

TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN GAS
HIDROGEN TERHADAP PERFORMA DAN EMISI MESIN
DIESEL DUAL FUEL BIODIESEL-HIDROGEN**

FADHIL WIDIYONO

NRP 0211184000021

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196004021989031002

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN GAS
HIDROGEN TERHADAP PERFORMA DAN EMISI MESIN
DIESEL DUAL FUEL BIODIESEL-HIDROGEN**

FADHIL WIDIYONO

NRP 0211184000021

Dosen Pembimbing

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196004021989031002

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



FINAL PROJECT - TM184835

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF HYDROGEN GAS ADDITION ON THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF DUAL FUEL BIODIESEL-HYDROGEN ENGINE

FADHIL WIDIYONO

NRP 0211184000021

Advisor

Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

NIP 196004021989031002

Undergraduate Study Program

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN GAS HIDROGEN TERHADAP PERFORMA DAN EMISI MESIN *DIESEL DUAL FUEL* BIODIESEL-HIDROGEN

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana pada
Program Studi S-1
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **FADHIL WIDIYONO**

NRP. 0211184000021

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
NIP. 196004021989031002

Pembimbing

2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.
NIP. 197301161997021001

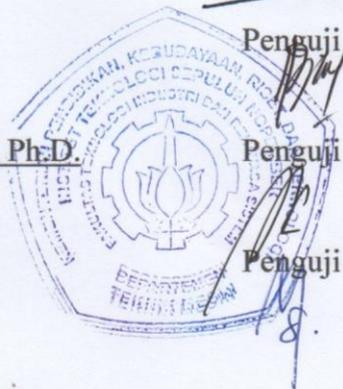
Penguji

3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 197105241997021001

Penguji

4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc.
NIP. 198208192012121003

Penguji



SURABAYA

Juli, 2022

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF HYDROGEN GAS ADDITION ON THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF DUAL FUEL BIODIESEL- HYDROGEN ENGINE

FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements
for obtaining a Bachelor degree at
Undergraduate Study Program
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **FADHIL WIDIYONO**

NRP. 0211184000021

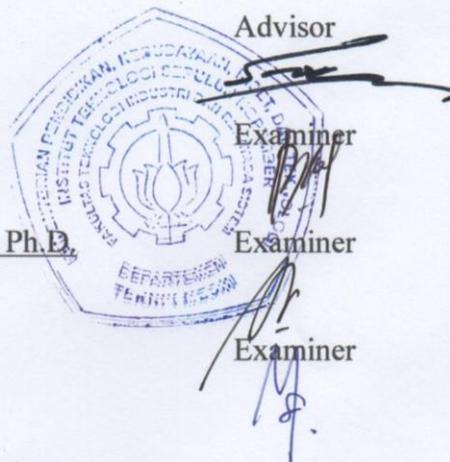
Approved by Final Project Examiner Team :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
NIP. 196004021989031002

2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.
NIP. 197301161997021001

3. Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.
NIP. 197105241997021001

4. Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc.
NIP. 198208192012121003



SURABAYA

July, 2022

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Fadhil Widiyono / 02111840000021

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc / 196004021989031002

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi Eksperimen Pengaruh Penambahan Gas Hidrogen Terhadap Performa dan Emisi Mesin *Diesel Dual Fuel* Biodiesel-Hidrogen” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 25 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing



(Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc)

NIP. 196004021989031002

Mahasiswa

(Fadhil Widiyono)

NRP. 02111840000021

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Fadhil Widiyono / 0211184000021
Department : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc / 196004021989031002

hereby declare that the Final Project with the title of “Experimental Study on The Effect of Hydrogen Gas Addition on The Performance and Emission of Dual Fuel Biodiesel-Hydrogen Engine” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 25 Juli 2022

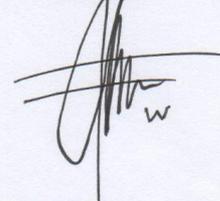
Acknowledge

Advisor



(Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc)
NIP. 196004021989031002

Student



(Fadhil Widiyono)
NRP. 0211184000021

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN GAS HIDROGEN TERHADAP PERFORMA DAN EMISI MESIN *DIESEL DUAL FUEL* BIODIESEL-HIDROGEN

Nama Mahasiswa / NRP : Fadhil Widiyono / 0211184000021
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

Abstrak

Indonesia sebagai negara kepulauan merupakan salah satu negara yang rentan terhadap bahaya perubahan iklim. Perubahan iklim dipicu oleh meningkatnya emisi gas rumah kaca (GRK) akibat pembakaran bahan bakar fosil. Dibutuhkan penggunaan sumber energi baru terbarukan (EBT) yang bersifat ramah lingkungan. Salah satu jenis EBT yang produksinya sudah tinggi saat ini adalah bahan bakar biodiesel yang berasal dari minyak kelapa sawit. Namun temuan penelitian mengungkapkan bahwa biodiesel memiliki karakter viskositas yang tinggi sehingga memperburuk proses atomisasi, pencampuran biodiesel dengan udara yang tidak efisien yang berdampak pada pembakaran tidak sempurna, dan konsumsi bahan bakar lebih boros. Gas hidrogen dengan fraksi tertentu bisa digunakan untuk mengkompensasi kekurangan dari biodiesel karena hidrogen sangat reaktif sehingga bisa meningkatkan laju pembakaran dan efisiensi termodinamika yang tinggi.

Penelitian dilakukan dengan eksperimen dan merancang *converter kit* dari tabung gas hidrogen menuju mesin skala laboratorium. *Electronic Control Unit* digunakan mengatur *start of injection* dan *duration injection* gas hidrogen pada injektor dengan input *trigger sensor rpm*. Variasi laju alir gas hidrogen yang digunakan adalah 2.5, 5, 7.5, dan 10 lpm yang diatur dengan cara mengubah durasi injeksi gas pada *software vemstone*. Tekanan gas dijaga konstan pada 1 bar dan *start of injection* pada 0° BTDC pada setiap variasi. Energi yang dihasilkan mesin akan digunakan untuk memutar generator sehingga bisa dilakukan pembebanan lampu mulai dari 1000 watt hingga 4000 watt dengan interval 500 watt. Tujuan penelitian adalah untuk mendapatkan variasi laju aliran optimal yang didukung nilai unjuk kerja (performa) dan emisi gas buang yang dihasilkan.

Hasil yang didapatkan dari penelitian menunjukkan bahwa penambahan gas hidrogen memperbaiki performa dan emisi gas buang. Laju aliran yang optimal adalah 2.5 lpm, yaitu saat daya puncak sebesar 3310.4 watt pada beban 3000 watt. Nilai daya berdampak pada torsi dan BMEP yang juga mencapai puncak, rata-rata peningkatan BTE 24.45% dan penurunan rata-rata SFC 22.13%. Dengan laju alir gas hidrogen 2.5 lpm didapatkan emisi *smoke opacity* terbaik ke 2 setelah variasi 10 lpm pada beban rendah hingga menengah dan dapat menurunkan emisi CO, CO₂ dan HC menjadi 0.02%, 1.3% dan 37 ppm.

