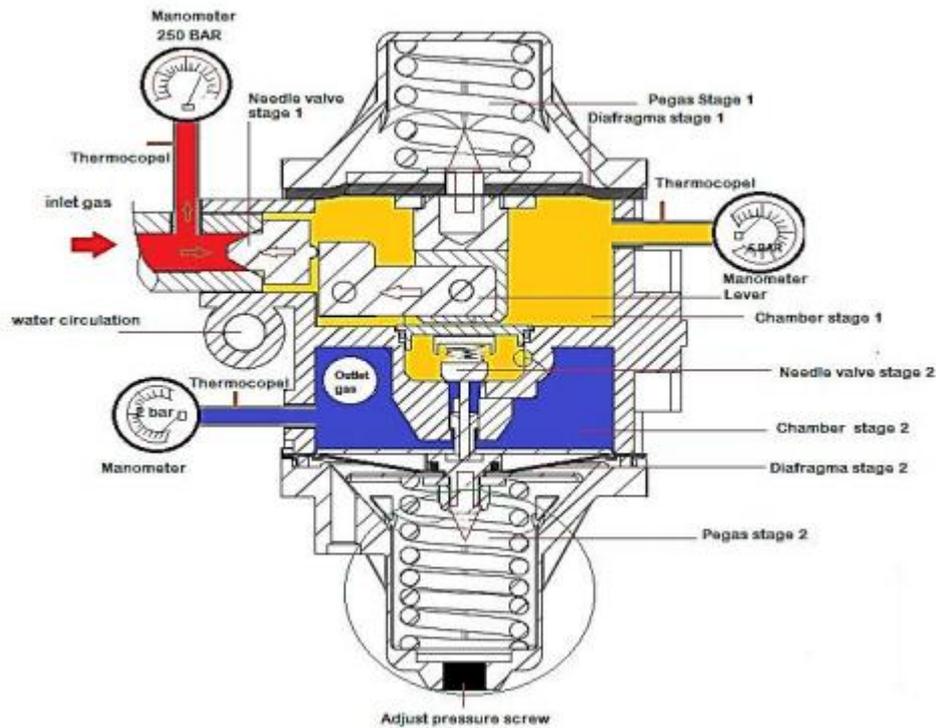
Pada sistem Bahan bakar gas CNG dimasukkan melalui *intake manifold* dengan beberapa perlengkapan yang disebut dengan *conversion kit*. (Ismail dkk, 2016) menjelaskan bahwa *Conversion kit* sistem injeksi bahan bakar gas CNG terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi sehingga bahan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



Gambar 2.5 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*, *CNG filter*, *electronic control unit (ECU)*, dan *wiring*. Beberapa perlengkapan *conversion kit* digambarkan pada gambar 2.5. 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. Sebelum masuk injektor gas,

untuk menjaga bahan bakar CNG agar tetap bersih dari kotoran dan alirannya tidak tersumbat di *filter* menggunakan CNG *filter*. Untuk pengaturan waktu dan durasi CNG menggunakan ECU Vemstone.



Gambar 2.6 *Pressure reducer* [5]

Pressure reducer adalah komponen utama pada sistem *conversion kit* yang digunakan untuk mengendalikan dan menjaga tekanan gas keluar agar tetap konstan dibawah perubahan laju aliran dan tekanan masuk. *Pressure reducer* dirancang untuk beroperasi mendistribusikan gas dari tabung CNG bertekanan tinggi sebesar 250 bar menjadi tekanan kerja sebesar 2 bar. Ada dua jenis *pressure reducer* yaitu *single stage* dan *dual stage*. Pada *single stage* untuk mendapatkan tekanan keluar (*delivery pressure*) yang sesuai dengan kebutuhan melalui proses satu *stage*. Penggunaan *single stage* dalam menurunkan tekanan lebih cocok untuk fluida gas liquid. Sedangkan pada *dual stage* untuk mendapatkan tekanan keluar yang sesuai dengan kebutuhan melalui proses dua *stage*. Masing-masing *stage* mempunyai komponen pegas (*loading element*), diafragma (*measuring element*), dan *needle valve* (*control element*). Pegas (*loading element*) berfungsi

sebagai pengontrol bukaan dari *needle valve*. Dalam penentuan pegas yang digunakan perlu diperhatikan nilai dari konstanta pegas (*spring rate*) yang didefinisikan sebagai nilai slope dari kurva gaya defleksi. Untuk kurva gaya defleksi yang linier, nilai konstanta (k) untuk pegas helix tekan adalah

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad (2.1)$$

dengan :

k = Konstanta pegas (N/m)

F = Gaya yang diperlukan (N)

Δl = perubahan panjang (m)

Sebuah *pressure reducer* mempunyai performa yang baik apabila tekanan keluarnya tetap konstan ketika terjadi perubahan laju aliran gas keluar (*mass flow rate*) dan tekanan masuk, dengan kata lain tidak ada *pressure drop* dari awal gas keluar sampai akhir gas dimanfaatkan. Akan tetapi dalam kenyataannya untuk mempertahankan performa dari *pressure reducer* sangat sulit, ketika tekanan dipertahankan konstan maka laju aliran akan berkurang. Dengan demikian persamaan tekanan dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.2)$$

dengan :

P = Tekanan (N/m²)

F = Gaya (N)

A = Luas Area (m²)

Untuk mendapatkan nilai gaya (N) dapat kita gunakan persamaan 2.1. Kemudian laju aliran gas (*mass flow rate*) pada gas *outlet pressure reducer* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{\text{CNG}} = \rho_{\text{CNG}} \times V_{\text{CNG}} \times A_{\text{CNG}} \quad (\text{Kg/s}) \quad (2.3)$$

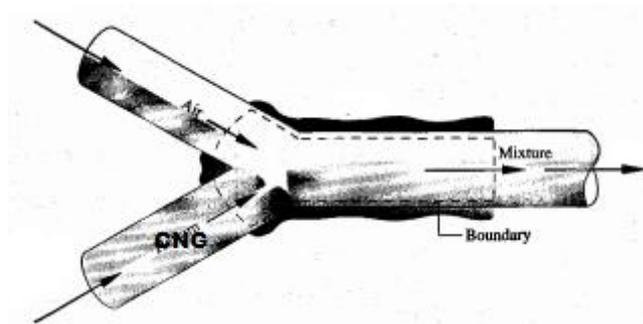
2.2.4.1 Campuran Udara dan Bahan Bakar Gas CNG

Campuran antara udara dan bahan bakar gas CNG pada saat piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB) atau disebut langkah hisap, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan gas ideal sebagai berikut:

$$P = \frac{n R T}{V} \quad (2.4)$$

dengan :

- P = Tekanan gas ideal (N/m²)
- n = Jumlah mol gas
- R = Tetapan gas umum (8,31 x 10³ M/mol.K)
- T = Temperatur (°C)
- V = Volume (m³)



Gambar 2.7 Campuran Dua Aliran [16]

Laju aliran massa udara dapat dihitung dari laju aliran volumetrik $(AV)_{air}$ sebagai berikut:

$$\dot{m}_{air} = \frac{(AV)_{air}}{v_{air}} \quad (2.4)$$

dengan v_{air} adalah volume spesifik dari udara (m³/kg), maka persamaan gas ideal menjadi :

$$v_{air} = \frac{(R/M_{air})T_{air}}{P_{air}} \quad (2.5)$$

dengan M_{air} adalah berat molekul udara (kg/kmol). Menggunakan laju kesetimbangan massa dan energi, maka laju aliran masuk sama dengan laju aliran keluar sama.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air\ mix}$$

$$\dot{m}_{CNG} = \dot{m}_{CNG\ mix}$$

$$0 = \{(\dot{m}_{air} h_{air} T_{air}) + (\dot{m}_{CNG} h_{CNG} T_{CNG})\} - \{(\dot{m}_{air} h_{air} T_{mix}) + (\dot{m}_{CNG} h_{CNG} T_{mix})\}$$

dengan \dot{m}_{air} adalah laju aliran massa udara (kg/s), dan \dot{m}_{CNG} adalah laju aliran massa gas CNG (kg/s), sehingga \dot{m}_{mix} :

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{air} \frac{(h_{air} T_{mix}) - (h_{air} T_{air})}{(h_{CNG} T_{CNG}) - (h_{CNG} T_{mix})} \quad (2.6)$$

Kemudian untuk memperoleh fraksi mol dari udara dan CNG didalam campuran yang terbentuk, maka laju aliran massa dikonversikan ke laju aliran molar dengan menggunakan berat molekular sebagai berikut :

$$\dot{n}_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{M_{air}} \quad (2.7)$$

$$\dot{n}_{CNG} = \frac{\dot{m}_{CNG}}{M_{CNG}} \quad (2.8)$$

$$\dot{n} = \dot{n}_{air} + \dot{n}_{CNG} \text{ (kmol/s)} \quad (2.9)$$

fraksi mol udara dan CNG adalah

$$y_{air} = \frac{\dot{n}_{air}}{\dot{n}} \quad (2.10)$$

$$y_{CNG} = \frac{\dot{n}_{CNG}}{\dot{n}} \quad (2.11)$$

dengan mengetahui fraksi mol udara dan CNG, maka nilai tekanan campuran udara dan CNG dapat diperoleh dari rumus sebagai berikut:

$$P_{mix} = \frac{P_{air} + P_{CNG}}{y_{air} + y_{CNG}} \text{ (bar)} \quad (2.12)$$

2.2.5 Rasio Udara Bahan Bakar Mesin Diesel

Mesin diesel dengan kecepatan tertentu dan tidak berhubungan dengan beban, suplai udara yang masuk ke dalam silinder konstan (*motor constant air supply*). Dengan adanya perubahan beban menyebabkan jumlah bahan bakar juga berubah, sehingga merubah rasio udara-bahan bakar. *Overall* rasio udara-bahan bakar dapat bervariasi dari 100:1 sampai 20:1 pada beban penuh. Berbeda dengan motor SI yang mempunyai rasio udara-bahan bakar mendekati stoikiometri dari tanpa beban sampai beban penuh. Motor SI menggunakan campuran sedikit lebih kaya (misal 13,5:1 atau 14:1), sedangkan motor CI atau mesin diesel menggunakan campuran yang sedikit miskin (misal 20:1). Walaupun indikasi efisiensi termal lebih tinggi pada campuran lebih miskin, namun daya output dan *mep* menurun.

Daya output dan *mep* maksimum adalah daya yang diinginkan pada motor CI atau mesin diesel, untuk itu pembakaran diusahakan sedekat mungkin dengan campuran stoikiometri pada beban penuh. Namun dengan kurang baiknya distribusi bahan bakar dan terbatasnya waktu pencampuran dengan udara menghasilkan asap yang berlebihan bila dioperasikan dekat rasio kimia tepat. Maka dari itu motor CI harus dioperasikan pada udara lebih (rasio udara-bahan bakar 20-23:1, dibutuhkan udara lebih 35-50%). Kawano [9].

2.2.5.1 *Mass flow rate* bahan bakar (\dot{m}_{bb})

Perhitungan \dot{m} bahan bakar dilakukan dengan rumus sebagai berikut:

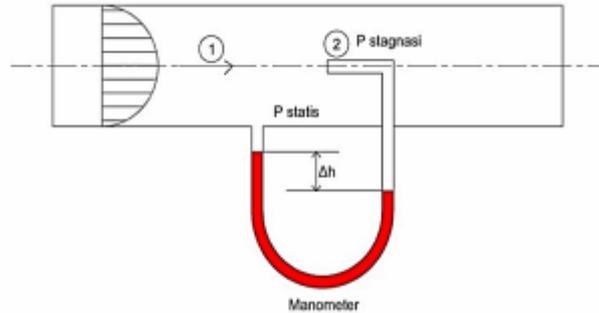
$$\dot{m} \text{ bahan bakar} = \frac{\rho_{solar} \times \text{volume bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}} \text{ (kg/s)} \quad (2.13)$$

dengan :

ρ_{solar}	= 832 kg/m ³
Volume bahan bakar	= 25 ml
Waktu konsumsi bahan bakar	= sekon

2.2.5.2 Mass flow rate Udara (\dot{m}_{udara})

Pengukuran \dot{m} udara dilakukan dengan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *inclined manometer*. Dengan menerapkan persamaan Bernoulli dapat diperoleh rumus sebagai berikut :



Gambar 2.8 Pitot Static Tube

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + g z_2 \quad (2.14)$$

dengan :

P_1 = Tekanan statis pada titik 1 (Pa)

P_2 = Tekanan stagnasi pada titik 2 (Pa)

ρ = Massa jenis fluida yang mengalir (kg/m^3)

V_1 = Kecepatan dititik 1 (m/s)

V_2 = Kecepatan dititik 2, kecepatan pada titik stagnasi adalah 0 m/s

Dengan mengasumsikan $\Delta_z = Z_1 - Z_2 = 0$, maka persamaannya menjadi:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} \quad (2.15)$$

Berdasarkan persamaan (2.15), kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar sebagai berikut:

$$V_{\text{max}} = \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho_{\text{udara}}}} \quad (2.16)$$

dengan:

$$P_2 - P_1 = \rho_{\text{red oil}} \cdot g \cdot h \quad (2.17)$$

$$\rho_{\text{red oil}} = (\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot SG_{\text{red oil}}) \quad (2.18)$$

Kemudian pada *inclined manometer* diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$P_2 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \quad (2.19)$$

h adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan $\theta = 15^\circ$, maka persamaannya menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2 (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \quad (2.20)$$

dengan:

$SG_{red\ oil}$ = *Specific gravity red oil* (0.827)

ρ_{H_2O} = Massa jenis air (1000 kg/m³)

ρ_{udara} = Massa Jenis Udara (1.1614 kg/m³)

h = Total perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* (m)

θ = Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (*degree*).

Namun V_1 merupakan kecepatan maksimal (V_{max}) terlihat pada profil aliran *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\tilde{V}). Untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *Reynold number* yang digunakan untuk mengetahui aliran tersebut laminar atau turbulen.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{udara} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu_{udara}} \quad (2.21)$$

Aliran turbulen ($Re_{V_{max}} > 4000$) *average velocity* dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$\frac{\tilde{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (2.22)$$

dengan :

\tilde{V} = Kecepatan rata-rata (m/s)

V_{max} = Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran (m/s)

n = *Variation of power law exponent*.

yang dirumuskan sebagai berikut :

$$n = - 1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \quad (2.23)$$

Sedangkan untuk aliran laminar *average velocity* dapat diperoleh melalui persamaan berikut ini:

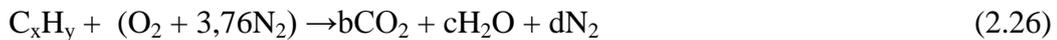
$$V_{max} = 2 \tilde{V} \quad (2.24)$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (*air mass flow rate*) dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \times \tilde{V}_{\text{udara}} \times A_{\text{udara}} \quad (\text{Kg/s}) \quad (2.25)$$

2.2.6 Pembakaran Stoikiometri

Jika ketersediaan oksigen cukup, bahan bakar hidrokarbon akan teroksidasi secara menyeluruh. Karbon yang ada dalam bahan bakar akan diubah menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen akan menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut dengan pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut.



Dari persamaan (2.14) bisa dicari kesetimbangannya, yaitu.

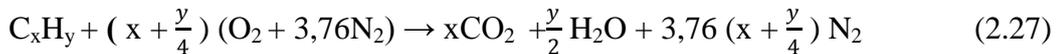
$$\text{Kesetimbangan C} \quad : \quad x = b$$

$$\text{Kesetimbangan H} \quad : \quad y = 2c \rightarrow c = y/2$$

$$\text{Kesetimbangan O} \quad : \quad 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = x + y/4$$

$$\text{Kesetimbangan N} \quad : \quad 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(x + y/4)$$

Maka persamaan 2.14 di atas menjadi



Jumlah oksigen yang di butuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{\text{O}_2} \frac{m_{\text{atom O}_2}}{m_{\text{atom C}_x\text{H}_y}} \times \% \text{C}_x\text{H}_y \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg}} \text{ bahan bakar}\right) \quad (2.28)$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) adalah sebagai berikut :

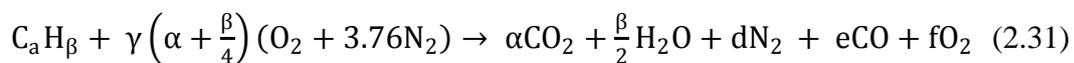
$$(A/F)_S = \frac{m_{\text{udara}}}{m_{\text{bahan bakar}}} = \left(\frac{\sum n_i M_i}{\sum n_i \bar{M}_i}\right)_{\text{udara}} \quad (2.29)$$

$$(A/F)_S = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{\text{O}_2} + 3,76 \left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{\text{N}_2}}{x \bar{M}_C + y \bar{M}_H} \quad (2.30)$$

Kawano (2011) menyatakan bahwa besarnya rasio udara dan bahan bakar stoikiometri sangat bergantung pada komposisi bahan bakar hidrokarbon sehingga mempunyai rentangan 100:1 sampai dengan 20:1.

2.2.7 Pembakaran Non Stoikiometri

Mekanisme pembakaran dalam aplikasinya dituntut dapat berlangsung secara cepat, sehingga sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat proses pencampuran antara udara dan bahan bakar yang tidak sempurna. Pembakaran yang seperti ini disebut dengan pembakaran non-stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non-stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut:



Jadi intinya pembakaran dalam motor bakar ada tiga jenis menurut komposisi rasio antara udara dengan bahan bakar, yaitu:

1. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .

2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

3. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .

Pada pembakaran juga dikenal *excess air ratio* (λ). Berikut adalah persamaan untuk menentukan besarnya λ .

$$\lambda = \frac{(A/F)_{\text{aktual}}}{(A/F)_{\text{stoikiometri}}} \quad (2.32)$$

Besarnya λ untuk campuran stoikiometri adalah 1, untuk campuran miskin λ lebih besar dari 1 sedangkan untuk campuran kaya besarnya λ kurang dari 1.

2.2.8 Performa Pembakaran

2.2.8.1 Laju Pelepasan Kalor (*Heat Release Rate* / HRR)

Analisis laju pelepasan panas didasarkan pada perubahan tekanan gas silinder dan volume silinder selama siklus. Oleh karena itu, beberapa asumsi dibuat untuk menghitung nilai pelepasan panas. Diasumsikan bahwa tidak ada kerugian yang harus dibayar pada ruang tersebut. Besar gradien suhu, gelombang tekanan, kebocoran melalui cincin piston, penguapan bahan bakar dan nilai campuran diabaikan. Untuk itu katup *intake* dan *exhaust* diasumsikan ditutup. Dengan menggunakan asumsi ini, laju pelepasan panas dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut (Heywood, 1988):

$$\begin{aligned}\frac{dQ}{d\theta} &= \frac{dU}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{C_v}{R} \left[P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right] + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{1}{K-1} \left[P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right] + P \frac{dV}{d\theta} \\ &= \frac{K}{K-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{K}{K-1} V \frac{dP}{d\theta}\end{aligned}\tag{2.33}$$

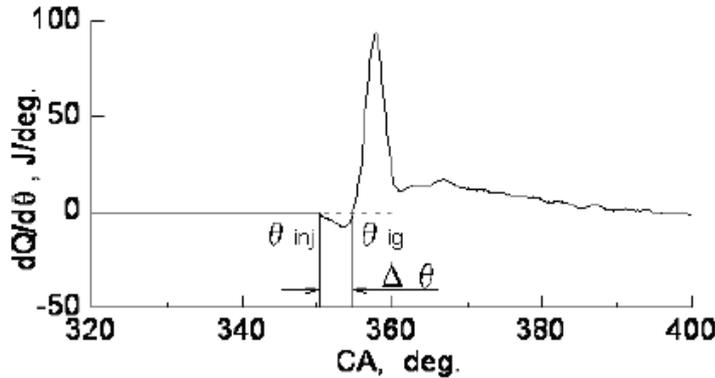
dengan:

- 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),
- K = Rasio spesifik panas,
- θ = Sudut putar mesin (deg.)

Dari persamaan diatas dapat diamati bahwa laju pelepasan panas berbanding lurus dengan energi dalam dan tekanan didalam 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.

2.2.8.2 Ignition delay dan combustion duration

Ignition delay adalah waktu dari mulai periode awal injeksi solar (*start of injection*), sampai tahap pembakaran (*start of combustion*). Ini merupakan parameter yang mempengaruhi dari awal hingga akhir proses pembakaran, oleh karena itu dapat mempengaruhi performa dan emisi yang dihasilkan dari suatu mesin. Seperti terlihat pada gambar dibawah:



Gambar 2.9 Ignition delay period [10]

Combustion duration adalah waktu mulai pembakaran (*start of combustion*) sampai pembakaran berakhir (*end of combustion*).