Kata kunci: Biodiesel, Emisi Gas Buang, Gas Hidrogen, Laju Alir, Performa.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF HYDROGEN GAS ADDITION ON THE PERFORMANCE AND EMISSIONS OF DUAL FUEL BIODIESEL-HYDROGEN ENGINE

Student Name / NRP : **Fadhil Widiyono / 0211184000021**
Department : **Teknik Mesin FTIRS - ITS**
Advisor : **Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc**

Abstract

Indonesia as an archipelagic country is one of the countries that is vulnerable to the dangers of climate change. Climate change is triggered by increasing greenhouse gas (GHG) emissions due to the burning of fossil fuels. It requires the use of new and renewable energy sources (EBT) that are environmentally friendly. One type of NRE whose production is already high at this time is biodiesel fuel derived from palm oil. However, the research findings reveal that biodiesel has a high viscosity character that worsens the atomization process, inefficient mixing of biodiesel with air which results in incomplete combustion, and more wasteful fuel consumption. Hydrogen gas with a certain fraction can be used to compensate for the shortcomings of biodiesel because hydrogen is very reactive so that it can increase the combustion rate and high thermodynamic efficiency.

The research was carried out by experimenting and designing a converter kit from a hydrogen gas cylinder to a laboratory scale machine. The Electronic Control Unit is used to control the start of injection and duration of hydrogen gas injection in the injector with the trigger sensor input rpm. Variations in the flow rate of hydrogen gas used are 2.5, 5, 7.5, and 10 lpm which are regulated by changing the duration of gas injection in the Vemstone software. The gas pressure is kept constant at 1 bar and the start of injection is at 0o BTDC for each variation. The energy produced by the engine will be used to turn the generator so that lamps can be loaded from 1000 watts to 4000 watts at 500 watt intervals. The aim of the study was to obtain the optimal flow rate variation supported by the performance value and the resulting exhaust emissions.

The results obtained from the study show that the addition of hydrogen gas improves performance and exhaust emissions. the optimal flow rate is 2.5 lpm, ie the maximum value of power 3310.4 watt at loaded 3000 watt, power impacts torque and BMEP also reaches its peak, the average increase in BTE is 24.45% and the average decrease in SFC is 22.13%. With a hydrogen gas flow rate of 2.5 lpm, the second best smoke opacity was obtained after a variation of 10 lpm at low to medium loads and could reduce CO, CO₂ and HC emissions to 0.02%, 1.3% and 37 ppm.

Keywords: Biodiesel, Exhaust Emissions, Flow Rate, Hydrogen Gas, Performance.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji hanya bagi Allah Ta'ala yang selalu melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan judul “Studi Eksperimen Pengaruh Penambahan Gas Hidrogen Terhadap Performa dan Emisi Mesin *Diesel Dual Fuel* Biodiesel-Hidrogen”. Tugas akhir ini merupakan tahapan persyaratan kelulusan Program Studi S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Berbagai halangan dan rintangan penulis temukan dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini, namun Alhamdulillah rabbil'alamin penulis dapat menyelesaikannya. Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik dan tepat waktu atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc selaku kepala departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS dan Dosen Pembimbing yang selalu memberikan arahan serta masukan dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T., Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D, Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis untuk Tugas Akhir ini.
3. Ibu Dewi Haryani dan Bapak Kardiyono selaku orang tua yang penulis sayangi yang senantiasa mendoakan, membimbing dan memberikan semua hal terbaik untuk penulis.
4. Teman-Teman Tim Biodiesel-Hidrogen Bustomi, Ekik dan Yunda yang telah berjuang bersama mengerjakan tugas akhir ini hingga selesai.
5. Bapak Kuntang Winangun selaku pembimbing pelaksana yang telah membimbing, mengarahkan, dan memberi masukan selama proses penyusunan Tugas Akhir ini.
6. Seluruh punggawa Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) ITS yang telah memberikan cerita, pengalaman hidup dan keorganisasian yang penuh suka dan duka selama ini.
7. Teman-teman laboratorium pembakaran dan sistem energi (KOMPOR) yang telah menemani, menghibur dan membantu penulis mengerjakan tugas akhir.
8. Serta semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih banyak terdapat kekurangan dan kelemahan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat konstruktif sebagai penyempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak. Aamiin.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	vii
APPROVAL SHEET.....	ix
PERNYATAAN ORISINALITAS	xi
STATEMENT OF ORIGINALITY	xiii
ABSTRAK.....	xv
ABSTRACT	xvii
KATA PENGANTAR.....	xix
DAFTAR ISI	xxi
DAFTAR GAMBAR.....	xxv
DAFTAR TABEL	xxvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Bahan Bakar.....	5
2.1.1 Bahan Bakar Diesel	5
2.1.2 Biodiesel	8
2.1.3 Hidrogen	10
2.2 Teori Pembakaran	13
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara.....	13
2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri.....	14
2.3 Teori Mesin Diesel.....	15
2.3.1 Tahap Pembakaran Mesin Diesel	16
2.4 <i>Dual Fuel Engine</i>	17
2.4.1 Prinsip Kerja <i>Dual Fuel Engine</i>	18
2.4.2 Tahap Pembakaran pada Mesin <i>Diesel Dual Fuel</i>	18
2.4.3 Keuntungan dan Kerugian dari <i>Dual Fuel System</i>	19
2.4.4 Teknologi Sistem <i>Dual Fuel</i> Pada Mesin Diesel.....	20
2.5 Unjuk Kerja Mesin Diesel	22
2.6 Emisi Gas Buang	24

2.7	Penelitian Terdahulu.....	28
2.7.1	Penelitian oleh Wojciech Tutak (2020)	28
2.7.2	Penelitian oleh Boopathi D (2017).....	28
2.7.3	Penelitian oleh B. Sudaramanta dan A. Arif (2015)	29
2.7.4	Penelitian oleh N.Saravanan (2008).....	31
2.7.5	Penelitian oleh Senthil Kumar (2003).....	33
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		35
3.1	Metode Penelitian.....	35
3.2	Alat Uji.....	35
3.3	Alat Ukur.....	38
3.4	Rancangan Eksperimen	45
3.5	Skema Penelitian	46
3.6	<i>Flowchart</i> Penelitian	47
3.7	Langkah-Langkah Percobaan	49
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN.....		53
4.1	Pengambilan Data.....	53
4.2	Perhitungan Unjuk Kerja.....	54
4.2.1	Laju Aliran Mass Fluida (\dot{m}).....	54
4.2.2	Daya (N_e).....	57
4.2.3	Torsi (M_t).....	57
4.2.4	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP)	57
4.2.5	<i>Brake Thermal Efficiency</i> (BTE)	57
4.2.6	<i>Specific Fuel Consumption</i> (SFC).....	58
4.2.7	Biodiesel Tersubsitusi	58
4.2.8	<i>Hydrogen Energy Share</i> (HES).....	58
4.2.9	<i>Air Fuel Ratio</i> (AFR)	59
4.2.10	Kandungan Energi Per Siklus	59
4.3	Analisis Unjuk Kerja.....	59
4.3.1	Daya Terhadap Beban	59
4.3.2	Torsi Terhadap Beban	61
4.3.3	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP) Terhadap Beban	62
4.3.4	<i>Brake Thermal Efficiency</i> (BTE) Terhadap Beban	62
4.3.5	<i>Specific Fuel Consumstion</i> (SFC) Terhadap Beban.....	63
4.3.6	Biodiesel Tersubsitusi Terhadap Beban.....	64
4.3.7	<i>Hydrogen Energy Share</i> (HES) Terhadap Beban	65
4.3.8	<i>Air Fuel Ratio</i> (AFR) Terhadap Beban.....	66

4.3.9	Temperatur Gas Buang Terhadap Beban.....	67
4.3.10	Energi Per Siklus Terhadap Beban.....	69
4.4	Analisis Emisi Gas Buang	70
4.4.1	Emisi HC	70
4.4.2	Emisi CO	71
4.4.3	Emisi CO ₂	72
4.4.4	Emisi Smoke.....	73
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		75
5.1	Kesimpulan	75
5.2	Saran	75
DAFTAR PUSTAKA.....		77
LAMPIRAN		79
A. Pengujian Bahan Bakar		79
B. Data Penelitian		80
C. <i>Setting</i> ECU dengan <i>Software Vemstune</i>		83
BIODATA PENULIS.....		87

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Diagram Alir Proses Produksi Biodiesel (KSDM 2020).....	9
Gambar 2.2 Komparasi Tingkat Mudah Terbakarnya Bahan Bakar pada Suhu Atmosfer (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)	12
Gambar 2.3 Metode Penyimpanan Hidrogen (Thiyagarajan et al. 2022).....	13
Gambar 2.4 Siklus Kerja Mesin Diesel Empat Langkah.....	15
Gambar 2.5 Diagram P- θ Mesin Diesel.....	16
Gambar 2.6 Tahap Pembakaran pada Mesin Diesel Dual Fuel (Konigsson, 2010)	19
Gambar 2.7 Teknologi <i>Combustion Air Gas Integration</i>	20
Gambar 2.8 Teknologi <i>Low Pressure Injected Gas</i>	21
Gambar 2.9 Pengaruh Persentase Biodiesel terhadap Persentase Perubahan Emisi Gas Buang (Luque et al. 2016).....	27
Gambar 2.10 Tahap Pembakaran: <i>Ignition Delay</i> , Waktu Pelepasan Panas 50% dan Durasi Pembakaran	28
Gambar 2.11 Variasi Temperatur Gas Buang terhadap Laju Alir Hidrogen dengan Pembebanan (a) 50% dan (b) 100%	29
Gambar 2.12 Grafik SFC <i>dual fuel</i> fungsi beban	30
Gambar 2.13 Grafik SFC <i>single fuel</i> fungsi beban.....	30
Gambar 2.14 Skema Pengujian oleh N. Saravanan	31
Gambar 2.15 Pengaruh Pengubahan SOI dan DOI terhadap BTE pada <i>Port Injection</i>	32
Gambar 2.16 Pengaruh Pengubahan SOI dan DOI terhadap BTE pada <i>Manifold Injection</i>	33
Gambar 2.17 Grafik Emisi Gas Buang <i>Smoke</i> , HC, CO dan NO dengan Variasi Persentase Massa Hidrogen yang Diberikan	34
Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond DI 800	35
Gambar 3.2 <i>Electrical Generator</i>	36
Gambar 3.3 <i>Converter Kit</i> pada Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i>	37
Gambar 3.4 Injektor Gas Valtek.....	37
Gambar 3.5 Skema <i>ECU Programmable</i>	38
Gambar 3.6 Gelas Ukur	39
Gambar 3.7 <i>Stopwatch</i>	39
Gambar 3.8 <i>Amperemeter</i> dan <i>Voltmeter</i>	40
Gambar 3.9 <i>Thermo Selector and Display</i>	40
Gambar 3.10 <i>Digital Tachometer</i>	41
Gambar 3.11 Beban Lampu.....	41
Gambar 3.12 <i>Pitot Static Tube</i>	43
Gambar 3.13 <i>Differential Pressure Manometer</i>	43
Gambar 3.14 <i>Flow Meter Gas</i>	44
Gambar 3.15 <i>Gas Analyzer</i>	44
Gambar 3.16 <i>Smoke Opacity Meter</i>	45
Gambar 3.17 Skema Penelitian	46
Gambar 3.18 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	48
Gambar 3.19 Pengaturan <i>Start of Injection</i> pada ECU <i>Vemstune</i>	50
Gambar 3.20 Pengaturan Durasi / Laju Alir Gas Hidrogen pada ECU <i>Vemstune</i>	51
Gambar 4.1 Grafik Daya Terhadap Beban	60
Gambar 4.2 Grafik Torsi Terhadap Beban	61
Gambar 4.3 <i>Break Mean Effective Pressure</i> Terhadap Beban	62
Gambar 4.4 <i>Break Thermal Efficiency</i> Terhadap Beban	63
Gambar 4.5 Grafik <i>Specific Fuel Consumption</i> Terhadap Beban	64
Gambar 4.6 Grafik Biodiesel Tersubsitusi Terhadap Beban.....	65

Gambar 4.7 Grafik <i>Hydrogen Energy Share</i> Terhadap Beban	66
Gambar 4.8 Grafik <i>Air Fuel Ratio</i> Terhadap Beban	67
Gambar 4.9 Grafik Temperatur Gas Buang Terhadap Beban.....	68
Gambar 4.10 Grafik Temperatur Mesin Terhadap Beban	68
Gambar 4.11 Grafik Temperatur Pelumas Terhadap Beban.....	69
Gambar 4.12 Grafik Temperatur Air Pendingin Terhadap Beban.....	69
Gambar 4.13 Grafik Energi Per Siklus Terhadap Beban	70
Gambar 4.14 Grafik Emisi HC Terhadap Beban	71
Gambar 4.15 Grafik Emisi CO Terhadap Beban	72
Gambar 4.16 Grafik Emisi CO ₂ Terhadap Beban.....	72
Gambar 4.17 Grafik Emisi <i>Smoke Opacity</i> Terhadap Beban.....	73