2.2.8.3 Daya

Daya adalah kemampuan suatu *engine* untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam Watt (W). Untuk mengukur daya pada sebuah *engine-generator set*, 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:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos \theta}{\eta_{mg} \times \eta_t} \quad (2.34)$$

dengan :

Ne = daya poros (W)

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

2.2.8.4 Torsi

Torsi adalah kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Torsi merupakan 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.

$$M_t = \frac{60 \cdot N_e}{n} \quad (\text{N.m}) \quad (2.35)$$

dengan :

N_e = Daya (W)

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 cenderung semakin besar. Semakin besar putaran *engine*, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

2.2.8.5 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 menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. BMEP dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{BMEP} = \frac{4500 \cdot N_e \cdot z}{A \cdot l \cdot n \cdot i} \quad (\text{kg/cm}^2) \quad (2.36)$$

dengan :

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)

2.2.8.6 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:

$$\dot{m} = \frac{m_{bb}}{s} \quad (\text{kg/jam}) \quad (2.37)$$

sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$\text{sfc} = 3600 \times \frac{m_{bb}}{N_e} \quad (\text{kg/KW.jam}) \quad (2.38)$$

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

$$\text{sfc}_{\text{dual}} = \frac{\dot{m}_{\text{CNG}} + \dot{m}_{\text{ms}}}{N_e} \quad (\text{kg/KW.jam}) \quad (2.39)$$

dengan :

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)

2.2.8.7 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:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Energi panas bahan bakar / satuan waktu yang diberi}} \times 100\% \quad (2.40)$$

$$\eta_{th} = \frac{632}{sfc \cdot Q} \times 100\% \quad (2.41)$$

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

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{\text{dual solar}} \cdot Q_{ms} + m_{CNG} \cdot Q_{CNG}} \times 100\% \quad (2.42)$$

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

2.3 Supercharger pada Mesin Pembakaran Dalam

Daya yang dihasilkan mesin bergantung pada jumlah udara yang dimasukkan per satuan waktu dan tingkat pemanfaatan udara itu sendiri. Tiga metode yang mungkin digunakan untuk meningkatkan konsumsi udara sebuah mesin adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan perubahan piston :

Meningkatkan ukuran dan berat mesin, namun ada permasalahan pada tambahan pendinginan.

2. Menjalankan mesin pada kecepatan yang lebih tinggi :

Hal ini menyebabkan peningkatan kerugian gesekan mekanis dan menimbulkan tegangan inersia yang lebih besar pada bagian-bagian mesin.

3. Meningkatkan muatan densitas :

Hal ini memungkinkan muatan yang lebih besar untuk dimasukkan ke ruang yang sama.

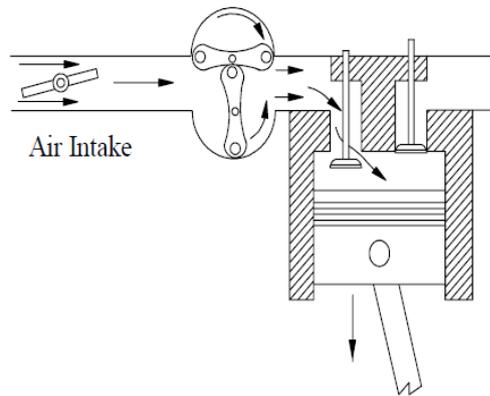
Metode peningkatan kapasitas udara sebuah mesin dikenal sebagai *supercharging*. Perangkat yang digunakan untuk meningkatkan kerapatan udara ini dikenal sebagai *supercharger*. *Supercharger* adalah blower atau kompresor yang memberikan muatan lebih padat ke mesin. Untuk instalasi kendaraan darat, digunakan untuk menghasilkan keuntungan pada *output* daya mesin. Untuk instalasi pesawat terbang, selain menghasilkan keuntungan pada *output* daya di permukaan laut, Hal ini juga memungkinkan mesin untuk mempertahankan *output* daya yang lebih tinggi saat ketinggian meningkat.

Supercharging di mesin SI hanya digunakan di pesawat terbang dan mesin mobil balap. Selain untuk meningkatkan efisiensi volumetrik mesin, hasil *supercharging* juga menaikkan temperatur udara yang masuk ke mesin, mengurangi keterlambatan pengapian dan meningkatkan kecepatan pembakaran. Kedua efek ini berakibat pada kecenderungan yang lebih besar untuk *knocking* atau memberi tanda *pre-ignition*. Untuk alasan ini, mesin bensin *supercharger* menggunakan rasio kompresi yang lebih rendah.

Dalam kasus mesin CI, *supercharging* tidak menghasilkan masalah pembakaran, tetapi akan meningkatkan pembakaran. Peningkatan tekanan dan temperatur udara masuk dapat mengurangi penundaan pengapian, dan kenaikan tekanan menghasilkan pembakaran yang lebih baik, lebih tenang dan lebih halus.

2.3.1 Metode Supercharging

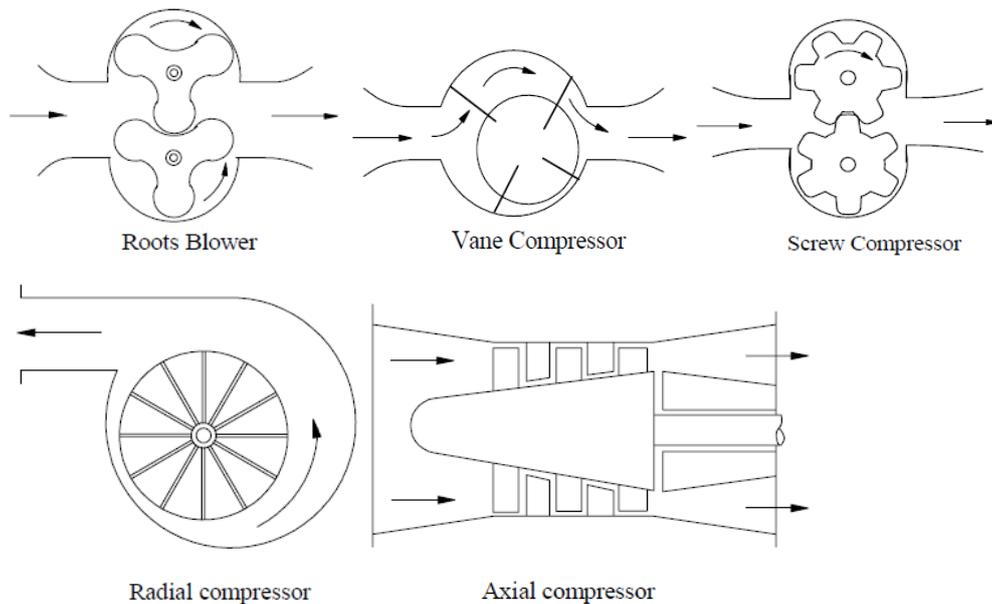
Supercharger mekanik adalah kompresor yang digerakkan oleh crankshaft mesin. Kompresor ini biasanya merupakan tipe *positive displacement* yang bekerja pada putaran mesin. Hal ini memungkinkan respon cepat terhadap perubahan *throttle*.



Gambar 2.10 Metode Supercharger Mekanik di Mesin [*Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons.2001].

2.3.2 Tipe - Tipe Kompresor

Beberapa macam kompresor pada *Internal Combustion Engine* sebagai berikut:



Gambar 2.11 Tipe-tipe kompresor ICE [*Internal Combustion Engines*, Tata Mc Graw Hill. 2003]

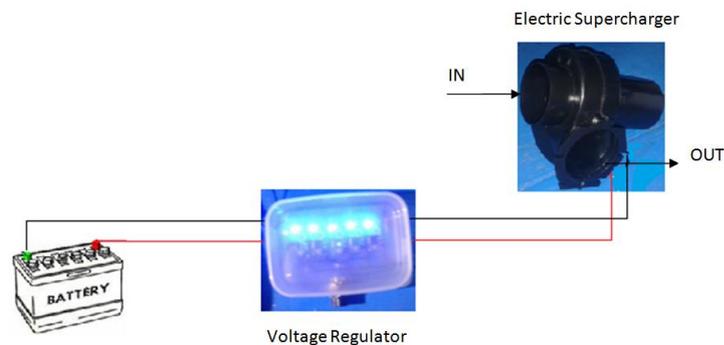
Pada tipe *root blower*, udara dikompresikan dengan pengaturan kontak gigi, sedangkan dalam kasus *vane blower*, udara dikompresikan oleh elemen baling-baling yang berputar. Pada kedua jenis ini, volume udara diambil dari saluran masuk dan dikeluarkan pada ujung saluran luar. Udara dikompresikan

karena dipaksa melawan tekanan yang lebih tinggi pada sisi saluran luar kompresor. Jenis *screw compressor* menangkap udara antara gigi berbentuk *helical intermeshing* dan memaksa aliran ke arah ujung luar secara aksial. Supercharger *Positive Displacement* ini sangat baik digunakan pada pembangkit, kendaraan dan instalasi kelautan.

Tipe *sentrifugal* secara khusus digunakan sebagai supercharger dengan pembangkit tenaga *reciprocating* untuk pesawat terbang, karena relatif ringan dan menghasilkan aliran terus menerus. Tipe aksial terutama digunakan pada turbin gas, dan jarang digunakan pada mesin *reciprocating supercharging*.

2.3.3 Supercharger Elektrik

Supercharger elektrik adalah sebuah kompresor gas yang digunakan untuk memompa udara ke dalam ruang bakar mesin pembakaran dalam. Tambahan massa udara yang masuk ke ruang bakar digunakan untuk mesin membakar lebih banyak bahan bakar, dan meningkatkan efisiensi volumetrik mesin serta membuat lebih bertenaga. Sebuah supercharger elektrik digerakkan secara elektrik oleh baterai/aki 12 V DC.



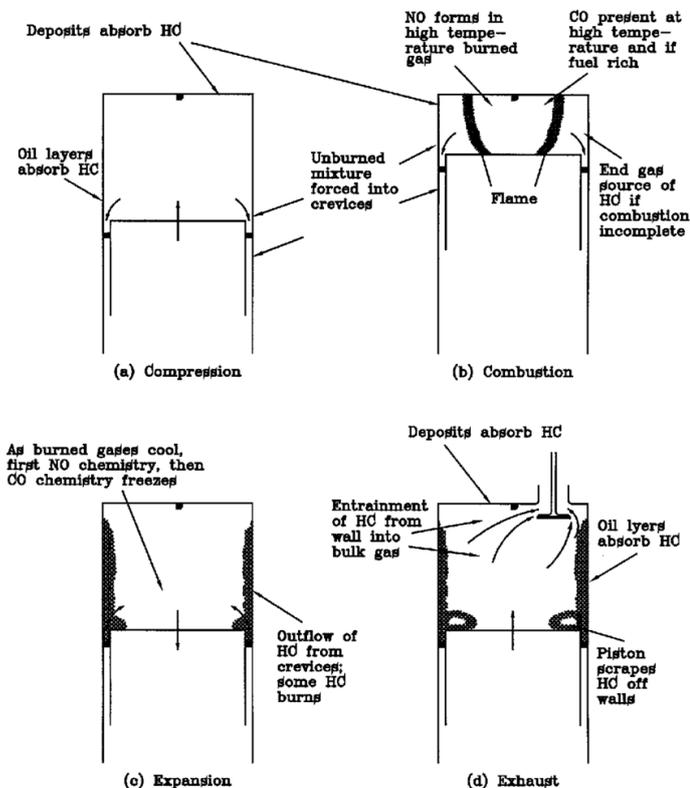
Gambar 2.12 Instalasi *Electric Supercharger*

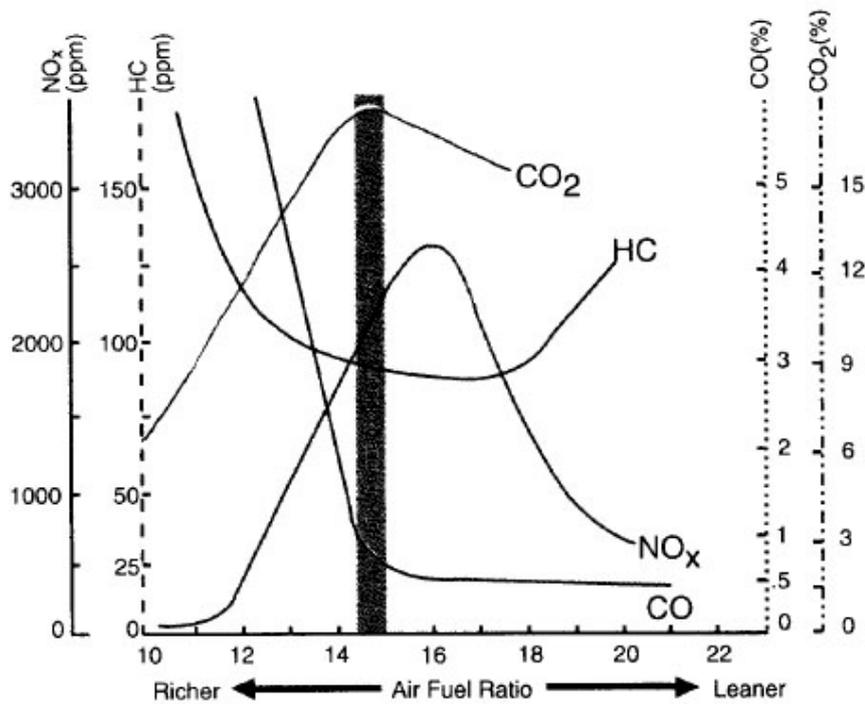
Mekanisme kerja dari supercharger elektrik digunakan pada saat mesin diesel hidup. Turbo Switch yang berada didalam voltage regulator berfungsi sebagai saklar ON/OFF dimana saat switch ON, sumber listrik mengalir dari alternator menuju relay dan membangkitkan kemagnetan di relay yang secara otomatis menghidupkan saklar relay, kemudian sumber listrik dari baterai mengalir menuju motor DC yang berada di supercharger elektrik dan

menggerakkan supercharger elektrik untuk menyuplai udara masuk. Voltage regulator juga berfungsi sebagai pengatur tegangan yang masuk ke supercharger elektrik, sehingga akan mempengaruhi putaran motor DC dan jumlah suplai udara yang masuk keruang bakar.

2.4 Polusi Udara

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. Contoh : partikulat matter, Nitrogen Oksida (NO_x), 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).





Gambar 2.13 (a) Mekanisme Terbentuknya Polutan. (b) Emisi Gas Buang Terhadap *Air Fuel Ratio* (Kawano, 2011)

Dari Gambar 2.13 dapat diketahui mekanisme terbentuknya polutan pada ruang bakar dan pengaruh *air fuel ratio* terhadap emisi gas buang. 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. Gas NO terbentuk ketika temperatur tinggi, sedangkan gas CO terbentuk ketika temperatur tinggi dan bahan bakar lebih kaya daripada udara [Gambar 2.13 (a)]. Sedangkan jika *air fuel ratio* semakin kecil (campuran kaya) akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin [Gambar 2.13 (b)]. Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu juga ada analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh rasio kompresi. 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.

2.4.1 **Hidrokarbon tidak Terbakar (HC)**

Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya overlap valve, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

2.4.2 **Karbon Monoksida (CO)**

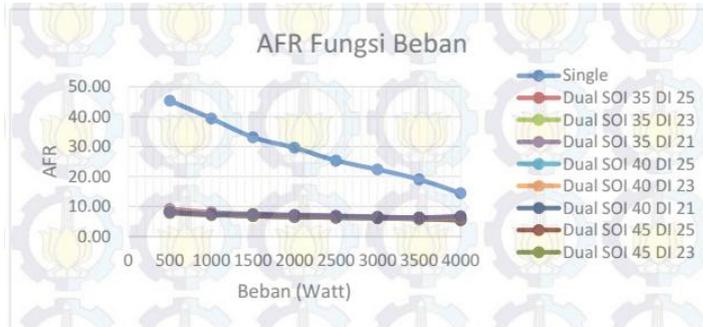
Pada pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi membentuk karbon monoksida dan oksigen.

2.4.3 **Partikulate Matter (PM)**

Ciri khusus gas buang pada motor diesel adalah adanya jelaga, soot, yang dikeluarkan dari ujung knalpot motor. Pembentukan jelaga secara umum adalah karena adanya bahan bakar yang belum terbakar dan sangat kekurangan oksigen. Soot juga dikategorikan sebagai particulate matter.

2.5 Penelitian Terdahulu

Penelitian Arif dan Sudarmanta [4] menggunakan bahan bakar solar-CNG tipe LPIG pada mesin diesel dual fuel satu silinder dengan bahan bakar CNG di injeksikan melalui injector ke intake manifold.

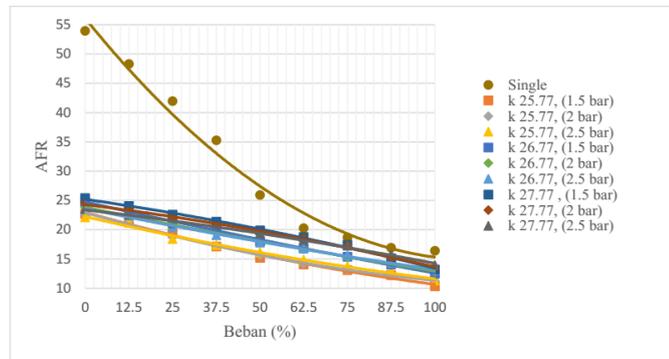


Gambar 2.14 Grafik fungsi AFR terhadap beban dengan variasi SOI dan DI

Grafik di atas menunjukkan perbedaan yang sangat besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel*. Hal ini disebabkan jumlah bahan bakar yang masuk dalam sistem *dual fuel* jauh lebih besar yang disebabkan besarnya laju alir massa CNG, meskipun dengan penambahan CNG laju alir massa minyak solar berkurang. Bertambahnya beban listrik mengakibatkan AFR berkurang. Untuk setiap kondisi *start of injection* dan durasi injeksi CNG, AFR turun sejalan dengan penambahan beban listrik. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi pertambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar karena bahan bakar CNG dimasukkan secara konstan pada tekanan 2 bar. AFR rata-rata *dual fuel* terendah terjadi pada pengaturan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms, yaitu sebesar 22,92%.

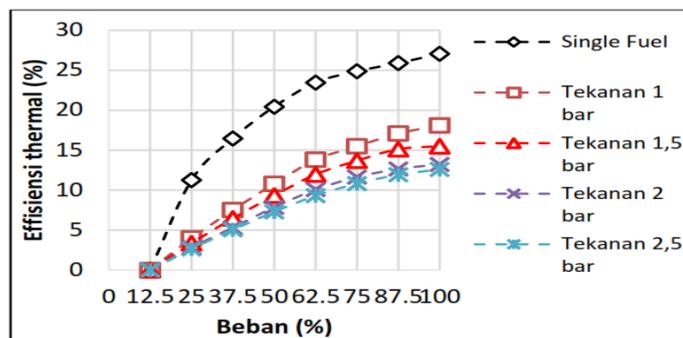
Yuvenda dan Sudarmanta [5], melakukan penelitian menggunakan mesin Diamond type Di 800 dengan sistem *dual fuel* model *indirect injection* dengan bervariasi konstanta pegas (25,55 N/m, 26,55 N/m, dan 27,55 N/m) dan tekanan gas keluar pada *stage* dua (1,5 bar, 2 bar, dan 2,5 bar). Hasil terbaik didapatkan pada konstanta pegas 27,55 N/m dan tekanan 2,5 bar terjadi peningkatan jumlah laju aliran gas 7,42% dan tidak berpengaruh signifikan terhadap daya efektif mesin, torsi, BMEP jika dibandingkan dengan *single fuel*,

namun CNG tersubsitusi menggantikan bahan bakar solar sebesar 60,2% dengan peningkatan SFC *dual fuel* rata-rata sebesar 27,5% kg/HP.h dan menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 59,4%, penurunan efisiensi termal rata-rata sebesar 21,2% serta penurunan AFR rata-rata sebesar 37,5%.



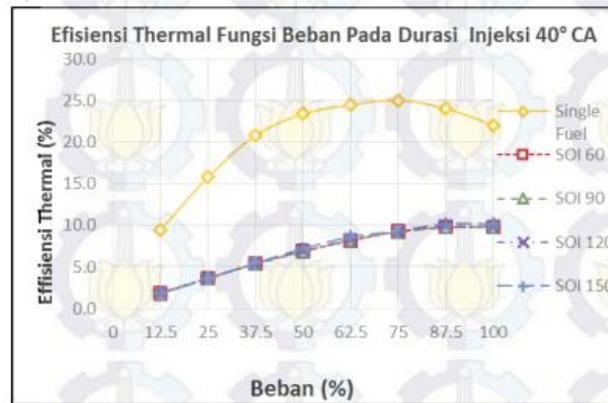
Gambar 2.15 Grafik fungsi AFR terhadap beban dengan variasi konstanta pegas

Exoryanto dan Sudarmanta [6], dalam penelitiannya memvariasikan waktu dan tekanan injeksi CNG. Hasil optimal pada waktu injeksi CNG yang paling lambat yaitu pada 80° ATDC dan tekanan injeksi CNG 1.5 N/m² 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%.



Gambar 2.16 Grafik fungsi efisiensi thermal terhadap beban

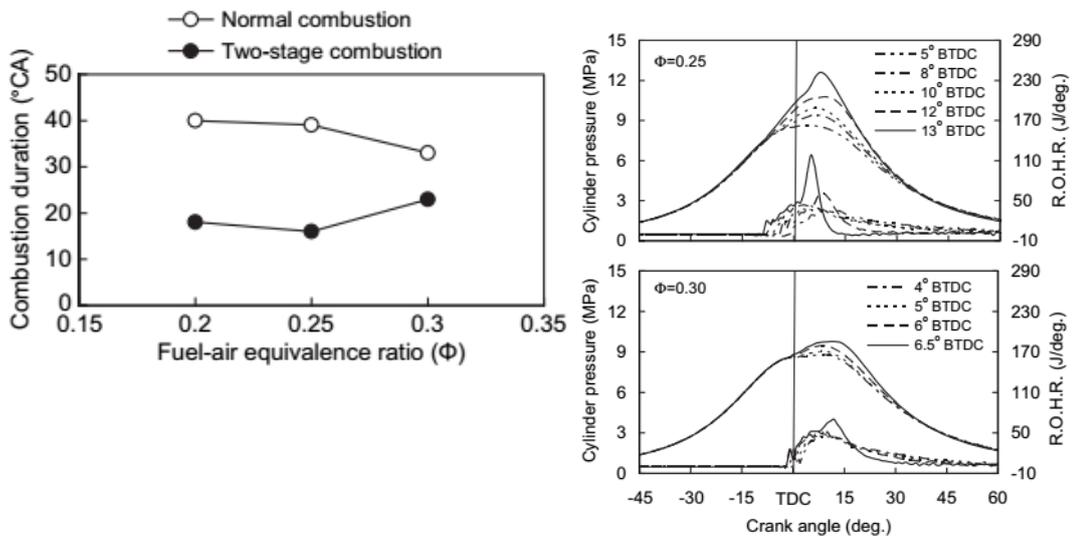
Penelitian Wisnu dan Sudarmanta, [7] melakukan variasi Start of injection dan durasi pemasukan bahan bakar CNG melalui software VEMSTUNE pada komputer. Hasil yang didapat pada sistem dual fuel dengan pengaturan durasi injeksi 70° CA dan SOI 150° CA ATDC, nilai rata-rata efisiensi thermal turun sebesar 58,5%, nilai AFR rata-rata turun sebesar 70,63% dibandingkan single fuel.



Gambar 2.17 Grafik fungsi efisiensi thermal terhadap beban pada DI 40° CA

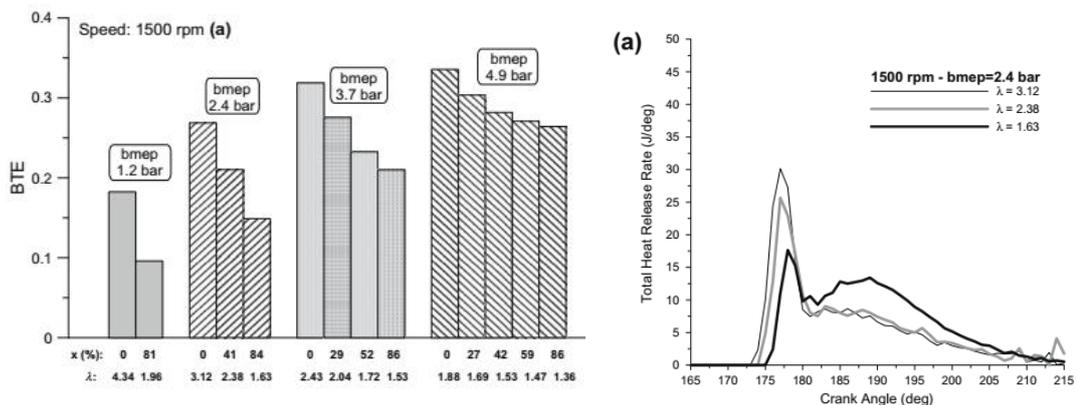
Dari variasi durasi injeksi dan *start of injection* bahan bakar CNG menunjukkan efisiensi *thermal* (η_{th}) terbaik terjadi pada durasi injeksi 70° CA, dan *start of injection* dengan derajat sebesar 150° CA ATDC. Hal ini menunjukkan bahwa besar derajat start injeksi yang optimum untuk menghasilkan efisiensi maksimal ketika menggunakan bahan bakar CNG sebesar 150° CA ATDC karena dengan meningkatnya durasi injeksi maka jumlah massa bahan bakar CNG yang masuk ke ruang bakar meningkat sehingga jumlah energi yang masuk ke ruang bakar semakin meningkat. Besar energi yang meningkat untuk menghasilkan besaran energi untuk sebuah besaran daya yang konstan di setiap bebannya membuat laju alir massa minyak solar berkurang. Meningkatnya nilai efisiensi *thermal* (η_{th}) seiring dengan *start of injection* yang dimundurkan, hal ini disebabkan oleh jumlah laju alir udara masuk meningkat sehingga proses pembakaran yang lebih sempurna (*ignition delay periode* berkurang) sehingga dapat mengurangi laju alir massa minyak solar.

Roy dkk, [11] melakukan penelitian dengan mengatur variasi *fuel-air equivalence ratio* menggunakan *supercharger* dan waktu injeksi H₂. Hasil yang optimal didapatkan bahwa menurunkan *fuel-air equivalence ratio* dengan menaikkan *mass flow rate* udara menggunakan *supercharger* dan dengan mempercepat waktu injeksi H₂ dapat mempercepat durasi pembakaran, meningkatkan tekanan silinder, dan *heat release rate* terutama pada *fuel-air equivalence ratio* 0,25. Selain itu juga dapat menurunkan emisi CO dan HC, akan tetapi emisi NO_x cenderung meningkat seiring dengan mempercepat waktu injeksi H₂.



Gambar 2.18 Grafik fungsi *combustion duration* terhadap *fuel-air equivalence ratio* dan tekanan silinder terhadap *crank angle*

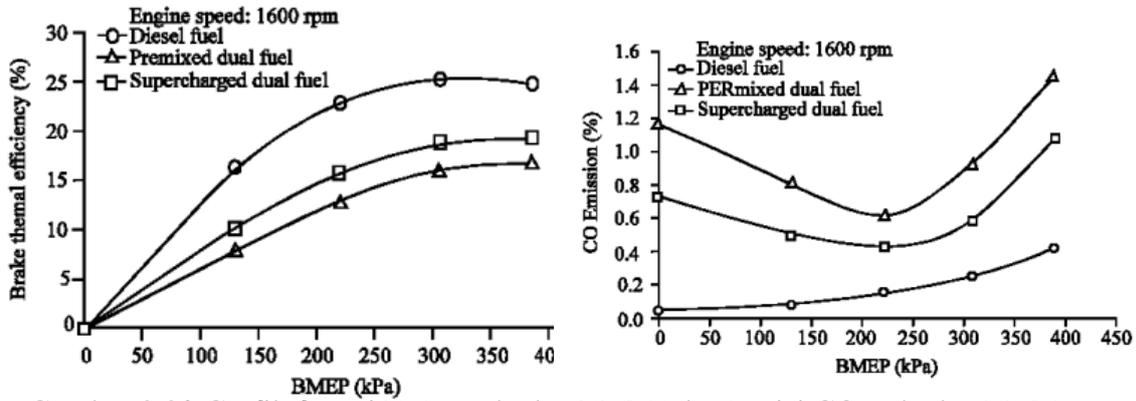
Papagiannakis dkk [8] pada penelitiannya melakukan pengaturan *air fuel ratio natural gas - diesel* dengan menggunakan *supercharger* dan memvariasikan BMEP (1.2, 2.4, 3.7, 4.9 bar) dan kecepatan mesin 1500, 2000, 2500 rpm pada kondisi normal diesel (*single fuel*) $x = 0\%$ dan pada kondisi (*dual fuel*) $x > 0\%$. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa setiap variasi kecepatan dan pembebanan, AFR yang tinggi (2.39, 2.04, 1.69) mempunyai BTE tertinggi (0.2, 0.275, 0.325) mendekati kondisi normal (*single fuel*). Pada kecepatan 1500 rpm terjadi peningkatan HRR mesin *diesel dual fuel* sebesar 25 J/CA dengan AFR 2.38.



Gambar 2.19 Grafik fungsi BTE terhadap *air fuel ratio* dan *Heat release rate* terhadap *crank angle*

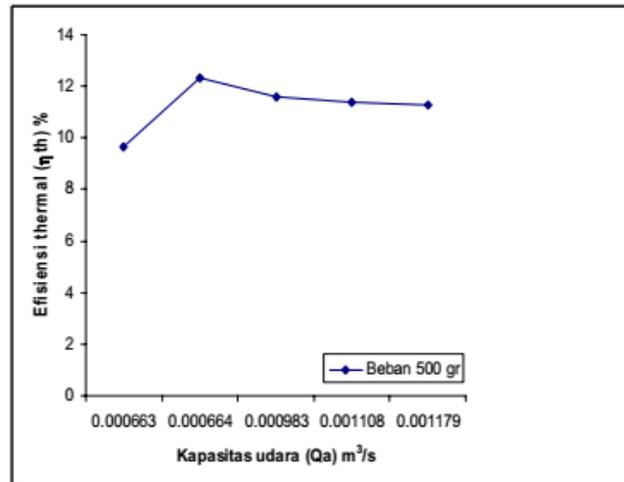
Hasan dkk [12], melakukan penelitian dengan menambahkan *supercharger* pada mesin DDF untuk mengetahui karakteristik performa dan emisi

yang terbaik. Hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa dengan penambahan *supercharger* dapat meningkatkan BTE sebesar 19,3% dan menurunkan emisi CO sebesar 40% dibandingkan tanpa menggunakan *supercharger*.



Gambar 2.20 Grafik fungsi BTE terhadap BMEP dan Emisi CO terhadap BMEP

Hetharia [13], didalam penelitiannya ingin mengetahui pengaruh kapasitas udara dalam ruang bakar sebagai campuran bahan bakar solar terhadap performa mesin diesel. Hasilnya menunjukkan bahwa semakin besar kapasitas udara, semakin menaikkan efisiensi volumetrik tetapi tidak selamanya menaikkan efisiensi termal, dikarenakan pada kapasitas tertentu efisiensi termalnya menurun.



Gambar 2.21 Grafik fungsi Efisiensi Termal terhadap Kapasitas Udara

BAB 3

METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan pada mesin genset diesel diamond yang dimodifikasi menjadi mesin diesel sistem *dual fuel*, yaitu dengan menggunakan bahan bakar solar dan *natural gas* jenis *compressed natural gas* (CNG). Untuk mendapatkan performa *engine* yang baik terutama pada kondisi saat akselerasi beban dilakukan variasi *mass flow rate* udara masuk ruang bakar dengan menambahkan *electric supercharger*.

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 variasi *mass flow rate* udara masuk ruang bakar dengan menambahkan *electric supercharger*.

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 system* : *Hopper/ Condenser*
10. *Lube capacity* : 1,8 liter

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, Switch*

c. *Combustion Analyzer*

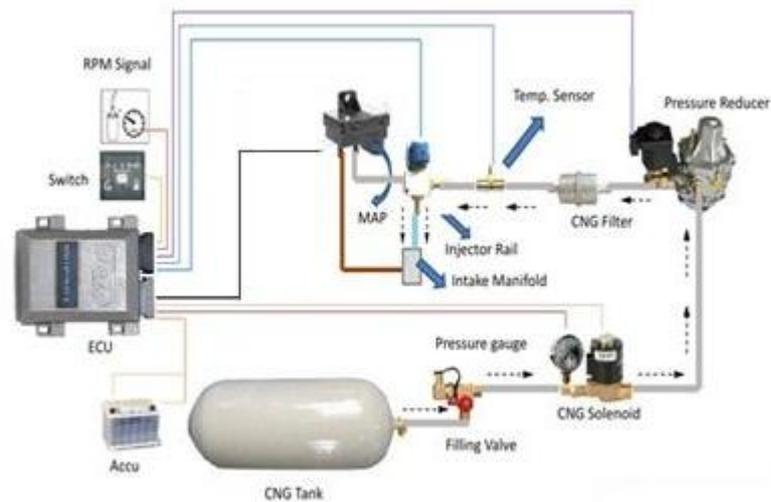
Combustion Analyzer digunakan untuk mengukur tekanan silinder di dalam ruang bakar dan laju pelepasan kalor (HRR) terhadap fungsi (CA). Spesifikasi dari *Combustion Analyzer* sebagai berikut:

1. *Type Hardware* : *Vibrasindo TMR-Card Board TMR-Crankangle-CPU*
2. *Type Software* : *SYSMONSoft V2.0.3*
3. *Tools* : *Pressure Tranducer, Rotary Tranducer, Computer*

d. *Conversion Kit Dual Fuel System*

Conversion kit adalah suatu sistem injeksi bahan bakar gas terdiri dari beberapa komponen yang bekerja secara terintegrasi yang digunakan 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 sistem *dual fuel* pada penelitian ini adalah seperti gambar 3.1 sebagai berikut.



Gambar 3.1 Skema *conversion kit* tipe *dual fuel sequential injection*

e. *Electric Supercharger*

Kompresor udara yang berfungsi menekan udara tambahan ke ruang bakar *engine*.

1. Merk : “ Mirage Power “ *Electric Supercharger*
2. Motor : DC 12 Volt
3. RPM : 5000 rpm
4. Watt : 40W
5. Dimensi : 300 x 233 (mm)

f. *Voltage Regulator*

Voltage regulator ini digunakan untuk mengatur variasi tegangan yang dimasukkan ke *electric supercharger*.

g. *ECU programmable*

Engine Control Unit (ECU) adalah alat *control electronic* yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam, seperti: *ignition* dan *injection*.

i. *Exhaust Gas Analyzer*

Exhaust gas analyzer ini digunakan untuk menganalisa gas buang yang dihasilkan dari pembakaran mesin diesel.

j. 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 parallel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban lampu.

k. Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut :

1. *Pressure Transducer*

Alat ini digunakan untuk mengukur tekanan pada silinder (ruang bakar).

2. *Manometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah *flow rate* gas CNG yang keluar pada *outlet pressure reducer* dan jumlah *flow rate* udara yang masuk ke *intake manifold*.

3. Gelas Ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh motor diesel yaitu 5,024 ml setiap pengambilan data. Gelas ukur ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:

- Kapasitas : 25 ml
- Akurasi : ± 1 digit

4. *Stopwatch*

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan motor diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar sebanyak 25 ml.

5. *Amperemeter dan Voltmeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik / *electrical dynamometer*.

6. *Thermometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur temperatur.

7. *Tachometer Digital*

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran engine.

8. 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 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 meningkatkan respon yang dinamis dengan posisi horizontal yang disesuaikan dengan aliran masuk udara.
2. Membuat dudukan *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 sinyal ke sensor rpm.
4. Membuat dudukan *rpm sensor* dekat *flywheel* dengan jarak ± 5 mm dari *pick up*.
5. Membuat dudukan MAP di saluran intake manifold.
6. Merangkai *wiring* sistem pengontrolan elektronik dengan pemasangan ECU *dual fuel* untuk dikembangkan sebagai prosesor yang memberikan perintah pada injektor (*natural gas injector*) 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. Memasang *electric supercharger* pada saluran *intake manifold*.
8. 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.

9. 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*.
10. 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. Pengecekan kondisi *engine*.
2. Pengecekan alat ukur *electrical dynamometer*.
3. Pengecekan alat uji bantu.

3.2.3 Proses Pengujian

3.2.3.1 Pengujian standar dengan *single fuel* 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 sampai 1500 rpm.
3. Memberikan pembebanan dari 1000 watt sampai 4000 watt dengan interval 500 watt dengan putaran konstan 1500 rpm.
4. 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.
 - Tekanan silinder.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
 - Emisi gas buang.
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol kemudian matikan mesin dan ditunggu sampai dingin.

3.2.3.2 Pengujian *dual fuel* dengan bahan bakar solar-CNG.

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

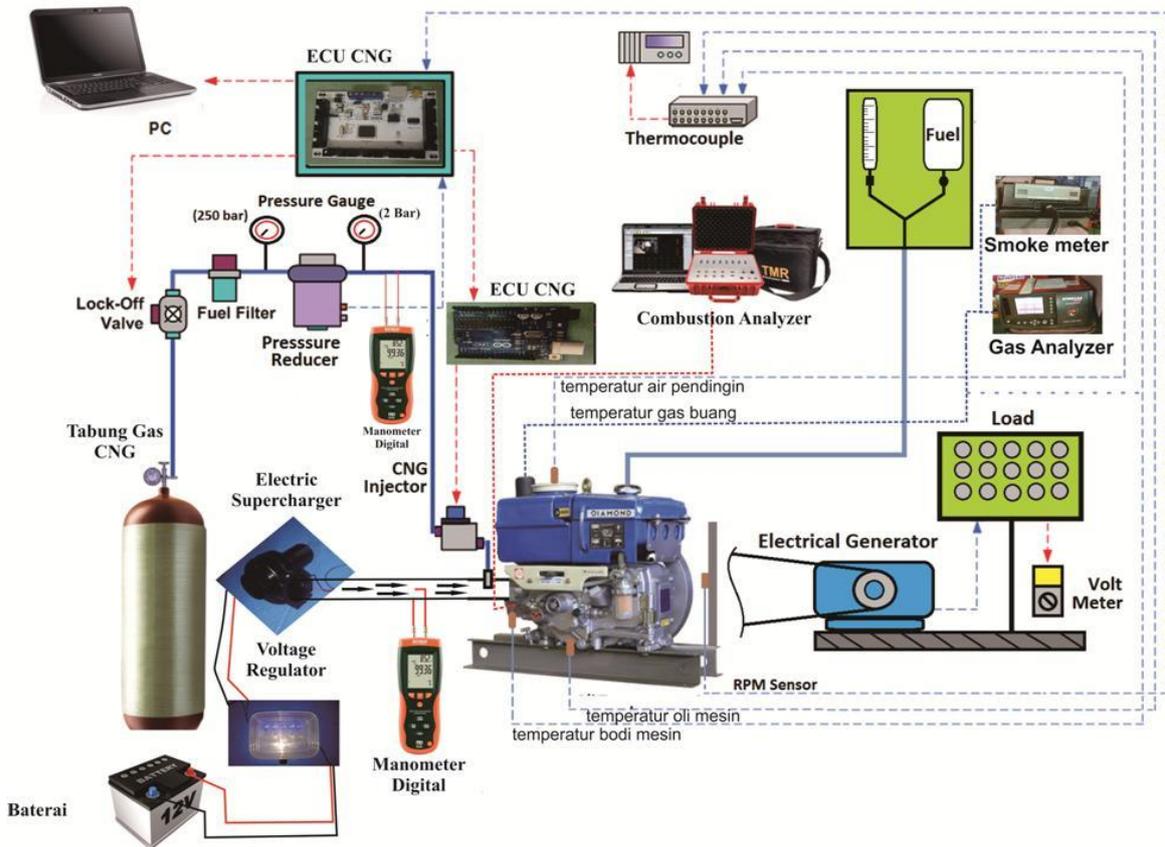
1. Mengaktifkan dan pengecekan sistem bahan bakar *diesel dual fuel*.
2. Memasang *electric supercharger* sebagai penambah *mass flow rate* udara masuk ke intake manifold.
3. Hidupkan mesin selama ± 20 menit sampai temperatur kerja.
4. Mengatur *mass flow rate* udara dengan cara mengatur kecepatan putaran *electric supercharger* menggunakan *voltage regulator* (6V, 8V, 10V, 12V).
5. Melakukan pembebanan lampu mesin diesel mulai 1000 watt sampai dengan 4000 watt dengan interval 500 watt dan putaran mesin konstan 1500 rpm.
6. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml.
 - *Mass flow rate* udara yang masuk ke *intake manifold*.
 - Temperatur mesin, pelumas, cairan pendingin, gas buang.
 - Tekanan silinder.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
 - Emisi gas buang.
7. Jika pengambilan data pertama selesai kemudian dilanjutkan dengan variasi *mass flow rate* selanjutnya dengan cara yang sama.
8. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
9. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.
10. Untuk pengujian variasi *mass flow rate* selanjutnya dimulai dari langkah 1 sampai 9 dengan cara yang sama.

3.2.4 Akhir Pengujian

Setelah dilakukan pengujian dan semua data yang diinginkan sudah diperoleh maka lepas semua peralatan alat pengujian kemudian setelah itu mesin sudah dapat dimatikan.

3.3 Skema Rancangan Penelitian

Dalam melakukan 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 3.2 Skema Rancangan Penelitian

3.4 Rancangan Eksperimen

Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter input dan output sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang duharapkan. 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 & SOI, DI	Putaran mesin	Mass Flow Rate Udara	Beban Listrik		
Diesel Diamond Di 800, Solar SOI solar 13 ⁰ BTDC	1500 rpm	0,0034 kg/s	1000 – 4000 dengan interval 500	1. Arus listrik (A) 2. Tegangan (V) 3. <i>Flow rate</i> (\dot{m}) Bahan bakar 4. <i>Flow rate</i> (\dot{m}) udara 5. Temperatur mesin ($^{\circ}$ C) 6. Temperatur oli mesin ($^{\circ}$ C) 7. Temperatur air pendingin ($^{\circ}$ C)	1. Daya 2. Torsi 3. Bmep 4. Sfc 5. η_{th} 6. AFR
Solar-CNG SOI solar 13 ⁰ BTDC SOI CNG 45 ⁰ ATDC [4] dan DI CNG 70 ⁰ CA [7]	1500 rpm Tekanan 2 bar	1. 0,0063 kg/s pada 8 V 2. 0,0072 kg/s pada 9 V 3. 0,0077 kg/s pada 10 V 4. 0,0087 kg/s pada 11 V 5. 0,0095 kg/s pada 12 V	1000 – 4000 dengan interval 500	8. Emisi gas buang 9. Tekanan Silinder 10. HRR	

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, HRR, waktu konsumsi solar, kecepatan aliran udara dan gas serta temperatur.