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Standar dan Mutu (Spesifikasi) Biodiesel (Kepdirjen 189 2019)	9
Tabel 2.2 Spesifikasi Bahan Bakar Biodiesel CPO PT Wilmar Nabati Indonesia.....	10
Tabel 2.3 Spesifikasi Bahan Bakar Gas <i>Hydrogen</i>	11
Tabel 2.4 Variasi SOI dan DOI pengujian N. Saravanan.....	32
Tabel 3.1 Rancangan eksperimen.....	46
Tabel 3.2 Tabel Perbandingan Laju Alir dan Durasi Injeksi Gas Hidrogen.....	51
Tabel 4.1 Data <i>Properties</i> Bahan Bakar	53
Tabel A.1 Hasil Uji Laboratorium BPKI.....	79
Tabel A.2 Hasil Uji Laboratorium Politeknik	79
Tabel A.3 Hasil Pengujian Laboratorium Mobar UB	79
Tabel B.1 Data Penelitian Performa Hasil Pengukuran	80
Tabel B.2 Data Penelitian Performa Hasil Perhitungan	81
Tabel B.3 Data Penelitian Emisi Gas Buang Hasil Pengukuran	82

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia sebagai negara kepulauan terbesar di dunia merupakan salah satu negara yang rentan terhadap bahaya perubahan iklim. Pengaruh dari perubahan iklim ini dapat berupa peningkatan cuaca ekstrem, berdampak pada peningkatan kejadian bencana seperti kekeringan yang juga berpotensi menimbulkan kebakaran lahan dan hutan, kejadian banjir yang dapat diiringi dengan tanah longsor, naiknya tinggi muka air laut yang meningkatkan air pasang dan abrasi, serta kejadian gelombang ekstrem di laut. Selain kerugian fisik berupa kerusakan infrastruktur, masyarakat juga berpeluang kehilangan mata pencaharian sebagai dampak negatif dari perubahan iklim, terutama yang berprofesi sebagai nelayan pesisir dan petani. Pada tingkat yang lebih makro, perekonomian Indonesia juga diprediksi terpengaruh oleh perubahan iklim, salah satunya yaitu potensi penurunan Pendapatan Domestik Bruto (PDB) dan PDB per kapita (Bappenas 2021).

Pemerintah Indonesia berkomitmen untuk membatasi kenaikan suhu global dan penurunan emisi gas rumah kaca melalui melalui pengesahan *Paris Agreement* dan Peraturan Pemerintah (PP) nomor 79 tahun 2014 tentang kebijakan energi nasional (KEN) sebagai bentuk tindakan mencegah terjadinya perubahan iklim. Pada tahun 2025 target energi baru dan terbarukan adalah sebesar 23% dan pada tahun 2050 target capaian 31%. Salah satu jenis EBT yang produksinya sudah tinggi saat ini adalah bahan bakar dari sumber daya nabati (*bio fuel*) untuk kendaraan bermesin diesel (biodiesel) dari minyak kelapa sawit atau *crude palm oil* (CPO). Selain bersifat terbarukan dan lebih ramah lingkungan, biodiesel juga seringkali dapat diproduksi dengan memanfaatkan sumber daya manusia dan alam lokal. Data menunjukkan dengan berkembangnya produksi sawit untuk biodiesel menggerakkan perekonomian masyarakat disekitar pabrik. Perekonomian jalan, angka kemiskinan berkurang, kebudayaan berkembang, dan akhirnya berimbas pada meningkatnya Indeks Pembangunan Manusia (KSDM 2020). Pemanfaatan bahan bakar biodiesel dari kelapa sawit dipandang paling baik karena menyandang status sebagai tanaman penghasil minyak nabati tertinggi per hektar lahan kebunnya dibandingkan minyak nabati lain. Sejak tahun 2006, Indonesia telah menjadi penghasil kelapa sawit terbesar di dunia, yang memiliki peranan penting dalam memasok dan memenuhi permintaan minyak nabati di tingkat global. Bahan bakar biodiesel sebagai EBT memiliki perkembangan yang cepat terutama pada sektor transportasi dan industri. Bahan bakar biodiesel dicampur dengan bahan bakar fosil yang diistilahkan dengan biosolar sampai saat ini sudah mencapai 30% berdasarkan kebijakan pemerintah tahun 2020. Pada tahun tersebut jumlah produksi mencapai 8,4 kilo liter dimana penggunaan biodiesel dalam negeri berdampak pada penghematan devisa sebesar Rp 38,37 triliun akibat tidak ada impor bahan bakar solar (Kementrian Perindustrian RI 2021). Namun, temuan penelitian juga mengungkapkan bahwa daya tahan mesin jangka panjang berdampak negatif untuk penggunaan bahan bakar biodiesel. Dampak ini bisa terjadi akibat viskositas yang tinggi sehingga memperburuk proses atomisasi, pencampuran biodiesel dengan udara yang tidak efisien yang berdampak pada pembakaran tidak sempurna, pengenceran minyak pelumas, simpanan karbon yang berlebih dan ring piston yang lengket (Murugesan et al. 2009). Lebih rendahnya *heating value* pada biodiesel juga memiliki dampak pada konsumsi bahan bakar lebih boros dibandingkan diesel konvensional. Maka dari itu diperlukan bahan bakar tambahan agar dapat mengkompensasi kekurangan dari bahan bakar biodiesel.

Hidrogen merupakan salah satu alternatif bahan bakar masa depan untuk *internal combustion engine* (ICE) yang sedang dipertimbangkan. Hidrogen dianggap sebagai sumber energi utama masa depan karena sifat pembakarannya yang bersih dan tersedia dalam sumber energi terbarukan. Peneliti juga menemukan melalui metode komputasi bahwa performa dan emisi dari bahan bakar hidrogen lebih baik dibandingkan dengan bahan bakar natural gas maupun methanol pada mesin diesel *dual fuel* (Yousefi et al. 2015). Pembakaran hidrogen dapat menyebabkan efisiensi termodinamika yang lebih tinggi karena kecepatan nyala yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan bahan bakar cair konvensional. Dengan demikian, hidrogen juga dapat meningkatkan laju pembakaran bahan bakar yang terbakar lambat. Hidrogen yang mudah terbakar (reaktifitas yang tinggi) dapat menyebabkan emisi hidrokarbon dan karbon monoksida yang rendah ketika digunakan bersamaan dengan bahan bakar lainnya (Boopathi, Sonthalia, and Devanand 2017). Namun fraksi hidrogen diatas batas tertentu akan menyebabkan pembakaran abnormal seperti terjadi *pre-ignation*, *knocking* dan *backfire*. Karena jarak pendinginan yang rendah dan kecepatan pembakaran tinggi, dinding ruang bakar menjadi lebih panas yang menyebabkan lebih banyak kerugian pada air pendingin (Tsujiyura and Suzuki 2017). Oleh karena itu, jumlah hidrogen yang ditambahkan harus diperhitungkan.