3. Lokasi pengambilan data

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

3.6. Metoda Analisa Data

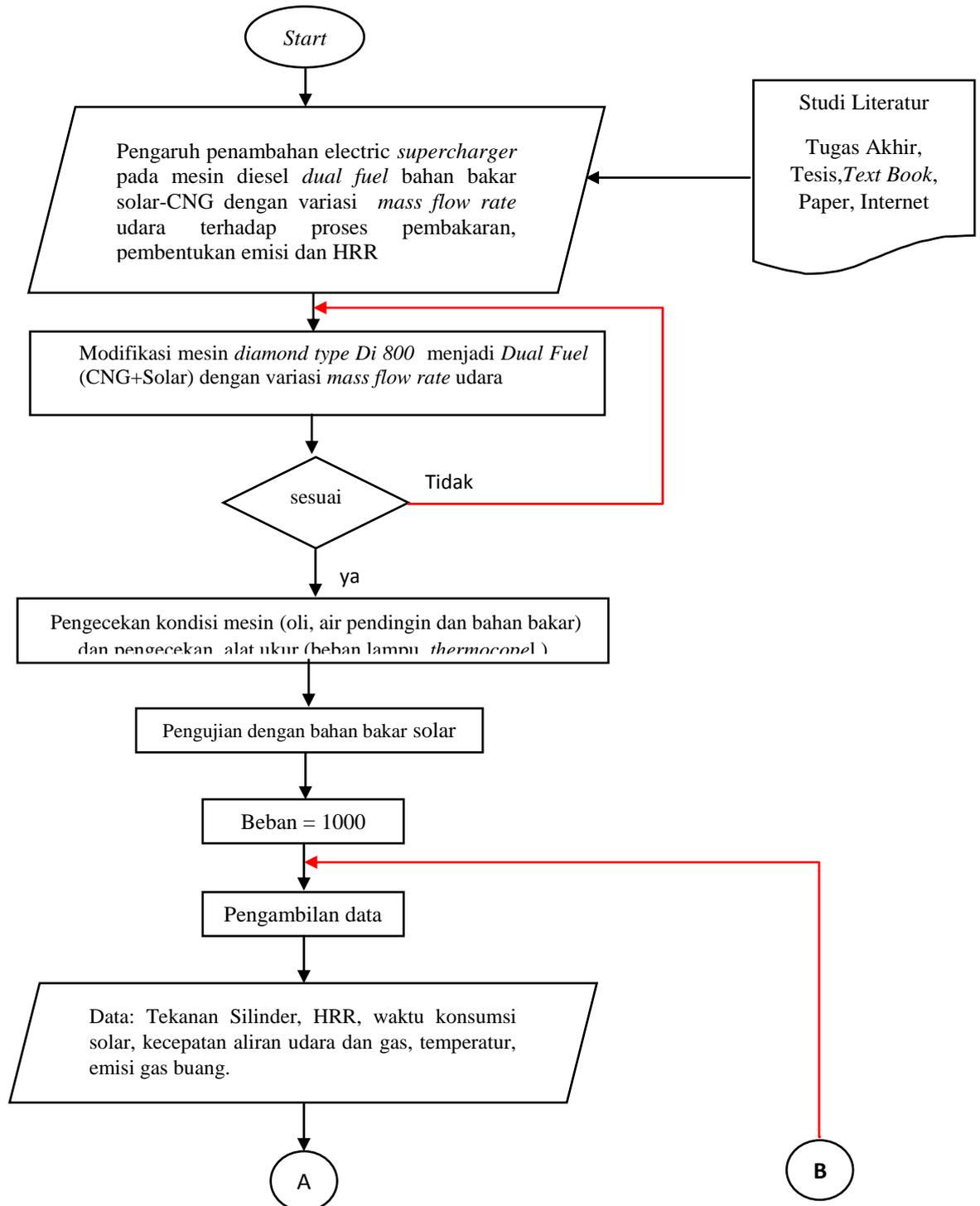
Metoda analisa data yang digunakan pada penelitian ini adalah dilakukan dengan menggunakan rumus teoritis yang telah dijelaskan pada bab kajian pustaka pada subbab landasan teori.

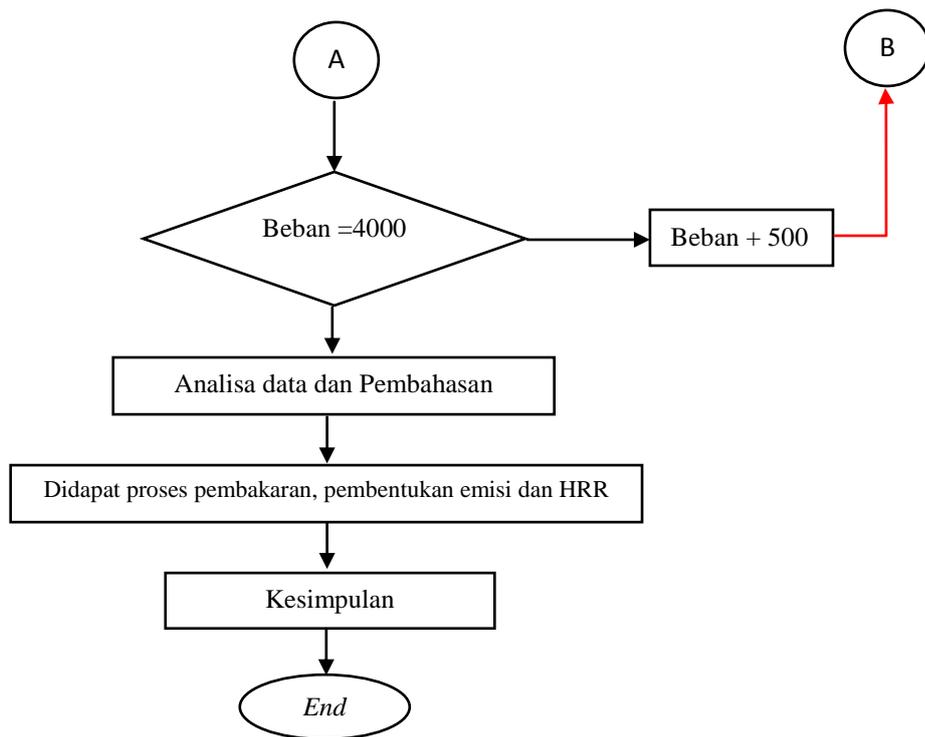
Adapun parameter yang dianalisis adalah tekanan silinder, HRR, solar tersubsitusi, efisiensi termal, AFR dan temperatur. Kemudian grafik tersebut ditampilkan sesuai dengan parameter yang dianalisa sebagai berikut:

- a. Grafik tekanan silinder.
- b. Grafik HRR.
- c. Grafik *Ignition delay* .
- d. Grafik *Combustion duration*.
- e. Garfik emisi gas buang (HC, CO, PM)

3.7 Flowchart Penelitian

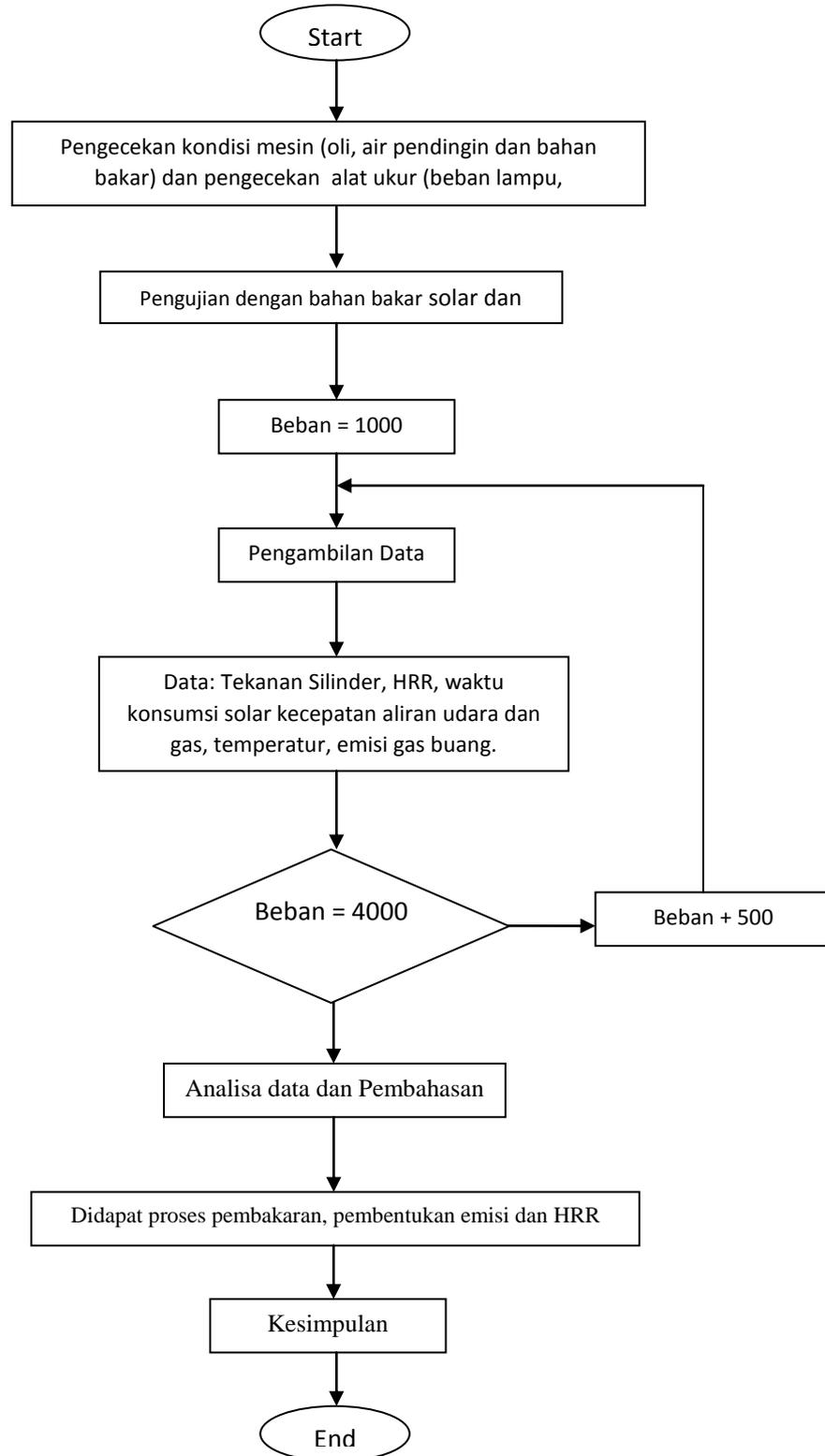
Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian agar penelitian lebih terarah kepada tujuan penelitian. Adapun alur *flowchart* penelitian dalam melakukan pengujian dipaparkan pada gambar 3.4 untuk bahan bakar solar.





Gambar 3.3 *Flowchart* penelitian dengan bahan bakar solar

Adapun gambar 3.4 adalah *flowchart* penelitian untuk bahan bakar solar-CNG dengan variasi mass flow rate udara menggunakan elektrik supercharger sebagai berikut:



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

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

HASIL PENELITIAN DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas tentang perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dilakukan adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, bmep, sfc, afr, dan efisiensi termal. 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 seluruhnya bisa dilihat pada lampiran.

4.1. Data Hasil Pengujian

Untuk mendapatkan hasil pengujian pada mesin Diamond tipe 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 pipa baik udara maupun bahan bakar CNG menggunakan manometer digital sedangkan untuk bahan bakar solar diukur dengan gelas ukur (25 ml).

4.1.1.1. Perhitungan \dot{m} Udara

Perhitungan \dot{m} udara pada pengujian *single fuel* dan *dual fuel* menggunakan persamaan yang sama, sedangkan perhitungan \dot{m} cng sama dengan perhitungan \dot{m} udara. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *manometer digital* didapatkan data ΔP_{udara} 80 Pa kemudian dihitung menggunakan persamaan berikut.

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

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \times 80}{1.16}}$$

$$V_{max} = 11.72 \text{ m/s}$$

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 *Reynolds number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau *turbulent*.

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

dengan:

- D = 0.0254 m
- $\rho_{\text{udara}} = 1.1614 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{\text{udara}} = 0.018 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$

$$Re_{V_{\max}} = \frac{1.1614 \times 11.74 \text{ m/s} \times 0.0254 \text{ m}}{0.018 \times 10^{-3}}$$

$$Re_{V_{\max}} = 19217.07$$

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

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

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

$$\bar{V} = \frac{V_{\max}}{2} = \frac{11.72}{2} = 6.125 \text{ m/s}$$

Dengan mengetahui kecepatan rata-rata aliran udara maka nilai dari laju massa aliran udara (*air mass flow rate*) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

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

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \left(1.16 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(\frac{3.14}{4} \times 0.025^2\right) \text{m}^2 \times \left(6.125 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0.00344 \text{ kg/s}$$

4.1.1.2. Perhitungan \dot{m} CNG

Perhitungan laju alir massa (\dot{m}) bahan bakar CNG di dalam pipa menggunakan manometer digital berdasarkan perbedaan tekanan. Tekanan CNG dari tabung 250 bar diturunkan menggunakan alat *pressure reducer* pada tekanan

(P) = 2bar = $2 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, temperatur (T) $120^0 \text{ F} = 322 \text{ K}$, 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 :

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

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

Pengukuran aliran CNG 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:

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

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

$$V_{\text{max}} = 12,25 \text{ m/s}$$

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 *Reynolds number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau *turbulent*

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

dengan:

- D = 0,00362 m
- $\rho_{\text{CNG}} = 1,198 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{\text{CNG}} = 0,937 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}$

$$\text{Re}_{V_{\text{max}}} = \frac{1,198 \text{ Kg/m}^3 \times 12,25 \text{ m/s} \times 0,00362 \text{ m}}{0,937 \times 10^{-5} \text{ Kg/ms}}$$

$$\text{Re}_{V_{\text{max}}} = 5669,724$$

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

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

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

$$\bar{V} = \frac{V_{max}}{2} = \frac{12.25}{2} = 6.125 \text{ m/s}$$

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

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

$$\dot{m}_{CNG} = \left(1,198 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \times \left(\frac{3.14}{4} \times 0.00362^2\right) \text{m}^2 \times \left(6.125 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m}_{uCNG} = 0.000302 \text{ kg/s}$$

4.1.1.3. Perhitungan \dot{m} solar

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

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

dengan :

$$\rho_{solar} = 832 \text{ kg/m}^3$$

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

$$\text{Waktu konsumsi bahan bakar} = 261 \text{ s}$$

$$\dot{m}_{udara} = \frac{832 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 25 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{291 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_{solar} = 0.000071 \text{ Kg/s}$$

4.1.2. Perhitungan Daya Efektif

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos\theta}{1000 \times \eta_{\text{generator}} \times \eta_{\text{transmisi}}} \text{ (KW)}$$

dengan:

N_e : Daya poros (W)

V : Tegangan listrik (Volt)

I : Arus Listrik (Ampere)

η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0.9)

η_{trans} : Effisiensi transmisi (0.95)

$\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \theta = 1$)

Daya untuk percobaan sistem *dual fuel* pada beban 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$N_e = \frac{220 \text{ volt} \times 3.7 \text{ Amper} \times 1}{1000 \times 0.9 \times 0.95}$$

$$N_e = 0.952 \text{ KW}$$

4.1.3. Perhitungan Torsi

Perhitungan torsi menggunakan rumus sebagai berikut:

$$M_t = \frac{60000 \times N_e}{n} \text{ (N.m)}$$

dengan:

M_t : Torsi (N.m)

N_e : 0.952 KW

n : 1500 rpm

Torsi untuk percobaan sistem *dual fuel* pada beban 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$M_t = \frac{60000 \times N_e}{n} \text{ (N.m)}$$

$$M_t = \frac{60000 \times 0.952 \text{ KW}}{1500}$$

$$M_t = 38.08 \text{ N.m}$$

4.1.4. Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif rata-rata bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. Tekanan efektif adalah tekanan yang terjadi pada piston akibat dari proses pembakaran diruang bakar. Besar tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston. Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\text{BMEP} = \frac{N_e \times z \times 4500}{A \times l \times n \times i} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

dengan:

N_e : Daya poros mesin (HP)

A : Luas penampang piston (cm^2)

L : Panjang langkah piston (m)

I : Jumlah silinder

n : Putaran mesin diesel (rpm)

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

Untuk percobaan sistem *dual fuel* pada beban 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$\text{BMEP} = \frac{4500 \times 2 \times 0.952 \text{ KW}}{52.78 \text{ cm}^2 \times 0.078 \text{ m} \times 1500 \text{ rpm} \times 1} \times \frac{1.359 \text{ Hp}}{1 \text{ KW}}$$

$$\text{BMEP} = 1.8855 \text{ Kg/cm}^2$$

4.1.5. Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) HP selama 1 (satu) jam. 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:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{solar}}{Ne} \times \frac{3600}{1 \text{ jam}} \left(\frac{kg}{kw.h} \right)$$

dengan:

$$Ne \quad : 0.952 \text{ KW}$$

$$\dot{m}_{solar \text{ single}} \quad : 0.000071 \text{ kg/s}$$

$$1 \text{ jam} \quad : 3600 \text{ s}$$

Untuk percobaan sistem *single fuel* pada beban listrik 1000 watt adalah

$$sfc_s = \frac{\dot{m}_{solar}}{Ne_s} \times \frac{3600}{1 \text{ jam}} \left(\frac{kg}{kw.h} \right)$$

$$sfc_s = \frac{0.000071}{0.952 \text{ KW}} \times 3600$$

$$sfc_s = 0.268 \frac{kg}{kw.h}$$

Untuk percobaan sistem *dual fuel* pada beban 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$sfc_d = \frac{(\dot{m}_{CNG} + \dot{m}_{solar})}{Ne_d} \times \frac{3600}{1 \text{ jam}} \left(\frac{kg}{KW.h} \right)$$

dengan:

$$Ne \quad : 0.952 \text{ KW}$$

$$\dot{m}_{CNG} \quad : 0.000075 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{solar \text{ dual}} \quad : 0.000062 \text{ kg/s}$$

$$sfc_d = \frac{(0.000062 + 0.000075) \left(\frac{kg}{s} \right)}{0.952 \text{ KW}} \times \frac{3600}{1 \text{ jam}}$$

$$sfc_d = 0.518 \frac{kg}{KW.h}$$

Besarnya penggantian CNG terhadap bahan bakar solar pada pembebanan 1000 watt dengan menggunakan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$\text{Solar tersubstitusi (\%)} = \frac{\dot{m}_{\text{solar single}} - \dot{m}_{\text{solar dual}}}{\dot{m}_{\text{solar single}}} \times 100\%$$

dengan:

$$\dot{m}_{\text{solar single}} : 0.000071 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{solar dual}} : 0.000062 \text{ kg/s}$$

$$\text{Solar tersubstitusi (\%)} = \frac{0.000071 - 0.000062}{0.000071} \times 100\%$$

$$\text{Solar tersubstitusi (\%)} = 12.67 \%$$

4.1.6. Perhitungan Rasio Udara-Bahan Bakar (AFR)

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara bahan bakar untuk sistem *dual fuel* pada pembebanan 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar sebagai berikut:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{solar dual}} + \dot{m}_{\text{CNG}}}$$

dengan:

$$\dot{m}_{\text{solar dual}} : 0.000062 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{CNG}} : 0.000075 \text{ kg/s}$$

$$AFR = \frac{0.0063}{0.000062 + 0.0000757}$$

$$AFR = 45.98$$

4.1.7. Perhitungan Efisiensi Termal (η_{th})

Untuk menghitung efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar ganda (solar-CNG) maka persamaan yang digunakan adalah:

$$\eta_{th} = \left(\frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \right) \times 100\%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *single fuel* pada beban listrik 1000 watt adalah

$$\eta_{th s} = \left(\frac{Ne}{\dot{m}_{solar} \times LHV_{solar}} \right) \times 100\%$$

dengan:

$$Ne : 0.952 \text{ KW}$$

$$\dot{m}_{solar} : 0.000071 \text{ kg/s}$$

$$LHV_{solar} : 10500 \text{ kcal/kg}$$

$$\eta_{th} = \left(\frac{0.952 \text{ KW}}{0.000071 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 10500 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 1.276 \frac{\text{KW}}{\text{Kcal/s}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 1.276 \frac{\text{KW}}{\text{Kcal/s}} \times \frac{1 \text{kcal}}{1,16 \times 10^{-3} \text{KW.h}} \times \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 30.57\%$$