Mesin diesel yang ditambahkan bahan bakar gas pada intake manifold atau langsung ke ruang bakar dan penyalaan pembakaran dilakukan oleh biodiesel (*pilot fuel*) merupakan sistem dari mesin *diesel dual fuel* (DDF). Ditinjau dari sistem pemasukan bahan bakar gas, terdapat tiga model mesin diesel *dual fuel*, yaitu *Low Pressure Injected Gas* (LPIG), *High Pressure Injected Gas* (HPIG) dan *Combustion Air Gas Integrated* (CAGI). Tipe LPIG dapat mengurangi pemborosan bahan bakar gas karena gas hidrogen hanya di injeksikan saat langkah hisap yang diatur oleh *electronic control unit*, hal ini juga bisa digunakan untuk mencari tahu kebutuhan mesin sehingga kita bisa mengatur *timing injection* dan durasi injeksi bahan bakar gas. (Saravanan and Nagarajan 2008) melakukan optimasi *start of injection* dan *injection duration* pada sistem *port injection* dan *manifold injection* gas hidrogen pada mesin diesel. Hasilnya ditemukan bahwa untuk sistem *manifold injection* paling optimal adalah pada *start of injection* 0° TDC dan durasi 30° CA dengan *flow rate* 7.5 lpm dan 20% EGR yang dibuktikan dengan meningkatnya efisiensi termal sebesar 16% pada beban 75%.

Beberapa peneliti telah melakukan penelitian DDF dengan menggunakan gas hidrogen sebagai bahan bakar sekunder ke dalam mesin diesel yang dapat menggantikan energi bahan bakar konvensional. Penelitian oleh (Akçay, Yilmaz, and Feyzioglu 2020) bereksperimen tentang penambahan hidrogen dengan aliran kecepatan 10, 20, 30 dan 40 lpm pada mesin *compression ignition* (CI) berbahan bakar diesel dan B25 terhadap kinerja mesin dan emisi gas buang pada putaran mesin. Hasil menunjukkan hidrogen memiliki efek positif pada penurunan BSFC pada semua kondisi, penurunan emisi NO_x, THC, CO₂, dan O₂. Namun emisi asap meningkat dikarenakan rasio udara dan bahan bakar yang terlalu kaya, karena hidrogen menggantikan oksigen di udara masuk sebagai bahan bakar. (Boopathi, Sonthalia, and Devanand 2017) juga melakukan penelitian menggunakan bahan bakar campuran diesel dengan perasetase kandungan *palm oil methyl ester* yang berbeda-beda. Mesin yang digunakan dalam penelitian adalah mesin satu silinder dengan kecepatan konstan pada 1500 rpm. Variasi selanjutnya yaitu beban dengan 50% dan 100% serta laju alir hidrogen sebesar 5 dan 10 lpm. Didapatkan hasil penelitian untuk beban maksimal dengan bahan bakar 75% diesel dan 25% POME, *brake thermal efficiency* meningkat dari 29,75% menjadi maksimum 30,17% dengan penambahan laju alir hidrogen 5 lpm. Emisi HC dan CO berkurang pada beban maksimum namun karena sifat hidrogen yang mudah terbakar membuat emisi NO_x meningkat pada beban maksimum. (Wojciech Tutak 2020) melakukan pengujian dengan bahan bakar biodiesel dan variasi *energy share* hidrogen. Didapatkan hasil berupa dengan penambahan hidrogen

memberikan efek yaitu pembakaran terjadi lebih singkat. Pada *energy share* hidrogen 38% durasi pembakaran menurun dari 69,2 derajat menjadi 55,7 derajat. Hal ini terjadi akibat sifat dan karakteristik gas hidrogen yang memiliki kecepatan rambat yang tinggi dan mudah terbakar, selain itu sudut pelapasan panas juga lebih menurun yang semula 14,5 derajat setelah TDC menjadi 5,5 derajat setelah TDC. Namun tidak ditemukan pengaruh hidrogen terhadap percepatan *ignition delay* pada penelitian ini.

Berdasarkan uraian di atas, maka dapat disimpulkan bahwa performa mesin dan emisi gas buang pada mesin diesel dipengaruhi oleh *properties* bahan bakar pilot dan gas. Penelitian ini akan dilakukan optimasi mesin diesel *dual fuel* tipe LPIG dengan memvariasikan laju alir (*flow rate*) bahan bakar gas hidrogen sebesar 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm, dan 10 lpm dengan menggunakan bahan bakar B100. Dalam penelitian eksperimen ini diharapkan agar mendapatkan laju alir yang optimal untuk setiap kondisi dengan mengetahui nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, *break mean effective pressure* (BMEP), *specific fuel consumption* (SFC), *brake thermal efficiency* (BTE), *air fuel ratio* (AFR), temperatur mesin, temperatur pelumas, temperatur air pendingin, dan temperatur gas buang. Selain itu emisi gas buang juga ikut diperhatikan dalam setiap variasi laju alir nya agar dapat mengurangi polusi dari mesin diesel itu sendiri. Adapun emisi gas buang yang akan dicari adalah HC, CO, CO₂ dan *Smoke* antara mesin diesel berbahan bakar tunggal (*single fuel*) B100 dan *dual fuel* B100-gas hidrogen.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang dapat ditetapkan berdasarkan permasalahan yang terjadi pada mesin *diesel dual fuel* yaitu:

1. Bagaimana karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* B100-hidrogen dengan penambahan gas hidrogen?
2. Bagaimana emisi gas buang mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* B100-hidrogen dengan penambahan gas hidrogen?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat terarah serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

1. Kondisi *engine* sesuai dengan spesifikasi teknis yang dikeluarkan pabrikan.
2. Penelitian menggunakan mesin diesel Diamond Di 800 yang telah dimodifikasi pada bagian *intake manifold* untuk menyuplai gas hidrogen.
3. Pengujian dilakukan pada mesin putaran konstan yang diperuntukkan untuk mesin genset.
4. Pengujian dengan menggunakan bahan bakar gas hidrogen dan B100 sebagai pilot.
5. Tidak membahas secara kimia pembuatan dari bahan bakar tersebut.
6. Kondisi udara dalam keadaan temperatur ruangan (28°)
7. *Start of injection* gas hidrogen yaitu pada 0° BTDC dan tekanan 1 bar.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan masalah yang dapat ditetapkan berdasarkan rumusan masalah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui karakterisasi performa mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* B100-hidrogen dengan penambahan gas hidrogen.