Efisiensi termal untuk pengujian dengan sistem *dual fuel* pada pembebanan 1000 watt dengan variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$\eta_{th d} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{solar} \times LHV_{solar}) + (\dot{m}_{CNG} \times LHV_{CNG})} \right) \times 100\%$$

dengan:

$$Ne : 0.952 \text{ KW}$$

$$\dot{m}_{solar} : 0.000062 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{CNG} : 0.000075 \text{ kg/s}$$

$$LHV_{solar} : 10500 \text{ kcal/kg}$$

$$LHV_{CNG} : 10779.04 \text{ kcal/kg}$$

$$\eta_{th d} = \left(\frac{0.952 \text{ KW}}{(0.000062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 10500 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) + (0.000075 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 10779.04 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}})} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{thd} = 0.6516 \frac{\text{KW}}{\text{Kcal/s}} \times \frac{1\text{kcal}}{1,16 \times 10^{-3}\text{KW.h}} \times \frac{1\text{ h}}{3600\text{ s}} \times 100\%$$

$$\eta_{thd} = 15.60\%$$

4.1.8. Perhitungan Energi Input per Siklus

Besarnya energi input per siklus untuk *dual duel* pada pembebanan 1000 watt dengan menggunakan variasi penambahan laju alir massa udara (\dot{m}) udara 0.0063 kg/s dengan tekanan CNG 2 bar adalah:

$$\begin{aligned} \text{Energi input per siklus} &= (t \times \dot{m}_{\text{solar dual}} \times LHV_{\text{solar}}) \\ &+ (t \times \dot{m}_{\text{CNG}} \times LHV_{\text{CNG}}) \end{aligned}$$

dengan:

$$\dot{m}_{\text{solar dual}} : 0.000062 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{CNG}} : 0.000075 \text{ kg/s}$$

$$LHV_{\text{solar}} : 10500 \text{ Kcal/kg} = 43932 \text{ KJ/kg}$$

$$LHV_{\text{CNG}} : 10779.04 \text{ Kcal/kg} = 45099.5 \text{ KJ/kg}$$

$$t : \frac{1 \text{ menit}}{1500 \text{ rev}} \times \frac{2 \text{ rev} \times 60 \text{ s}}{1 \text{ menit}} = 0.08 \text{ s}$$

$$\begin{aligned} \text{Energi input per siklus} &= \left(0.08 \text{ s} \times 0.000062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 43932 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right) \\ &+ \left(0.08 \text{ s} \times 0.000075 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 45099.5 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}} \right) \end{aligned}$$

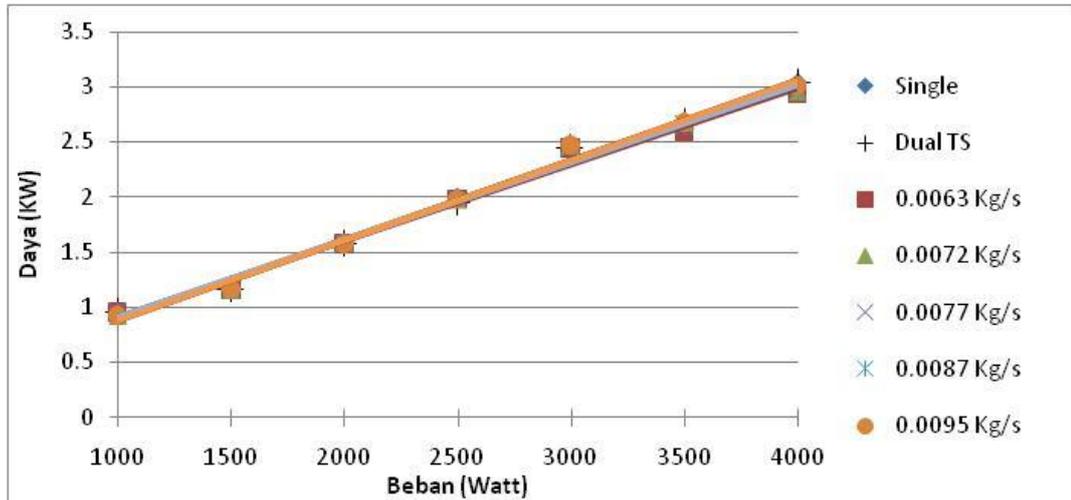
$$\text{Energi input per siklus} = 0.488 \text{ KJ}$$

4.2. Analisis Unjuk Kerja

Pada sub bab ini akan menampilkan grafik hasil pengujian beserta analisisnya. Grafik akan digambarkan dalam bentuk fungsi pembebanan listrik, serta terdapat beberapa variasi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara yang digambarkan dengan garis yang berbeda-beda pada setiap variasi.

4.2.1. Daya (Ne)

Daya adalah ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja persatuan waktu yang dinyatakan dalam kilo watt (KW). Berikut adalah grafik daya terhadap pembebanan untuk *dual fuel*.



Gambar 4.1 Grafik Daya Fungsi Beban

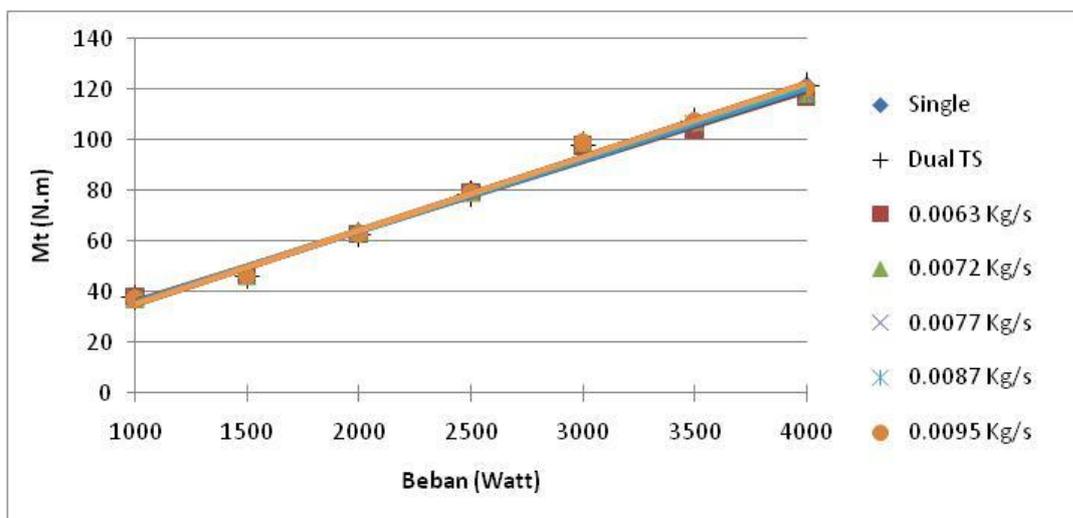
Unit generator-set bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran generator harus dijaga konstan pada 1500 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik yang tetap, sementara pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran generator yang diputar oleh mesin diesel akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme *governor*. Setiap penambahan beban listrik, maka jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar semakin banyak untuk menjaga putaran mesin konstan.

Pada mekanisme sistem *dual-fuel*, untuk mendapatkan putaran generator yang konstan pada 1500 rpm jumlah biodiesel yang diinjeksikan diatur oleh *throttle governor* mesin. Sehingga analisa yang dapat dinyatakan adalah daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Bahan bakar yang bertambah banyak menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi menjadi energi panas dan mekanik dengan penambahan variasi *mass flow rate* (\dot{m}) udara. Energi menjadikan daya engine semakin besar sesuai dengan

beban yang diberikan kepada engine. Selain itu, apabila nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ bernilai tetap maka nilai N_e akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan), $\cos \phi$, η_{gen} dan $\eta_{transmisi}$ yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik. Idealnya untuk putaran engine konstan daya akan sebanding dengan bertambahnya beban, karena nilai putaran tidak berpengaruh pada perubahan nilai daya engine.

4.2.2. Torsi (Mt)

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan, bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Berikut adalah grafik torsi terhadap penambahan beban untuk *single-fuel* dan *dual-fuel* :



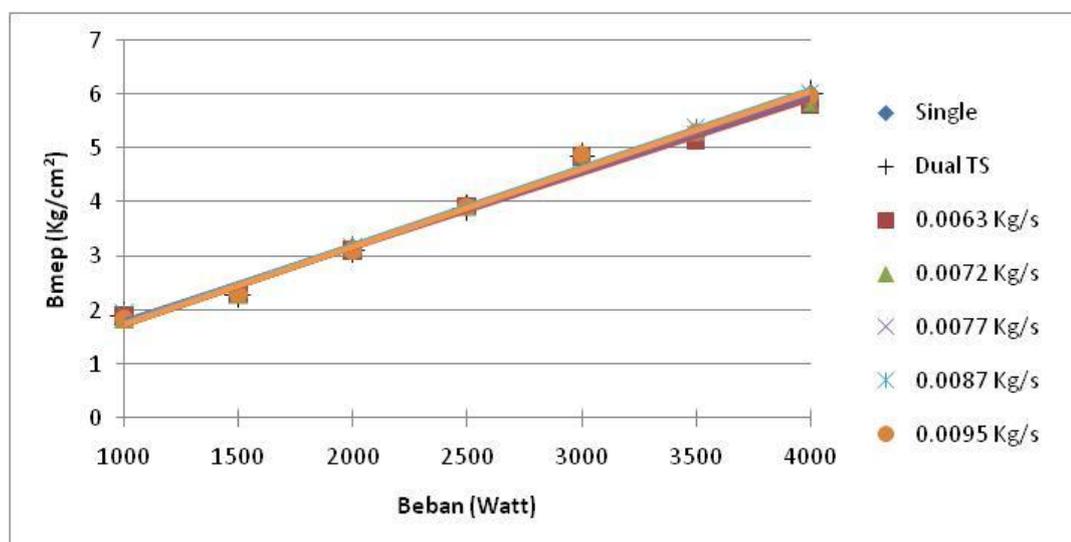
Gambar 4.2 Grafik Torsi Fungsi Beban

Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya (N_e) dan putaran mesin (n). Dalam pengujian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi beban listrik. Secara umum penambahan jumlah CNG yang masuk ke ruang bakar akan membuat torsi yang dihasilkan oleh

engine semakin besar, karena semakin banyak bahan bakar yang masuk ke ruang bakar yang kemudian diubah menjadi energi mekanik mengatasi beban pada poros engine. Berdasarkan grafik torsi fungsi beban, untuk pembebanan yang sama antara *single-fuel* dan *dual-fuel*, nilai torsi hampir tidak ada perubahan. Hal ini sesuai dengan perumusan dari torsi apabila putaran mesin dijaga konstan.

4.2.3. Tekanan efektif rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston sehingga menghasilkan daya yang sama dengan daya poros efektif.



Gambar 4.3 Grafik BMEP Fungsi Beban

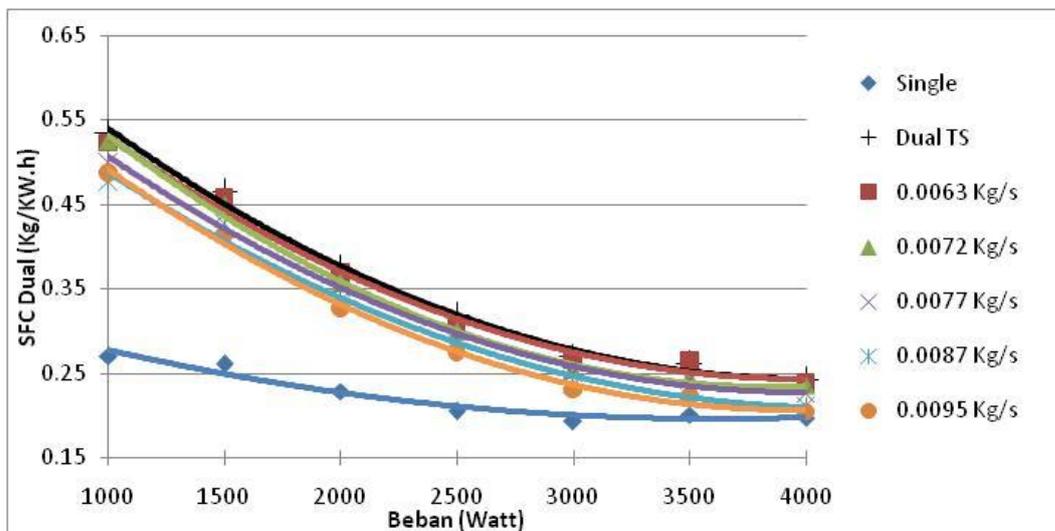
Berdasarkan grafik *b MEP* fungsi beban diatas, terlihat bahwa nilai *b MEP* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini berlaku terhadap semua pengujian, baik yang *single-fuel* maupun *dual-fuel*. Dari grafik *b MEP* fungsi beban diatas juga terlihat nilai *b MEP* untuk semua pengujian (*single-fuel* dan *dual-fuel*) dan pada pembebanan yang sama, nilai *b MEP* tidak berbeda jauh.

Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan AFR (*air-fuel ratio*) ke arah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan di ruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang

menyebabkan terjadinya kenaikan *b_{mep}* seiring dengan kenaikan beban. Begitu juga berdasarkan bentuk grafik tekanan efektif rata-rata fungsi beban listrik di atas membentuk garis lurus linier mengikuti bentuk ideal dari grafik torsi fungsi beban listrik dengan mengabaikan bentuk perbedaan nilai torsi yang cukup kecil antara masing-masing garis sesuai dengan variasi laju alir massa udara.

4.2.4. *Specific fuel consumption*

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.

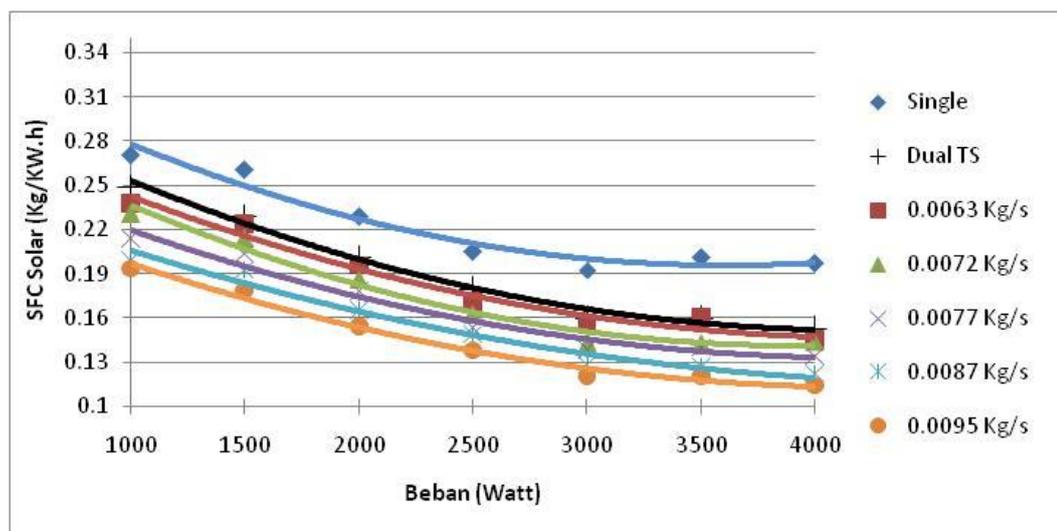


Gambar 4.4 Grafik SFC *Dual Fuel* Fungsi Beban

Dari gambar 4.4 terlihat pada *dual fuel* dengan variasi \dot{m} udara 0,0063 kg/s adalah kondisi maksimum dengan nilai SFC yang terbesar. Apabila diambil satu kondisi beban listrik maka akan terlihat setiap penambahan \dot{m} udara akan membuat SFC semakin turun meski perbedaannya masih tergolong kecil.

Berdasarkan grafik SFC fungsi beban, nilai SFC untuk semua pengujian mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Pada kondisi *dual fuel*,

konsumsi CNG terjaga konstan di setiap pembebanan. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate* CNG yang konstan, waktu konsumsi solar akan meningkat. Tetapi rasio penambahan beban lebih besar dari pada rasio peningkatan konsumsi solar sehingga nilai SFC menurun dengan penambahan beban, pada massa alir udara yang sama.



Gambar 4.5 Grafik SFC bahan bakar diesel pada sistem *dual fuel* Fungsi Beban

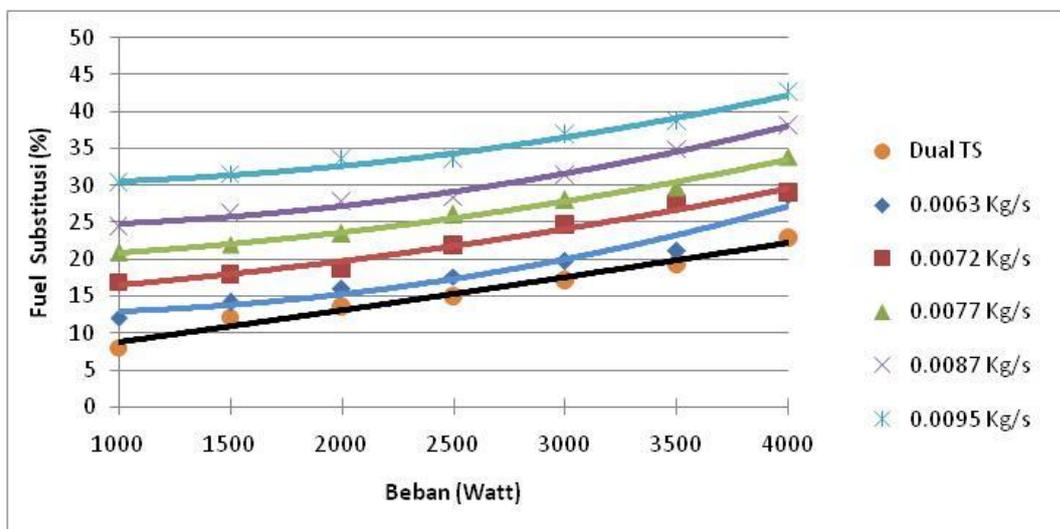
Pada gambar 4.5 di atas menunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar untuk *single fuel* dan *dual fuel* saat dioperasikan secara umum terjadi penurunan seiring bertambahnya beban. Ketika mesin diesel dioperasikan dengan sistem *dual fuel* konsumsi minyak solar mengalami penurunan yang signifikan dengan adanya penambahan massa laju alir udara menggunakan elektrik supercharger dan CNG yang masuk ke dalam ruang bakar. Ini berarti bahwa jumlah gas CNG yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi penambahan dari beban listrik.

Dari grafik terlihat bahwa SFC tertinggi pada saat beban terendah dan terus mengalami penurunan dengan bertambahnya beban hingga paling rendah rata-rata pada beban 3000 Watt, kemudian SFC untuk solar naik kembali. Berdasarkan analisa dengan menggunakan persamaan SFC, besar SFC hanya dipengaruhi oleh besarnya perubahan daya engine (N_e) dan massa bahan bakar (m_{bb}) biodiesel. Daya engine naik seiring dengan kenaikan beban listrik

sementara waktu konsumsi bahan bakar biodiesel semakin singkat. Pada kisaran beban 3000 Watt adalah kondisi optimal dimana waktu dan daya yang diperoleh memberikan nilai *sfc* paling rendah. Fenomena yang ditampilkan dalam kondisi ini adalah AFR pada pengujian mesin putaran konstan selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban rendah, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan cenderung ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW.

4.2.5. Solar Tersubstitusi

Solar tersubstitusi adalah seberapa banyak bahan bakar solar yang tergantikan oleh bahan bakar CNG. Semakin banyak bahan bakar solar yang digantikan maka tingkat efisiensi mesin lebih tinggi dalam mengkonsumsi bahan bakar solar seperti yang terlihat pada gambar 4.6 di bawah:



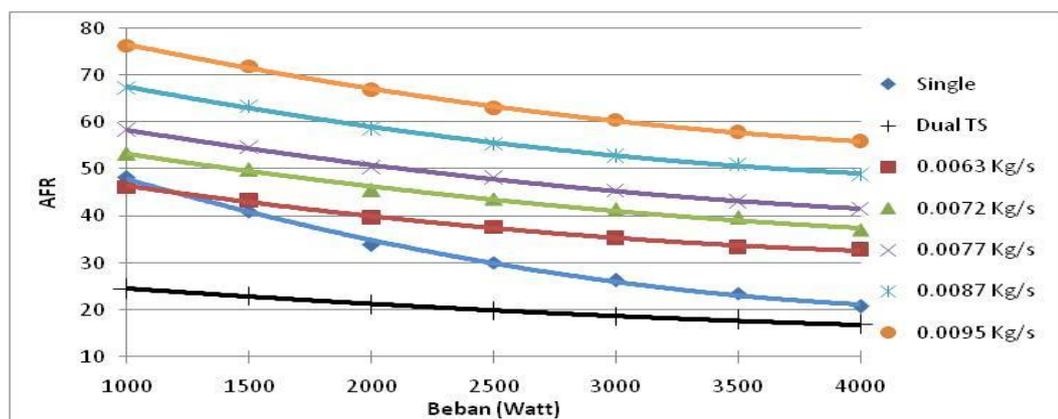
Gambar 4.6 Grafik *Fuel* Substitusi Fungsi Beban

Berdasarkan gambar 4.6 dapat dilihat jumlah prosentase solar yang digantikan oleh CNG setiap penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara dan beban listrik. Setiap penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara dan beban listrik akan mempengaruhi AFR

pada pengujian mesin putaran konstan. Untuk mendapatkan nilai AFR yang ideal, maka pada setiap penambahan beban diperlukan *mass flow rate* (\dot{m}) udara yang lebih besar, karena *mass flow rate* (\dot{m}) CNG konstan. Dengan kenaikan laju alir massa udara, maka besarnya jumlah persentase *diesel fuel* yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran engine konstan akan semakin turun, sehingga akan diperoleh nilai AFR yang ideal. Akan tetapi tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban rendah, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan cenderung ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya mampu menghasilkan daya efektif sebesar 1 KW.