2. Mengetahui emisi gas buang mesin diesel Diamond Di 800 sistem *dual fuel* B100-hidrogen dengan penambahan gas hidrogen.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi sumber pengetahuan dan bahan referensi dalam pengembangan teknologi mesin berbahan bakar alternatif, khususnya optimasi mesin diesel dengan sistem *dual fuel* berbahan bakar B100-gas hidrogen. Penelitian ini juga dapat dikembangkan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan bahan bakar gas secara keseluruhan. Selain itu juga dalam upaya mengaplikasikan sumber-sumber energi alternatif dan terbarukan untuk menggantikan bahan bakar minyak yang semakin berkurang setiap tahunnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Pada motor pembakaran dalam penggunaan bahan bakar merupakan keharusan karena dari energi kimiawi yang tersimpan dalam bahan bakar dirubah menjadi energi mekanis yang kemudian dapat dimanfaatkan untuk bermacam kegunaan. Reaksi kimia yang dapat melepaskan energi panas terjadi sangat cepat tetapi waktu yang tersedia sangat pendek didalam ruang bakar yang sempit memerlukan persyaratan-persyaratan yang harus dipenuhi oleh bahan bakar. Dasar utama dari persyaratan bahan bakar untuk motor pembakaran dalam adalah proses pembakaran didalam silinder harus dapat diselesaikan dengan waktu secepat mungkin dan dengan waktu tersebut harus mampu melepaskan sebanyak mungkin energi yang dimiliki oleh bahan bakar tersebut. Operasi yang lebih lama menimbulkan deposit dan efek samping lain yang perlu dipertimbangkan seperti keausan dan korosi pada komponen mesin. Sebagai tambahan gas produk hasil pembakaran tidak boleh merusak lingkungan. Persyaratan demikian hanya bisa dipenuhi oleh bahan bakar cair dan gas, sedangkan bahan bakar padat hanya bisa digunakan bila sudah digasifikasi (Kawano 2011).

2.1.1 Bahan Bakar Diesel

Bahan bakar diesel atau pada umumnya juga disebut minyak diesel adalah cairan mudah terbakar yang digunakan sebagai bahan bakar untuk mesin diesel. Bahan bakar diesel diproduksi dari berbagai sumber, yang paling umum adalah minyak bumi. Sumber lain termasuk biomassa, lemak hewan, biogas, gas alam, dan pencairan batubara. Secara umum formulasi kimia untuk bahan bakar diesel adalah $C_{12}H_{24}$ yaitu berkisar sekitar dari $C_{10}H_{20}$ hingga $C_{15}H_{28}$. Bahan bakar diesel melepaskan lebih banyak energi pada pembakaran dibandingkan bahan bakar bensin pada volume yang sama, sehingga mesin diesel umumnya menghasilkan penghematan bahan bakar yang lebih baik dibandingkan mesin bensin. Di sisi lain, bahan bakar diesel menghasilkan sejumlah besar polutan udara tertentu seperti partikel sulfur, karbon padat dan karbon dioksida per unit lebih banyak dibandingkan bensin. Hal ini yang digunakan untuk mengimbangi beberapa manfaat efisiensi dengan meningkatnya efek emisi gas rumah kaca.

Setiap bahan bakar pasti memiliki *properties* dimana merupakan sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Karakteristik yang diperlukan dalam bahan bakar diesel adalah kemampuan menyala sendiri (*auto ignition*), kemudahan mengalir dalam saluran bahan bakar, kemampuan teratomisasi, nilai kalor, dan karakteristik lain. *Properties* atau karakter bahan bakar erat kaitannya dengan sumber bahan bakar berasal, proses produksinya, hingga pengiriman menuju sistem pengisian bahan bakar umum. *Properties* umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel, yaitu:

a. Berat jenis @15 °C, *Spesific Gravity*, dan *API Gravity* (Metode ASTM D1298/D4052)

Berat jenis (*density*) didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap volume bahan bakar pada suhu acuan 15 °C dan tekanan 101,325 kPa dengan satuan pengukuran misalnya kg/m^3 . Sedangkan *Spesific Gravity* (*SG*) didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah volume minyak bakar terhadap air murni untuk volume yang sama pada suhu tertentu. *Spesific Gravity* dinyatakan dalam persamaan:

$$SG \text{ terhadap air} = \frac{\rho_{\text{bahan bakar}}}{\rho_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Untuk mencari nilai *API Gravity* harus terlebih dahulu mengetahui besarnya *specific gravity* dari bahan yang akan kita hitung nilai *API Gravity*.

$$API\ Gravity = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. Viskositas @40°C (Metode ASTM D445)

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan. Apabila viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi tidak optimal dan yang dapat menimbulkan *ignition delay* lebih panjang.

c. Titik Nyala (Metode ASTM D93)

Titik nyala (*flash point*) suatu bahan bakar adalah suhu terendah pada kondisi tekanan barometer 101,325 kPa (760mmHg), di mana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar dapat menimbulkan ledakan. Tinggi/rendahnya titik nyala sangat bergantung pada komponen hidrokarbon dalam bahan bakar. Parafin akan lebih mudah terbakar dari pada olefin, olefin lebih mudah terbakar dari pada naften, dan aromatik paling sulit terbakar. Makin tinggi fraksi minyak bumi, makin tinggi pula titik nyalanya, produk dengan titik nyala rendah makin mudah menguap sehingga mudah terbakar. Titik nyala sangat erat kaitannya dengan faktor keselamatan pada penanganan bahan bakar.

d. Titik Tuang (Metode ASTM D97)

Titik tuang (*pour point*) adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak sehingga minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. *Pour point* merupakan ukuran daya atau kemampuan bahan bakar pada temperatur rendah, yang berarti bahwa kendaraan dapat menyala pada temperatur rendah karena bahan bakar masih dapat mengalir. Kemudahan mengalir bahan bakar diesel dipengaruhi oleh komposisi hidrokarbonnya. Kegagalan untuk mengalir pada titik tuang umumnya berhubungan dengan kandungan lilin dari minyak; tetapi dapat juga karena pengaruh viskositas minyak sangat kental. Bahan bakar yang banyak mengandung parafin (lilin) akan lebih mudah membeku dibanding dengan bahan bakar pendinginan minyak, dapat diatasi dengan cara diberi tekanan yang relatif kecil. Selain itu terkait dengan proses penyimpanan dalam tangki dan pengaliran pada suatu pipa.

e. Kandungan Sulfur (Metode ASTM D2622)

Kandungan sulfur (*sulphur content*) dalam minyak bumi dan produk turunannya terdiri dari beberapa jenis, antara lain hidrogen sulfida (H₂S), mercaptan (RSH), sulfida (RSR), disulfida (RSSR), siklo sulfida (CH₂)₅S, alkil sulfat (R₂SO₄), asam sulfonate (RSO₂OH), sulfoksida (RSOR), sulfona (RSO₂R), tiofena (C₄H₄S), dan benzotiofena (C₈H₆S). Oleh sebab itu dalam pengujiannya dikatakan sebagai total sulfur. Kandungan sulfur sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