4.2.6. Rasio udara-bahan bakar (AFR)

AFR adalah rasio perbandingan campuran antara udara dengan bahan bakar. Ketika nilai AFR tinggi melebihi batas maksimal dari mesin diesel maka campuran bahan bakar terlalu miskin akibat dari kelebihan dari pasokan udara, dan ketika AFR terlalu rendah melebihi batas minimum dari mesin diesel maka campuran terlalu kaya. Batas interval yang diizinkan pada motor diesel adalah $18 < AFR < 70$ [3].



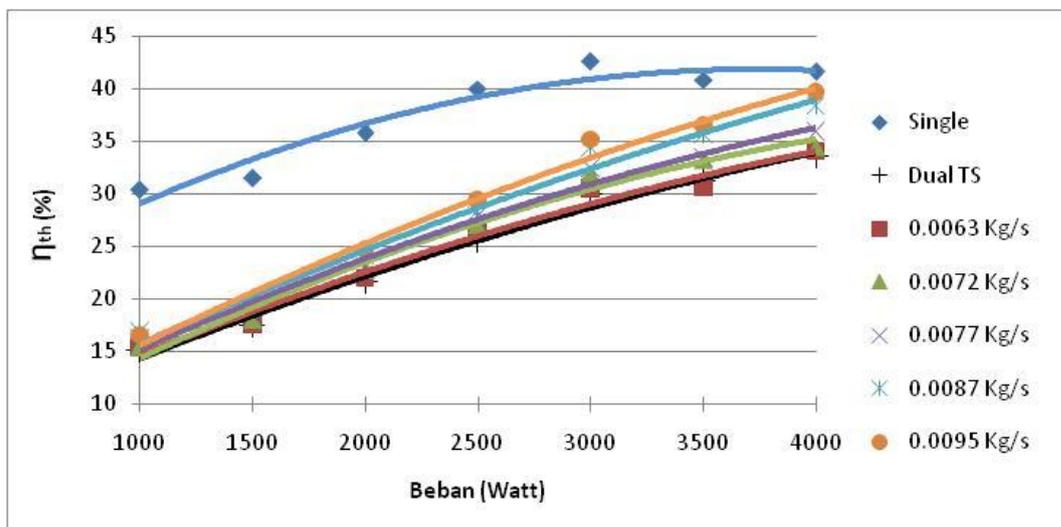
Gambar 4.7 Grafik Air Fuel Ratio Fungsi Beban

Pada grafik terlihat bahwa dengan penambahan laju alir massa udara menggunakan elektrik supercharger dapat meningkatkan rasio udara-bahan bakar

(AFR). Pada penambahan laju alir massa udara 0,0063 kg/s merupakan kondisi AFR terendah pada *dual fuel*. Sedangkan pada penambahan laju alir massa udara sebesar 0.0095 kg/s merupakan kondisi AFR tertinggi, tetapi pada beban rendah 1000 Watt nilai AFR sudah melebihi batas ideal karena campuran yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin. Bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang sejalan dengan pertambahan bahan bakar solar, sementara laju alir massa udara dan CNG selalu konstan untuk setiap satu kondisi variasi \dot{m} udara. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambah adalah solar.

4.2.7. Efisiensi termal

Effisiensi *thermal* adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi dengan nilai kalor yang terkandung dalam bahan bakar (LHV). Berikut adalah gambar dari grafik efisiensi *thermal*:



Gambar 4.8 Grafik Efisiensi Termal Fungsi Beban

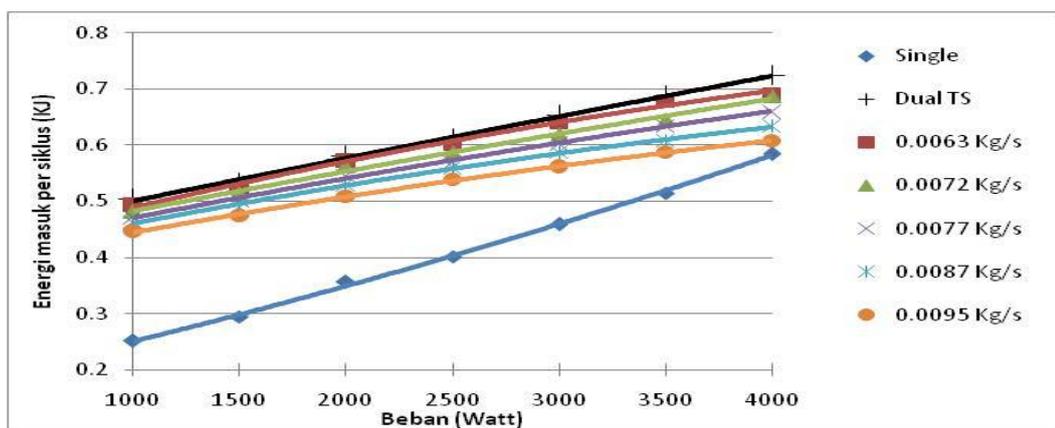
Dari gambar 4.8 terlihat bahwa efisiensi termal tertinggi sistem *dual fuel* ada pada variasi laju alir massa udara 0.0095 kg/s dan kemudian diikuti penurunan nilai efisiensi termal saat laju alir massa udara menurun. Peran

penambahan laju alir massa udara sangat penting karena dapat mendukung pembakaran yang lebih sempurna sehingga efisiensi termal menjadi lebih baik.

Grafik diatas juga menunjukkan bahwa efisiensi termal maksimum untuk kondisi *single-fuel* dan kondisi *dual-fuel* berada pada kisaran beban 3000 Watt. Kemudian efisiensi termal menurun karena jumlah energi input yang masuk ke ruang bakar sudah terlalu besar atau campuran dalam ruang bakar kaya akan bahan bakar. Selain itu hubungan antara sfc dengan nilai efisiensi thermal dimana nilai sfc merupakan kebalikan dari nilai efisiensi termal atau sebaliknya. Dimana saat sfc turun hingga nilai terendah 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.

4.2.8. Energi Input Per Siklus

Energi input per siklus adalah energi yang dibutuhkan dalam setiap siklus kerja dari sebuah motor pembakaran dalam. Berikut adalah grafik energi input per siklus terhadap pembebanan.

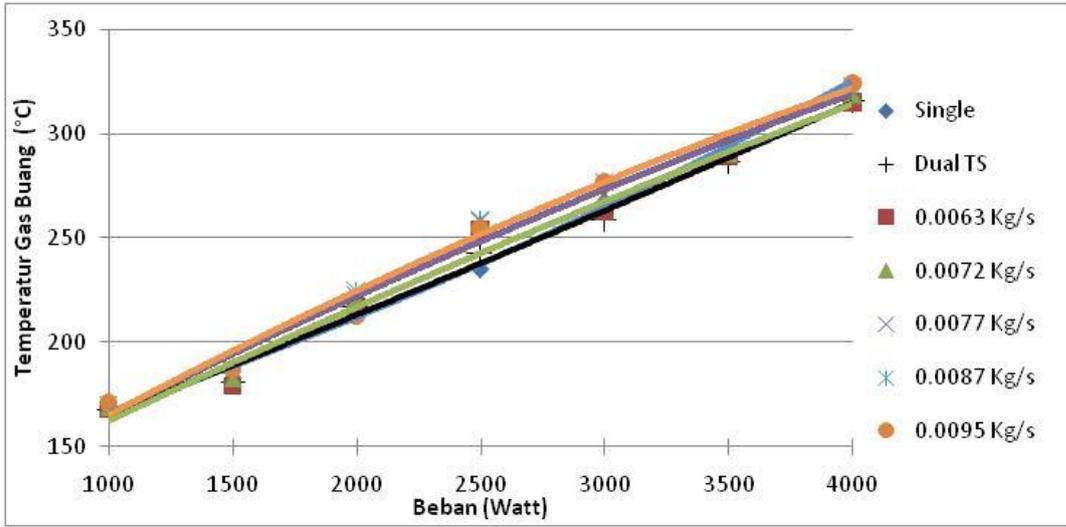


Gambar 4.9 Grafik Energi Masuk per Siklus Fungsi Beban

Dari grafik di atas menunjukkan bahwa dengan semakin banyaknya laju alir massa udara yang masuk ke ruang bakar akan menyebabkan energi input per

siklus menjadi menurun sampai pada titik terendah yaitu pada variasi m udara 0,0095 kg/s. Apabila laju alir massa udara semakin ditambahkan maka laju alir solar akan bertambah seiring dengan penambahan beban dan laju alir massa CNG konstan, sementara CNG memiliki LHV yang jauh lebih besar dari pada solar.

4.2.9. Temperatur Gas Buang

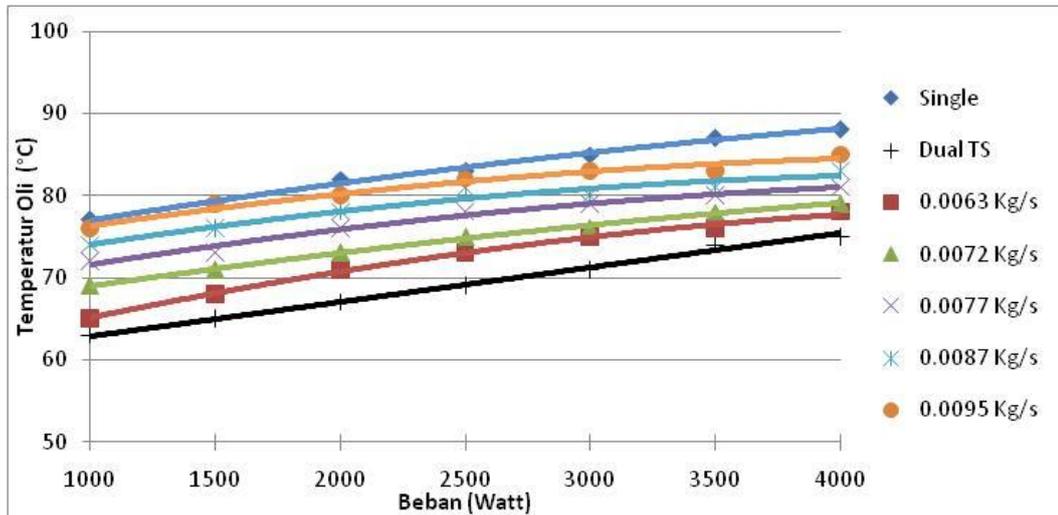


Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang Fungsi Beban

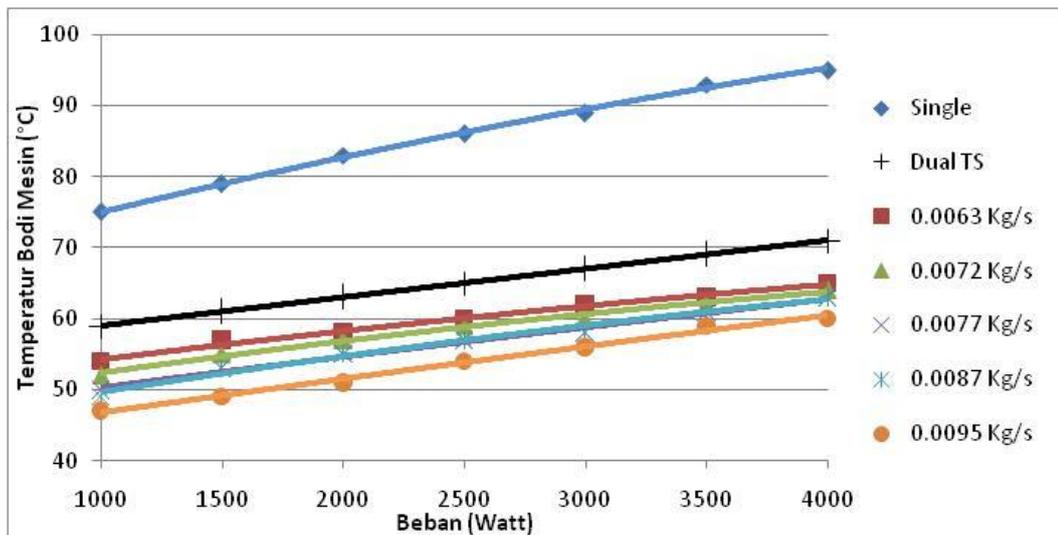
Grafik di atas menunjukkan pengaruh laju alir massa udara terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya engine terhadap kenaikan beban listrik. 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.

4.2.10. Temperatur Oli, Bodi Mesin, dan Pendingin

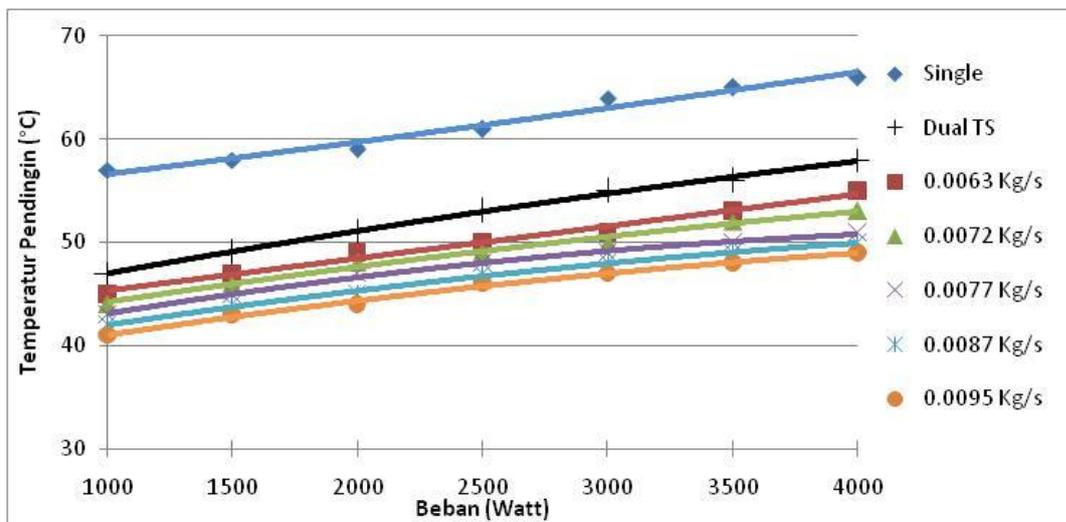
Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk pelumas mesin, bodi mesin dan cairan pendingin dibawah ini:



Gambar 4.11 Grafik Temperatur Pelumas (Oli) Fungsi Beban



Gambar 4.12 Grafik Temperatur Bodi Mesin Fungsi Beban



Gambar 4.13 Grafik Temperatur Pendingin Fungsi Beban

Berdasarkan gambar 4.11, gambar 4.12 dan gambar 4.13 di atas bahwa dengan kenaikan beban listrik menyebabkan kenaikan temperatur di ketiga titik. Temperature ini meningkat juga pada setiap variasi *mass flow rate* (\dot{m}) udara 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 *mass flow rate* (\dot{m}) udara maka temperature di ketiga titik tersebut semakin tinggi.

4.3. Analisis Proses Pembakaran

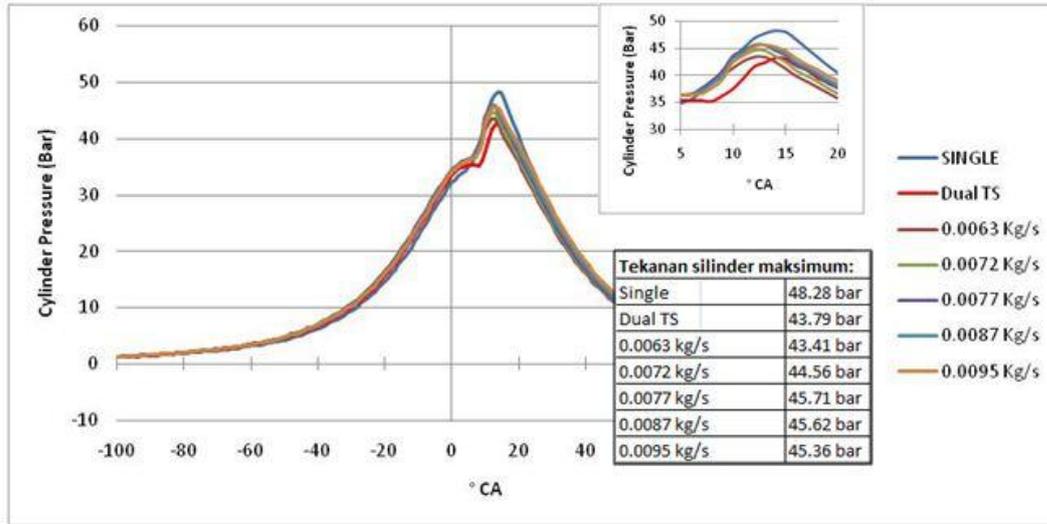
Untuk mengetahui laju pelepasan kalor diperlukan data tekanan ruang bakar dan perhitungan volume ruang bakar untuk setiap sudut engkol. Data tekanan ruang bakar didapat dari pengujian motor diesel satu silinder. Akan tetapi dalam penelitian ini menggunakan software analisis untuk menganalisa tekanan dan laju pelepasan kalor. Berikut ini adalah langkah-langkah pengambilan data tekanan silinder dan laju pelepasan kalor :

- a. *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.
- b. Lakukan *Engine Setup* yang dikomparasikan dengan hardware dan software.
- c. Pasang *Pressure Tranducer* serta *Rotating Encoder* yang nantinya dipasang pada mesin Dimond DI 800.
- d. Setelah proses *Analog Setup* selesai maka selanjutnya menentukan parameter pada “Combustion Bar” seperti:
 - *Basic Parameter* yang terdiri dari karakteristik mesin Dimond DI 800.
 - *Angle Sensor Type* : yaitu *Encoder – 1000; Connected to* (yaitu pada *Rotation Encoder* di *Ch7*); *Resolution* (Semakin rendah semakin jelas tingkat ketelitian analisisnya) yaitu 1 deg; 720p/rev
 - *Outputs* : Yaitu *Max. Pressure, Heat Release, MEP, Work, Power, Torque, Knock Detection*.
 - *Top Dead Center Detection*. Proses tersebut dilakukan untuk mengkalibrasi agar tekanan yang dihasilkan sesuai dengan derajat saat mesin dalam keadaan kompresi dan kerja.
- e. Data proses pembakaran dapat diambil ketika *hardware setup, analog setup, engine setup* sudah terhubung dan mesin dalam keadaan hidup. Data tersebut bisa ditampilkan pada layar monitor pada “*Measure Bar*” dengan menyeting sesuai dengan kebutuhan apa saja yang dibutuhkan.

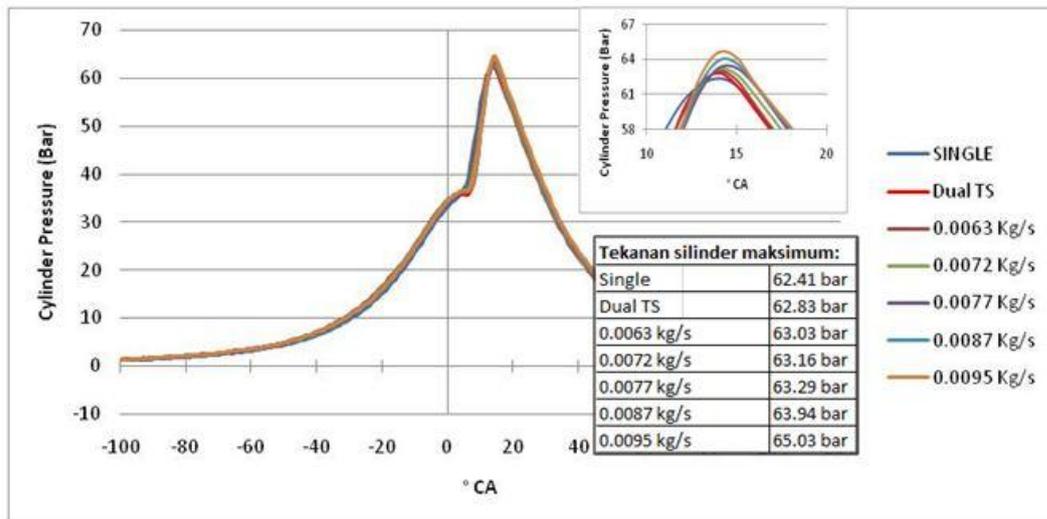
Hasil analisis proses pembakaran yaitu berupa grafik yang terletak dalam “*Analysis diMain Bar*” yang dapat diekspor menjadi angka (excel). Dalam proses

ekspor dibagi menjadi 2 versi yaitu data berupa skalar dan data berupa vector. Dimensi skalar yaitu data single yang mengacu pada hasil akhir tanpa acuan derajat. Sedangkan dimensi vektor yaitu menggunakan acuan derajat sehingga hasilnya lebih rinci.