Namun tidak semua akibat sulfur merugikan. Sulfur yang ada dalam aditif bersifat sebagai penghambat oksidasi (*oxidation inhibitor*) dalam minyak pelumas, senyawa sulfur juga berfungsi sebagai penghambat korosi dalam pelumas gear atau sebagai *extreme pressure properties* untuk *cutting oil*. Kandungan sulfur dalam bahan bakar dibatasi pada nilai maksimalnya, sehingga analisis parameter ini penting untuk dilakukan.

f. Distilasi (Metode ASTM D86)

Karakteristik distilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap (*volatility*) pada temperatur tertentu. Nilai dari *mid boiling* atau *50% recovery* dapat digunakan untuk menghitung nilai *cetane index*. Beberapa pengertian yang penting dalam analisis distilasi adalah:

- *Initial Boiling Point* (IBP) adalah pembacaan termometer pada saat tetesan kondensat pertama jatuh yang terlihat pada ujung tabung kondenser.
- *Persen evaporated* adalah jumlah persen antara cairan yang diperoleh dan persen yang hilang.
- *Persen recovered* adalah persen maksimum yang diperoleh dari suatu distilasi, terbaca pada tabung (gelas ukur) penampung distilat.
- *End point* dan *Final Boiling Point* (FBP) adalah pembacaan suhu maksimum selama distilasi berlangsung. Ini terjadi setelah cairan dalam tabung distilasi teruapkan semua, juga disebut suhu maksimum.

g. Angka Setana (Metode ASTM D613)

Angka setana merupakan derajat kemampuan suatu bahan bakar untuk dapat terbakar dengan sendirinya karena tekanan dan temperatur tertentu. Angka setana menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) yaitu periode waktu dinyatakan dalam derajat sudut putaran poros engkol antara bahan bakar mulai diinjeksikan dan bahan bakar mulai menyala dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* (C₁₆H₃₄) dan *α-methylnaphthalene* (C₁₀H₇CH₃) yang diuji pada CFR engine pada kondisi yang sama. *Cetane* mempunyai nilai 100 dan *α-methylnaphthalene* mempunyai nilai 0, tetapi referensi yang digunakan sekarang adalah *heptamethylnanone* yang mempunyai nilai 15. Angka *cetane* merupakan ukuran kemampuan penyalaan dari bahan bakar mesin diesel. Nilai *cetane* yang tinggi menyebabkan *ignition delay* yang pendek dan menunjukkan bahwa bahan bakar mutunya makin tinggi sebab jumlah bahan bakar yang digunakan semakin sedikit dan efisiensi tinggi. Angka setana yang tinggi memberikan kenaikan tekanan yang cepat dan tekanan maksimum yang rendah sehingga mengurangi suara pembakaran, sedangkan nilai *cetane* rendah menimbulkan *knocking* pada mesin diesel.

h. Nilai Kalor (Metode ASTM D2015-85)

Nilai kalor (*calorific value*) merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu kalor atas (NKA) atau *high heat value* (HHV) (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah (NKB) atau *lower heat value* (LHV) (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. Residu Karbon (Metode ASTM D4530)

Residu karbon (*carbon residue*) adalah banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar yang terbentuk dari penguapan dan degradasi panas dari suatu bahan yang mengandung karbon. Residu karbon tidak seluruhnya karbon sedang *coke* berasal pengubahan karbon karena proses pirolisis. Terdapat hubungan antara residu karbon dan *API-gravity* minyak dan juga konstituen aspaltik. Apabila residu karbon (% massa) tinggi, makin tinggi pula kandungan aspaltik (% massa), yang berarti minyak tersebut tidak mudah menguap (*non volatile*). Residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar dan bisa menyebabkan *auto ignition* pada mesin *internal combustion*.

j. Kandungan Air (Metode ASTM D1744)

Keberadaan air di dalam bahan bakar minyak adalah air yang terlarut dalam bahan bakar dan air yang tak terlarut dalam bahan bakar. Air yang tak terlarut (air bebas) dalam bahan bakar dapat dipisahkan dengan cara pengendapan. Terdapatnya air akan menyebabkan turunnya panas pembakaran, busa, dan bersifat korosif. Bahan mudah menguap yang terlarut dalam air, dapat diukur sebagai air. Bila suhu dingin, air dapat mengkristal sehingga menyumbat saluran bahan bakar.

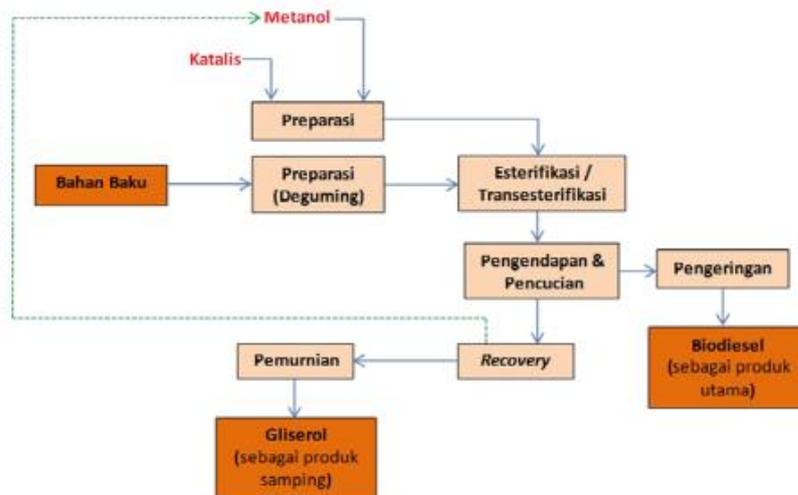
k. Analisis Kandungan Sedimen (Metode ASTM D473)

Terdapatnya sedimen dalam bahan bakar minyak dikhawatirkan akan menyumbat saringan bahan bakar. Di samping itu, sedimen dapat membentuk endapan pada sistem injeksi atau ruang pembakaran. Saat bahan bakar minyak terbakar, endapan ini akan membara, menghasilkan endapan (deposit) dalam keadaan dingin.

2.1.2 Biodiesel

Bahan bakar biodiesel adalah sejenis bahan bakar yang berasal dari berbagai sumber daya nabati atau hewani, yaitu kelompok minyak nabati dan lemak hewani berupa ester metil asam lemak (*fatty acid methyl ester/FAME*) dan memenuhi standar mutu yang disyaratkan. Di Indonesia, spesifikasi teknis biodiesel diatur dalam SK Dirjen EBTKE No. 189.K/10/DJE/2019. Biodiesel merupakan bahan bakar ideal untuk industri transportasi karena dapat digunakan pada berbagai mesin diesel tanpa modifikasi atau dengan modifikasi minor. Biodiesel dapat digunakan ke dalam mesin diesel dengan cara dicampur bahan bakar diesel atau tanpa campuran (100% bahan bakar biodiesel/B100).