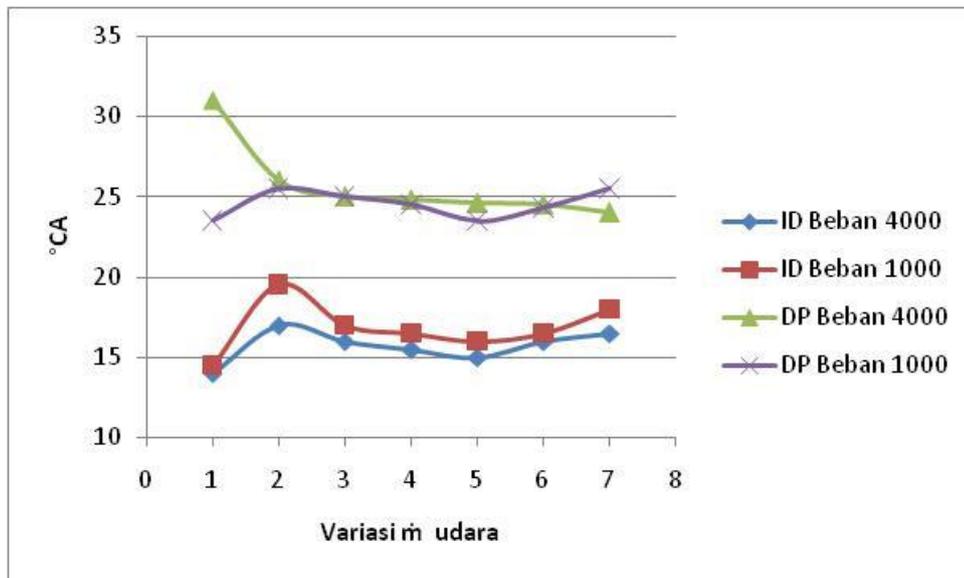
4.3.1. Tekanan Silinder



Gambar 4.14 Grafik *Cylinder Pressure* Fungsi *Crank Angle* Pada Beban 1000 Watt



Gambar 4.15 Grafik *Cylinder Pressure* Fungsi *Crank Angle* Pada Beban 4000 Watt



Gambar 4.18 Grafik Crank Angle Fungsi Variasi m Udara

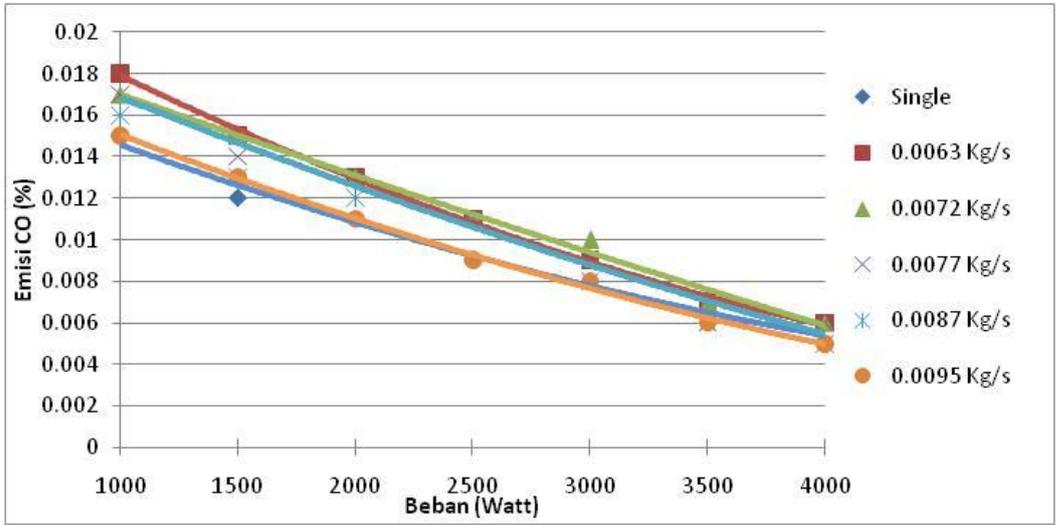
Pada mesin diesel *dual fuel* dengan penambahan laju alir massa udara dapat mempercepat proses *ignition delay* (ID) dan durasi pembakaran (DP). Hal ini disebabkan adanya penambahan volume dalam silinder (campuran udara, bahan bakar gas, dan *diesel fuel*), sehingga kapasitas panas spesifik lebih tinggi dibandingkan dengan *single fuel*. Berdasarkan tabel pada gambar 4.16 dan 4.17 perbandingan waktu *ignition delay* dan durasi pembakaran dapat dilihat pada gambar 4.18 di atas. Pada beban 4000 watt dengan penambahan laju alir massa udara waktu *ignition delay* lebih cepat dibandingkan dengan tanpa penambahan massa laju alir udara, tetapi masih dibawah kondisi *single fuel*. Hal ini disebabkan karena campuran udara dan bahan bakar cenderung kaya, sedangkan pada beban rendah terjadi sebaliknya.

4.4. Analisis Emisi

4.4.1. Emisi CO

Emisi CO adalah emisi berbahaya yang terbentuk dari bahan bakar yang tidak terbakar dengan sempurna. Pada pembakaran yang tidak sempurna, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran

yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi membentuk karbon monoksida dan oksigen.

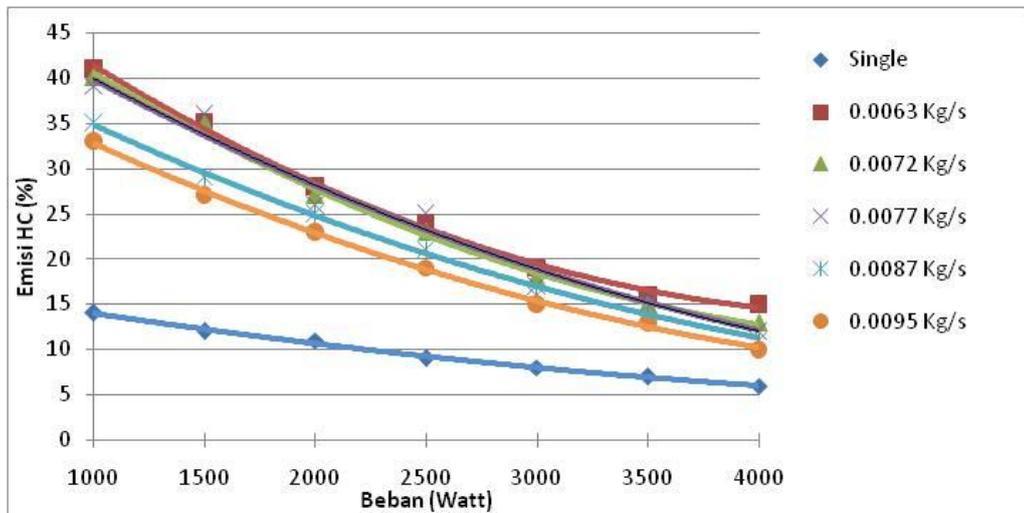


Gambar 4.19 Grafik Emisi CO Fungsi Beban

Berdasarkan gambar 4.19 menunjukkan bahwa emisi CO pada mesin sistem *dual fuel* secara umum menurun meskipun masih lebih tinggi dibandingkan dengan *single fuel*. Hal ini disebabkan temperatur campuran solar dan CNG didalam ruang bakar pada saat langkah ekspansi rendah, sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna dan campurannya cenderung kaya. Pada beban 4000 Watt emisi CO tertinggi 0.006% pada *mass flow rate* udara 0.0063 kg/s, sedangkan emisi CO terendah 0.0048% pada *mass flow rate* udara 0.0095 kg/s. Dengan penambahan *mass flow rate* udara dan beban listrik dapat diperoleh AFR yang ideal sehingga dapat menurunkan emisi CO meskipun tetap diatas *single fuel*.

4.4.2. Emisi HC

Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

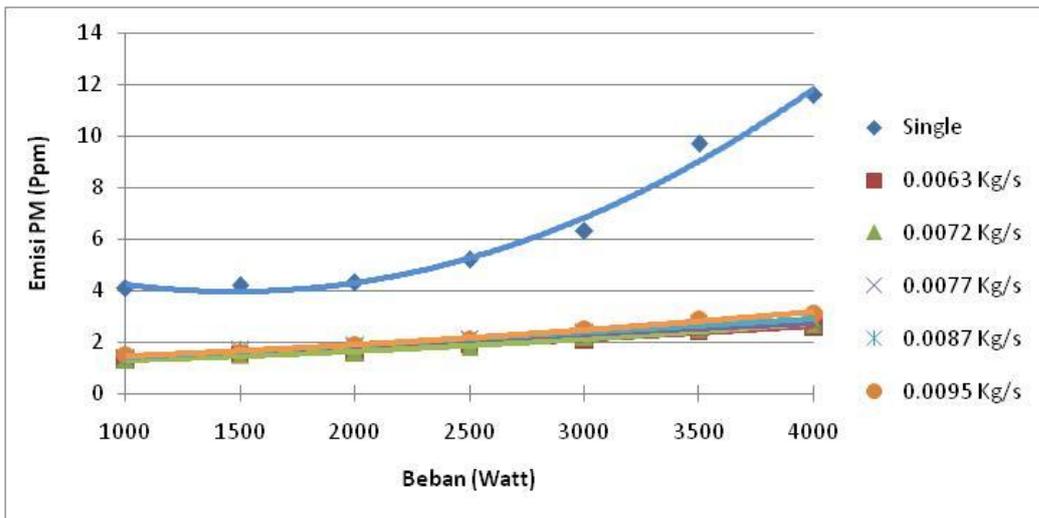


Gambar 4.20 Grafik Emisi HC Fungsi Beban

Berdasarkan gambar 4.20 menunjukkan bahwa emisi HC pada mesin sistem *dual fuel* secara umum menurun meskipun masih lebih tinggi dibandingkan dengan *single fuel*. Hal ini disebabkan temperatur campuran solar dan CNG didalam ruang bakar pada saat langkah ekspansi rendah, sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna dan campurannya cenderung kaya. Pada beban 4000 Watt emisi HC tertinggi 15% pada *mass flow rate* udara 0.0063 kg/s, sedangkan emisi HC terendah 10% pada *mass flow rate* udara 0.0095 kg/s. Dengan penambahan *mass flow rate* udara dan beban listrik dapat diperoleh AFR yang ideal sehingga dapat menurunkan emisi HC meskipun tetap diatas *single fuel*.

4.4.3. Emisi PM

Ciri khusus gas buang pada motor diesel adalah adanya jelaga, soot, yang dikeluarkan dari ujung knalpot motor. Pembentukan jelaga secara umum adalah karena adanya bahan bakar yang belum terbakar dan sangat kekurangan oksigen.



Gambar 4.21 Grafik Emisi PM Fungsi Beban

Berdasarkan grafik diatas dapat diketahui bahwa dengan pengoperasian sistem *dual fuel* dapat menurunkan emisi PM sebesar 75% dibandingkan *single fuel*. Hal ini menunjukkan bahwa bahan bakar CNG dan dengan penambahan laju alir massa udara sangat efektif untuk mengurangi emisi PM pada mesin diesel. Namun dengan penambahan laju alir massa udara dan beban menyebabkan emisi PM meningkat, tetapi masih jauh dibawah kondisi *single fuel*.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan pengujian, maka dapat ditarik kesimpulan dari sebagai berikut :

1. Pada mesin diesel *dual fuel* dengan penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0,0087 kg/s dapat meningkatkan AFR rata-rata sebesar 64.31%, menurunkan SFC solar rata-rata sebesar 30.41%, dan meningkatkan SFC dual rata-rata sebesar 29.30%, serta bahan bakar solar tersubstitusi rata-rata sebesar 56.45%.
2. Efisiensi termal rata-rata sistem *dual-fuel* meningkat sebesar 33.57% dibandingkan *single fuel* pada kondisi penambahan *mass flow rate* (\dot{m}) udara 0,0095 kg/s.
3. Nilai temperatur gas buang, mesin, oli dan air pendingin terjadi peningkatan yang signifikan pada sistem *dual fuel* dikarenakan banyaknya energi yang diinputkan ke ruang bakar.
4. Pada proses pembakaran dengan penambahan *mass flow rate* udara dapat meningkatkan tekanan silinder sehingga temperatur ruang bakar juga meningkat.
5. Pada beban 4000 Watt terjadi peningkatan tekanan silinder tertinggi sebesar 65.03 bar dengan \dot{m} udara 0.0095 kg/s diatas kondisi *single fuel* karena campuran udara dan bahan bakar cenderung kaya, sedangkan pada beban rendah terjadi sebaliknya.
6. Semakin besar tekanan silinder dan panas yang dihasilkan maka laju pelepasan kalor akan semakin besar juga. Dengan \dot{m} udara 0.0095 kg/s pada beban 4000 Watt laju pelepasan kalor tertinggi 111.18 KJ/m³, sedangkan pada beban 1000 Watt laju pelepasan kalor tertinggi 56.68 KJ/m³ dengan \dot{m} udara 0.0077 kg/s.
7. Pada sistem *dual fuel* disetiap pembebanan waktu *ignition delay* dan durasi pembakaran terjadi lebih lama dibandingkan sistem *single fuel*, akan tetapi

dengan menambah *mass flow rate* (\dot{m}) udara dapat mempercepat waktu *ignition delay* dan durasi pembakaran.

8. Pada mesin diesel *dual fuel* secara umum dapat menurunkan emisi CO rata-rata 15.18% dan emisi HC 62.35% meskipun masih diatas kondisi *single fuel*, sedangkan emisi PM menurun rata-rata sebesar 75% dibawah kondisi *single fuel*.

5.2 Saran

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

1. Perlu dilakukan penelitian lanjutan tentang tekanan silinder dan laju pelepasan kalor pada mesin diesel *dual fuel*.
2. Perlu dilakukan kalibrasi alat ukur terlebih dahulu sebelum digunakan untuk pengukuran.
3. Perlunya adanya pengkondisian sistim pendinginan agar temperatur mesin tidak melebihi temperatur kerja mesin diesel.
4. Perlu pengkajian ulang pada setingan ECU terutama pada pengaturan Trottle position sensor untuk pengontrolan bahan bakar.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Konigsson, Fredrik. (2014). *On Combustion in the CNG-Diesel Dual Fuel Engine.*, Department of Mechine Design, Royal Institute of Technology.
- [2] Santoso, A. B., & Sudarmanta, B. (2013). *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem Dual Fuel Solar dan Biogas dengan Penambahan Fan Udara sebagai Penyuplai Udara.* Prosiding MMT ITS.
- [3] Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York : Tata McGrawHill, 1988.
- [4] 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.
- [5] Yuvenda, D, & Sudarmanta, B., (2015). *Karakterisasi Performa Mesin Sistem Dual Fuel Menggunakan Pressure Reducer Adaptive dengan Variasi Konstanta Pegas Helix dan Tekanan Gas Keluar.* Prosiding MMT ITS.
- [6] 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).
- [7] 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.* Jurnal Teknik ITS, 1 (1).
- [8] Papagiankis R.G., Rakopoulos C. D., Hountalas D. T., Rakopoulos D. C., (2010). *Emission characteristic of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuelproportions.* Aeronautical Sciences Department, School of Mechanical Engineering, National Technucal University of Athens.
- [9] Kawano D. Sungkono, 2014. Motor Bakar Torak (Diesel). Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.

- [10] Sahoo B. B., Sahoo N., Saha U. K., (2010). *Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual fuel diesel engine – A critical review*. Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology, India.
- [11] Roy M. M., Tomita E., Kawahara N., Harada Y., Sakane A., (2010). *An Experimental Investigation On Engine Performance And Emissions Of A Supercharged H₂-Diesel Dual-Fuel Engine*. Hydrogen Energy, page 844-853.
- [12] Hasan S., Nor F. M., Zainal Z. A., Miskan M. A., (2011). *Performance and emission characteristic of supercharged biomass producer gas-diesel dual fuel engine*. Department of Mechanical Engineering Universiti Teknologi Petronas.
- [13] Hetharia Marlon, (2012). *Analisa pengaruh kapasitas udara untuk campuran bahan bakar terhadap prestasi mesin diesel*. Jurnal ARIKA, 06 (1).
- [14] Fergusan CR, and Kirkpatrick AT, (2001), *Internal Combustion Engines*, John Wiley & Sons.
- [15] Ganesan V, (2003), *Internal Combustion Engines*, Tata McGraw Hill.
- [16] Moran MJ, and Shapiro HN, (2006), *Fundamental Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons.

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		bmep	SFC	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg.cm	kg/cm ²	kg/KW.h	%
1000	48.22	0.95	38.08	46.09	1.89	0.27	30.38
1500	41.10	1.16	46.32	56.05	2.29	0.26	31.49
2000	33.97	1.60	63.81	77.22	3.16	0.23	35.86
2500	30.16	2.01	80.28	97.15	3.97	0.20	40.05
3000	26.35	2.44	97.78	118.33	4.84	0.19	42.62
3500	23.53	2.62	104.98	127.05	5.20	0.20	40.86
4000	20.71	3.04	121.45	146.98	6.01	0.20	41.61

2. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), tanpa variasi *mass flow rate* udara, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	24.36	0.95	38.08	1.89	0.53	0.25	0.29	7.91	15.15
1500	23.07	1.16	46.32	2.29	0.46	0.23	0.23	12.06	17.46
2000	21.09	1.57	62.78	3.11	0.37	0.20	0.17	13.50	21.66
2500	19.94	1.96	78.22	3.87	0.32	0.18	0.14	14.95	25.53
3000	18.73	2.44	97.78	4.84	0.27	0.16	0.11	17.19	30.00
3500	17.78	2.68	107.04	5.30	0.26	0.16	0.10	19.32	31.19
4000	16.89	3.04	121.45	6.01	0.24	0.15	0.09	22.84	33.63

3. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi *mass flow rate* udara 0.0063 kg/s, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	46.17	0.95	38.08	1.89	0.52	0.24	0.29	12.08	15.47
1500	43.31	1.16	46.32	2.29	0.46	0.22	0.23	14.19	17.67
2000	39.73	1.57	62.78	3.11	0.37	0.20	0.17	15.98	22.00
2500	37.65	1.98	79.25	3.92	0.31	0.17	0.14	17.65	26.33
3000	35.37	2.44	97.78	4.84	0.27	0.15	0.11	19.70	30.54
3500	33.43	2.60	103.95	5.15	0.26	0.16	0.10	21.11	30.70
4000	32.86	2.93	117.33	5.81	0.24	0.15	0.09	28.57	34.07

4. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi *mass flow rate* udara 0.0072 kg/s, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	53.39	0.93	37.05	1.83	0.52	0.23	0.29	16.86	15.43
1500	49.89	1.16	46.32	2.29	0.45	0.21	0.23	17.88	18.04
2000	45.58	1.60	63.81	3.16	0.36	0.19	0.17	18.65	22.74
2500	43.72	1.98	79.25	3.92	0.30	0.16	0.14	21.89	27.10
3000	41.38	2.47	98.81	4.89	0.25	0.14	0.11	24.64	32.00
3500	39.66	2.68	107.04	5.30	0.24	0.14	0.10	27.55	33.24
4000	37.19	2.96	118.36	5.86	0.24	0.14	0.09	28.98	34.49

5. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi *mass flow rate* udara 0.0077 kg/s, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	58.39	0.95	38.08	1.89	0.50	0.21	0.29	20.92	16.20
1500	54.71	1.16	46.32	2.29	0.44	0.20	0.23	22.01	18.48
2000	50.35	1.57	62.78	3.11	0.35	0.18	0.17	23.51	23.08
2500	48.16	1.98	79.25	3.92	0.29	0.15	0.14	26.02	27.88
3000	45.45	2.44	97.78	4.84	0.25	0.14	0.11	28.05	32.49
3500	43.19	2.65	106.01	5.25	0.24	0.14	0.10	29.70	33.49
4000	41.54	2.96	118.36	5.86	0.23	0.13	0.09	33.86	35.98

6. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi *mass flow rate* udara 0.0087 kg/s, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	67.32	0.98	39.11	1.94	0.48	0.20	0.28	24.42	16.96
1500	63.46	1.16	46.32	2.29	0.43	0.19	0.23	26.19	18.94
2000	58.62	1.60	63.81	3.16	0.34	0.17	0.17	27.82	24.14
2500	55.40	1.98	79.25	3.92	0.29	0.15	0.14	28.35	28.35
3000	52.79	2.52	100.87	4.99	0.24	0.13	0.11	31.47	34.41
3500	51.01	2.70	108.07	5.35	0.23	0.13	0.10	34.86	35.64
4000	48.85	3.04	121.45	6.01	0.21	0.12	0.09	38.12	38.37

7. Tabel data unjuk kerja mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), variasi *mass flow rate* udara 0.0095 kg/s, putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban Listrik	AFR	Ne	Mt	bmep	SFC dual	SFC solar	SFC gas	Fuel Subs.	η_{th}
Watt		KW	N.m	kg/cm ²	kg/KW.h	kg/KW.h		%	%
1000	76.32	0.93	37.05	1.83	0.49	0.19	0.29	30.38	16.60
1500	71.90	1.16	46.32	2.29	0.41	0.18	0.23	31.49	19.57
2000	66.94	1.57	62.78	3.11	0.33	0.15	0.17	33.66	24.72
2500	63.13	1.98	79.25	3.92	0.28	0.14	0.14	33.58	29.46
3000	60.49	2.47	98.81	4.89	0.23	0.12	0.11	36.90	35.20
3500	57.88	2.68	107.04	5.30	0.22	0.12	0.10	38.79	36.51
4000	55.93	3.01	120.42	5.96	0.20	0.11	0.09	42.66	39.71

B. Data Emisi CO, HC, PM

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

Beban	Single	Dual					Dual TS
		0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	
1000	14	41	40	39	35	33	42
1500	12	35	35	36	29	27	36
2000	11	28	27	26	25	23	30
2500	9	24	23	25	21	19	27
3000	8	19	18	17	16	15	21
3500	7	16	15	16	15	13	19
4000	6	15	13	12	11	10	17

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

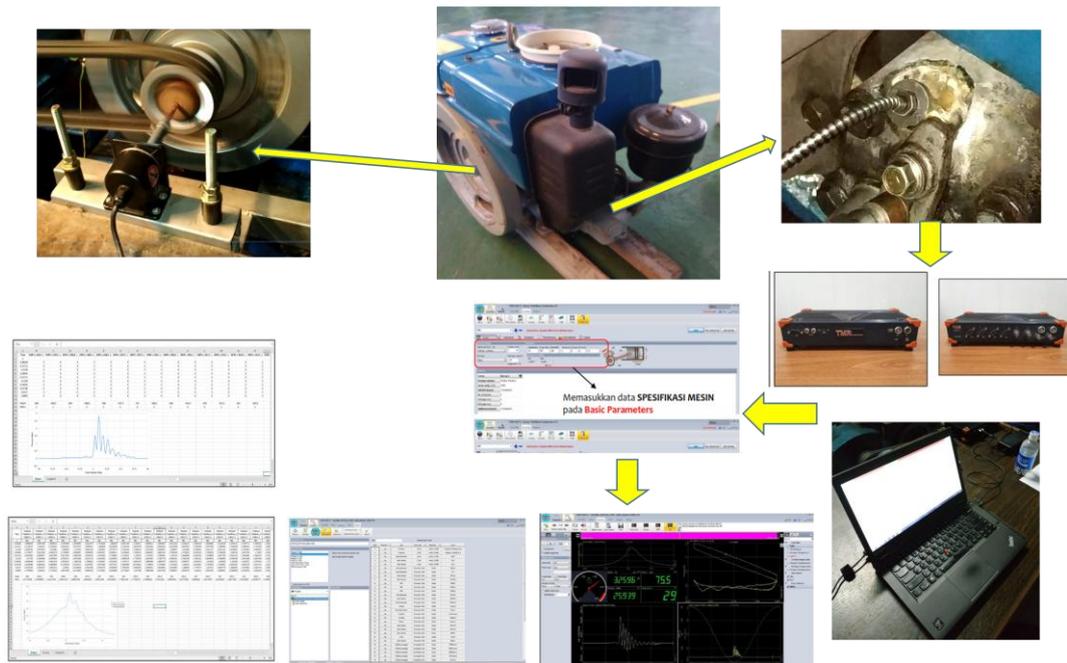
Beban	Single	Dual					Dual TS
		0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	
1000	0.015	0.018	0.017	0.017	0.016	0.015	0.019
1500	0.012	0.015	0.015	0.014	0.013	0.013	0.016
2000	0.011	0.013	0.013	0.013	0.012	0.011	0.014
2500	0.009	0.011	0.011	0.011	0.011	0.009	0.012
3000	0.008	0.009	0.01	0.009	0.008	0.008	0.011
3500	0.007	0.007	0.007	0.006	0.006	0.006	0.009
4000	0.005	0.006	0.006	0.006	0.005	0.005	0.007

3. Tabel data emisi PM mesin diesel generator set dengan bahan bakar ganda (solar-CNG), putaran mesin dan tekanan gas keluar konstan masing-masing 1500 rpm dan 2 bar.

Beban	Single	Dual					Dual TS
		0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	
1000	4.1	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.2
1500	4.2	1.5	1.5	1.6	1.7	1.6	1.3
2000	4.3	1.6	1.6	1.8	1.9	1.9	1.4
2500	5.2	1.9	1.8	2.1	2.1	2.1	1.7
3000	6.3	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	1.9
3500	9.7	2.4	2.5	2.5	2.7	2.8	2.1
4000	11.6	2.6	2.7	2.7	2.9	3	2.3

C. Data Proses Pembakaran

1. Skema pemasangan Combustion Analyzer



2. Tabel data hasil pengukuran tekanan silinder dengan beban 1000 Watt

CRANK ANGLE	SINGLE	0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	Dual TS
-25	11.73	13.17	13.13	13.08	12.87	12.66	12.46
-24	12.22	13.62	13.65	13.67	13.52	13.37	12.93
-23	12.69	14.25	14.28	14.31	14.05	13.80	13.64
-22	13.36	14.82	14.89	14.96	14.80	14.64	14.23
-21	13.98	15.53	15.59	15.65	15.43	15.21	14.90
-20	14.69	16.25	16.35	16.44	16.20	15.96	15.57
-19	15.26	16.97	17.06	17.16	16.91	16.66	16.27
-18	16.01	17.60	17.72	17.84	17.58	17.31	17.04
-17	16.69	18.59	18.64	18.70	18.39	18.08	17.83
-16	17.46	19.25	19.34	19.43	19.12	18.81	18.46
-15	18.31	20.13	20.24	20.35	20.08	19.81	19.40
-14	18.95	20.90	21.06	21.21	20.95	20.68	20.15
-13	19.88	21.97	22.07	22.18	21.83	21.48	21.20
-12	20.71	22.81	22.92	23.02	22.75	22.48	22.06
-11	21.74	23.79	23.92	24.05	23.72	23.39	22.96
-10	22.56	24.82	24.95	25.09	24.71	24.33	23.94
-9	23.71	25.81	25.93	26.05	25.74	25.44	24.97
-8	24.65	26.91	26.94	26.96	26.60	26.23	25.95
-7	25.62	27.88	27.99	28.10	27.67	27.25	26.90
-6	26.68	28.93	28.99	29.05	28.74	28.44	27.70
-5	27.58	29.82	29.93	30.03	29.66	29.28	28.83
-4	28.61	30.78	30.92	31.06	30.67	30.29	29.79
-3	29.43	31.81	31.80	31.79	31.55	31.30	30.83
-2	30.49	32.81	32.73	32.64	32.49	32.34	31.79
-1	31.23	33.50	33.43	33.36	33.24	33.13	32.42
0	32.12	34.33	34.26	34.19	34.06	33.93	33.46
1	32.65	34.89	34.87	34.85	34.68	34.52	34.02
2	33.34	35.39	35.34	35.29	35.17	35.06	34.63
3	33.83	35.85	35.87	35.89	35.75	35.60	34.90
4	34.29	36.15	36.06	35.97	35.96	35.96	35.18
5	34.85	36.41	36.35	36.29	36.25	36.21	35.37
6	35.56	36.56	36.50	36.43	36.40	36.37	35.37
7	36.90	37.26	37.43	37.60	37.09	36.57	35.26
8	38.53	38.60	38.77	38.93	38.28	37.64	35.16
9	40.82	39.86	40.31	40.76	39.93	39.10	36.14
10	43.16	41.32	42.46	43.60	42.94	42.27	37.45
11	45.04	42.61	43.64	44.67	44.23	43.79	39.49
12	46.82	43.42	44.57	45.72	45.52	45.33	41.54
13	47.77	43.37	44.52	45.67	45.65	45.63	42.36
14	48.28	42.53	43.53	44.53	44.95	45.36	43.22
15	48.03	41.26	42.46	43.65	44.10	44.54	43.09
16	46.62	39.94	40.94	41.93	42.55	43.17	41.73
17	44.95	38.82	39.94	41.07	41.52	41.98	40.89
18	43.33	37.78	38.81	39.84	40.43	41.01	39.44
19	41.73	36.71	37.62	38.54	39.22	39.90	38.62
20	40.36	35.68	36.61	37.53	38.26	38.98	37.54
21	38.91	34.50	35.37	36.25	37.07	37.89	36.48
22	37.43	33.45	34.28	35.12	35.94	36.76	35.70
23	36.04	32.20	33.03	33.86	34.78	35.70	34.45
24	34.61	31.04	31.81	32.59	33.53	34.47	33.34
25	33.21	29.93	30.70	31.47	32.43	33.40	32.16

3. Tabel data hasil pengukuran tekanan silinder dengan beban 4000 Watt

CRANK ANGLE	SINGLE	0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	Dual TS
-25	12.11	13.30	13.14	12.99	12.96	12.93	12.93
-24	12.60	13.95	13.70	13.45	13.45	13.45	13.50
-23	13.27	14.55	14.31	14.06	14.03	14.00	14.17
-22	13.84	15.25	14.99	14.73	14.67	14.61	14.73
-21	14.34	15.93	15.61	15.28	15.34	15.40	15.46
-20	15.21	16.62	16.33	16.04	16.01	15.97	16.11
-19	15.75	17.27	16.98	16.68	16.74	16.80	17.01
-18	16.58	18.14	17.87	17.60	17.56	17.53	17.60
-17	17.40	18.93	18.63	18.32	18.32	18.33	18.55
-16	18.06	19.72	19.46	19.19	19.18	19.16	19.16
-15	19.01	20.53	20.28	20.04	20.02	19.99	20.14
-14	19.76	21.42	21.11	20.81	20.88	20.96	20.91
-13	20.78	22.30	22.01	21.72	21.76	21.80	21.94
-12	21.69	23.24	22.97	22.70	22.69	22.69	22.80
-11	22.70	24.18	23.88	23.58	23.62	23.65	23.66
-10	23.66	25.21	24.94	24.67	24.74	24.80	24.74
-9	24.59	26.19	26.00	25.80	25.71	25.61	25.79
-8	25.54	27.36	27.02	26.68	26.73	26.78	26.87
-7	26.73	28.40	28.05	27.70	27.71	27.72	27.81
-6	27.75	29.39	29.02	28.66	28.75	28.85	29.03
-5	28.78	30.58	30.16	29.73	29.80	29.86	29.99
-4	29.75	31.40	31.10	30.80	30.85	30.91	30.90
-3	30.79	32.47	32.09	31.70	31.79	31.88	31.74
-2	31.66	33.12	32.87	32.63	32.69	32.75	32.78
-1	32.46	33.95	33.75	33.56	33.61	33.65	33.61
0	33.29	34.62	34.43	34.23	34.35	34.47	34.41
1	34.01	35.12	35.04	34.96	35.00	35.05	34.81
2	34.56	35.73	35.59	35.45	35.50	35.55	35.38
3	35.14	35.86	35.91	35.96	36.00	36.03	35.62
4	35.88	36.30	36.24	36.18	36.30	36.42	35.78
5	37.03	36.37	36.26	36.15	36.31	36.47	35.70
6	38.68	36.91	36.65	36.39	36.49	36.59	35.69
7	42.07	38.83	37.88	36.93	37.03	37.13	36.56
8	46.62	43.34	41.11	38.89	39.07	39.26	38.55
9	50.39	47.42	45.19	42.97	43.54	44.11	43.83
10	54.92	51.50	49.93	48.36	48.32	48.28	49.55
11	57.95	55.62	54.59	53.57	53.68	53.80	55.39
12	60.44	59.40	58.66	57.92	58.25	58.58	59.59
13	61.86	61.69	61.54	61.39	62.00	62.60	61.98
14	62.41	63.04	63.16	63.29	63.95	64.60	62.84
15	61.79	62.22	62.76	63.29	63.71	64.13	61.73
16	60.04	60.14	60.98	61.83	61.90	61.97	59.81
17	57.95	58.03	58.88	59.72	59.86	60.00	57.68
18	56.09	56.26	56.93	57.60	57.91	58.22	56.24
19	54.43	54.41	55.10	55.78	56.05	56.33	54.58
20	52.94	52.51	53.23	53.94	54.22	54.50	52.65
21	51.23	50.57	51.37	52.16	52.41	52.66	50.88
22	49.44	48.75	49.49	50.24	50.57	50.91	49.18
23	47.85	46.85	47.64	48.42	48.79	49.16	47.27
24	46.05	45.02	45.73	46.44	46.81	47.17	45.45
25	44.36	43.24	43.94	44.63	44.94	45.25	43.82

4. Tabel data hasil pengukuran *heat release rate* dengan beban 1000 watt

CRANK ANGLE	SINGLE	0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	Dual TS
-25	-1.24	-2.05	-2.06	-2.08	-1.79	-1.51	-1.92
-24	-0.80	-1.41	-1.56	-1.70	-1.61	-1.53	-1.36
-23	-0.40	-0.86	-1.01	-1.16	-1.20	-1.24	-0.67
-22	-0.17	-0.97	-0.94	-0.92	-1.04	-1.16	-0.60
-21	-0.30	-0.77	-0.68	-0.59	-0.78	-0.97	-0.62
-20	-0.52	-0.36	-0.42	-0.49	-0.71	-0.93	-0.53
-19	-0.12	-0.27	-0.36	-0.46	-0.67	-0.88	-0.55
-18	0.35	-0.19	-0.28	-0.37	-0.48	-0.59	-0.54
-17	0.41	0.13	-0.14	-0.42	-0.16	0.10	-0.36
-16	1.07	0.38	0.14	-0.10	0.18	0.45	0.12
-15	1.75	0.60	0.56	0.52	0.66	0.81	0.78
-14	1.86	1.09	1.02	0.95	1.08	1.21	0.95
-13	2.31	1.55	1.52	1.49	1.60	1.70	1.55
-12	3.07	2.20	2.26	2.33	2.25	2.17	2.41
-11	3.49	2.90	2.89	2.88	2.83	2.77	2.98
-10	4.30	3.40	3.50	3.60	3.56	3.51	3.53
-9	5.34	4.19	4.20	4.20	4.30	4.39	4.58
-8	5.87	4.87	4.79	4.71	5.23	5.75	5.44
-7	6.39	5.31	5.44	5.58	6.14	6.71	6.26
-6	7.27	6.25	6.28	6.32	6.93	7.55	7.29
-5	7.90	7.22	7.21	7.21	7.90	8.59	8.06
-4	8.39	7.54	8.02	8.50	8.90	9.31	8.74
-3	9.22	8.27	8.71	9.15	9.40	9.65	9.49
-2	9.60	9.21	9.34	9.48	9.86	10.23	9.98
-1	10.28	9.69	10.03	10.38	10.53	10.67	10.30
0	11.25	10.07	10.37	10.67	10.86	11.04	10.99
1	11.90	11.00	10.91	10.83	11.29	11.76	11.45
2	12.73	11.56	11.72	11.87	11.95	12.02	11.57
3	14.44	11.64	12.34	13.03	12.71	12.39	11.60
4	16.80	12.61	14.29	15.98	14.44	12.90	11.76
5	21.06	15.88	18.92	21.97	18.52	15.07	12.03
6	27.96	20.72	25.56	30.40	25.03	19.66	13.85
7	36.76	27.40	33.64	39.88	32.77	25.66	18.30
8	45.46	35.90	42.24	48.59	40.63	32.68	26.15
9	52.14	42.52	48.32	54.12	47.01	39.91	35.47
10	56.69	44.30	49.69	55.07	49.55	44.02	43.17
11	57.58	41.20	46.04	50.87	46.75	42.62	48.31
12	54.54	33.99	38.08	42.17	39.93	37.70	49.46
13	49.24	24.60	28.59	32.58	31.40	30.22	45.00
14	41.54	17.20	20.52	23.84	23.14	22.44	36.45
15	31.42	12.45	15.00	17.55	17.14	16.74	28.40
16	22.12	10.73	12.46	14.18	14.03	13.87	22.15
17	14.67	11.91	12.69	13.47	13.49	13.51	17.59
18	9.37	12.94	13.59	14.25	14.41	14.58	15.29
19	7.41	12.77	13.96	15.15	15.26	15.38	15.44
20	7.73	12.75	13.88	15.01	15.03	15.06	16.46
21	7.91	12.09	13.00	13.91	14.25	14.60	16.65
22	7.65	10.85	12.15	13.44	13.78	14.12	15.71
23	6.91	9.84	11.43	13.02	12.96	12.90	14.75
24	6.14	9.02	10.28	11.53	11.53	11.53	13.80
25	5.41	8.20	9.05	9.90	10.26	10.61	12.24

5. Tabel data hasil pengukuran *heat release rate* dengan beban 4000 watt

CRANK ANGLE	SINGLE	0.0063 Kg/s	0.0072 Kg/s	0.0077 Kg/s	0.0087 Kg/s	0.0095 Kg/s	Dual TS
-25	-1.16	-1.45	-1.53	-1.62	-1.52	-1.42	-0.32
-24	-0.72	-1.27	-1.28	-1.29	-1.24	-1.19	-0.09
-23	-0.25	-1.36	-1.51	-1.66	-1.26	-0.86	0.24
-22	-0.10	-1.42	-1.53	-1.65	-1.43	-1.21	-0.11
-21	-0.34	-0.86	-1.05	-1.23	-1.26	-1.29	-0.19
-20	-0.36	-0.40	-0.81	-1.21	-1.08	-0.94	0.16
-19	0.15	-0.39	-0.60	-0.82	-0.67	-0.52	0.58
-18	0.32	0.01	0.02	0.03	0.01	0.00	1.10
-17	0.09	0.06	0.15	0.24	0.22	0.21	1.31
-16	0.60	0.05	0.30	0.56	0.61	0.67	1.77
-15	0.97	0.43	0.99	1.54	1.46	1.39	2.49
-14	1.60	0.72	1.33	1.95	1.60	1.26	2.36
-13	2.07	1.19	1.47	1.76	1.64	1.53	2.63
-12	2.80	2.22	2.33	2.44	2.61	2.77	3.87
-11	3.74	3.39	3.36	3.33	3.47	3.61	4.71
-10	4.36	4.19	3.86	3.53	3.70	3.87	4.97
-9	4.85	5.10	4.61	4.11	4.61	5.10	6.20
-8	5.75	6.00	5.71	5.42	5.76	6.10	7.20
-7	6.81	6.61	6.41	6.20	6.24	6.28	7.38
-6	7.59	7.03	6.90	6.78	6.98	7.18	8.28
-5	8.59	7.64	7.71	7.78	7.95	8.13	9.23
-4	9.34	8.41	8.38	8.34	8.50	8.67	9.77
-3	10.05	9.12	8.77	8.42	8.96	9.51	10.61
-2	10.79	9.87	9.35	8.83	9.61	10.40	11.50
-1	11.42	10.61	9.85	9.08	10.00	10.93	12.03
0	12.06	11.10	10.04	8.99	10.27	11.55	12.65
1	13.02	11.28	10.24	9.21	10.49	11.77	12.87
2	15.60	11.41	10.37	9.33	10.62	11.92	13.02
3	20.65	11.89	11.37	10.84	11.65	12.45	13.55
4	28.61	13.92	15.05	16.18	15.05	13.93	15.03
5	39.35	19.72	24.76	29.79	24.59	19.39	20.49
6	52.39	33.60	41.26	48.91	41.55	34.18	35.28
7	63.63	51.61	60.60	69.59	61.81	54.02	55.12
8	73.25	69.85	80.03	90.21	81.99	73.78	74.88
9	81.22	88.75	96.85	104.95	99.70	94.45	95.55
10	82.93	102.17	104.58	106.99	108.12	109.25	110.35
11	80.90	103.74	100.37	97.00	104.09	111.19	112.29
12	77.59	97.39	88.91	80.44	91.28	102.12	103.22
13	68.78	85.54	72.63	59.73	72.38	85.03	86.13
14	54.63	66.15	53.32	40.50	51.48	62.46	63.56
15	42.03	46.55	36.13	25.71	33.89	42.08	43.18
16	30.76	31.04	24.37	17.70	21.76	25.82	26.92
17	21.51	19.00	17.14	15.27	15.25	15.23	16.33
18	16.68	12.29	13.43	14.57	13.82	13.07	14.17
19	16.05	11.71	13.24	14.78	14.70	14.62	15.72
20	16.95	12.76	13.83	14.91	15.13	15.35	16.45
21	17.11	12.59	13.13	13.66	14.25	14.84	15.94
22	16.41	12.24	12.41	12.58	13.18	13.79	14.89
23	15.07	11.57	11.76	11.95	12.27	12.60	13.70
24	13.67	9.88	10.00	10.12	10.62	11.11	12.21
25	12.92	8.27	7.88	7.48	8.55	9.61	10.71

LAMPIRAN

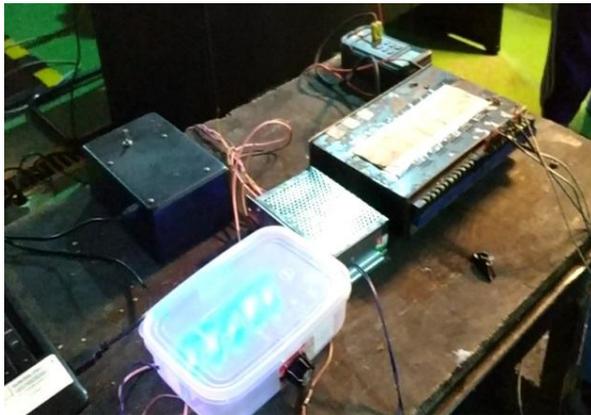
Dokumentasi Pengambilan Data



Gambar 1. Pengambilan data Mass Flow rate



Gambar 2. Pengukuran performa mesin dengan pembebanan lampu



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



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 Reog, Ponorogo, Jawa Timur pada tanggal 19 Mei 1989, merupakan anak ketiga dari pasangan Bapak Misradji dan Ibu Suprihatin.

Penulis memulai pendidikan dasar di SD Negeri 2 Bancangan lulus pada tahun 2001, melanjutkan studi menengah pertama di MTs Negeri 1 Jetis lulus pada tahun 2004, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMK Negeri 1 Jenangan lulus pada tahun 2007. Pada Bulan September 2008, penulis melanjutkan studi D IV Teknik Pesawat Udara di Sekolah Tinggi Penerbangan Indonesia Curug-Tangerang dan lulus pada tahun 2012. Setelah lulus di tahun yang sama, penulis bekerja di Politeknik Penerbangan Surabaya hingga sekarang. Penulis melanjutkan studi S2 pada tahun 2016 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 jamal_reog99@ymail.com