Sumber utama bahan baku minyak lemak biodiesel di Indonesia adalah kelapa sawit (*Elaeis guineensis*) dengan total produksi 42 juta ton per tahun (KSDM, 2020), kelapa (*Cocos nucifer*), nyamplung (*Calophyllum inophyllum*), malapari/kranji (*Pongamia pinnata*), jarak pagar (*Jathropa curcas*), jagung (*Zea mays*), kedelai (*Glycine max*), dan sumber tanaman potensial lainnya juga dapat dikembangkan sebagai bentuk diversifikasi bahan baku tanaman penghasil minyak. Bahan bakar biodiesel diproduksi melalui reaksi kimia yang disebut transesterifikasi menggunakan methanol dan katalis basa seperti sodium methyllate (Na-methylate), natrium hidroksida (NaOH), ataupun kalium hidroksida (KOH). Reaksi transesterifikasi diperlihatkan pada gambar 2.1. Kandungan asam lemak minyak nabati akan menentukan pemilihan reaksi yang digunakan, esterifikasi atau transesterifikasi. Apabila hasil pengujian asam lemak bebas minyak nabati menunjukkan bahwa kandungan yang tinggi (> 5%), maka perlu dilakukan reaksi esterifikasi dan dilanjutkan dengan reaksi transesterifikasi. Namun, apabila kandungan asam lemak bebas dalam minyak nabati rendah (< 5%), maka cukup dipilih reaksi transesterifikasi.



Gambar 2.1 Diagram Alir Proses Produksi Biodiesel (KSDM 2020)

Biodiesel dapat dicampur dengan minyak solar (*diesel fuel*) dalam berbagai rasio, serta memiliki beberapa keuntungan dibandingkan dengan minyak solar disebagian besar aspek teknis, yaitu dapat mereduksi emisi gas buang kecuali NO_x , bersifat *biodegradeable*, memiliki titik nyala lebih tinggi sehingga aman untuk *handling* dan disimpan, kandungan sulfur yang lebih rendah, dan merupakan sumber energi terbarukan. Biodiesel menjadi sangat menarik karena dapat diperbaharui, bersumber dari *bio-based material*, dan mengandung oksigen sehingga berpotensi mengurangi emisi partikel pada pembakaran.

Spesifikasi dari bahan bakar biodiesel merujuk pada SK Dirjen EBTKE No. 189.K/10/DJE/2019 tentang “Standar dan Mutu (Spesifikasi) Bahan Bakar Nabati (*Biofuel*) Jenis Biodiesel Sebagai Bahan Bakar Lain yang Dipasarkan di Dalam Negeri” dapat dilihat pada tabel 2.1 dan dalam penelitian kali ini menggunakan bahan bakar biodiesel yang berasal dari PT. Wilmar Nabati Indonesia dengan spesifikasi pada tabel 2.2.

Tabel 2.1 Standar dan Mutu (Spesifikasi) Biodiesel (Kepdirjen 189 2019)

No	Parameter Uji	Metode Uji	Persyaratan	Satuan, Min/Max
1.	Massa jenis pada 40 °C	SNI 7182:2015	850-890	Kg/m ³
2.	Viskositas kinematik Pada 40 °C	SNI 7182:2015	2.3-6,0	mm ² /s (cSt)
3.	Angka Setana	SNI 7182:2015	51	Min
4.	Titik Nyala (mangkok tertutup)	SNI 7182:2015	130	°C, Min
5.	Korosi lempeng tembaga (3 jam pada 50 °C)	°C	Nomor 1	
6.	Residu karbon dalam percontoh asli atau dalam 10% ampas distilasi	kJ/kg	0,05-0,3	%-massa, Max
7.	Temperatur distilasi 90	°C	360	°C, Max
8.	Abu tersulfatkan	SNI 7182:2015	0,02	%-massa, Max
9.	Belerang	SNI 7182:2015	10	mg/kg, Max
10.	Fosfor	SNI 7182:2015	4	mg/kg, Max

11.	Angka asam	SNI 7182:2015	0,4	mg-KOH/g, Max
12.	Gliserol bebas	SNI 7182:2015	0,02	%-massa, Max
13.	Gliserol total	SNI 7182:2015	0,24	%-massa, Max
14.	Kadar ester metil	SNI 7182:2015	96,5	%-massa, Min
15.	Angka iodium	SNI 7182:2015	115	%-massa (g-I ₂ /100g), Max
16.	Kestabilan oksidasi periode induksi metode rancimat atau	SNI 7182:2015	600	menit
	Periode induksi metode petro oksidasi	SNI 7182:2015	45	
17.	Monogliserida	SNI 7182:2015	0,55	%-massa, Max
18.	Warna	ASTM D-1500	3	Max
19.	Kadar air	ASTM D-6304	350	ppm, Max
20.	CFPP (<i>Cold Filter Plugging Point</i>)	ASTM D-6371	15	°C, Max
21.	Logam I (Na+K)	EN 14108/14109, EN 14538	5	mg/kg, Max
22.	Logam II (Ca+Mg)	EN 14538	5	mg/kg, Max
23.	Total kontaminan	ASTM D 2276, ASTM D 5452, ASTM D 6217	20	mg/liter, Max

Pemerintah melalui Direktorat Jenderal Energi Baru Terbarukan dan Konservasi Energi (EBTKE) Kementerian ESDM setiap tahun menetapkan pemasok biodiesel untuk memenuhi kebutuhan dalam dan luar negeri. Pada tahun 2021 PT Wilmar Nabati Indonesia mendapatkan alokasi sebesar 1,37 juta dari total kebutuhan 9,2 juta KL. Biodiesel yang diproduksi berasal dari minyak sawit dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 2.2 Spesifikasi Bahan Bakar Biodiesel CPO PT Wilmar Nabati Indonesia

No	Karakteristik	Unit	Biodiesel CPO
1.	Massa Jenis (Pada Suhu 40 °C)	kg/m ³	857
2.	Viskositas Kinematik (Pada Suhu 40 °C)	mm ² /s (cSt)	4,5
3.	Angka Setana (Min)	-	59
4.	Titik Nyala (Min)	°C	160
5.	Titik Kabut (Max)	°C	15,4
6.	<i>Lower Heating Value</i>	kJ/kg	37.100
7.	<i>Auto Ignition Temperature</i>	°C	>101
8.	<i>Stoichiometric Air-Fuel Ratio</i>	-	12,5

Sumber: PT. Wilmar Nabati Indonesia; (Wojciech Tutak 2020)

2.1.3 Hidrogen

Hidrogen adalah salah satu bahan bakar masa depan dalam dunia industri otomotif karena hidrogen termasuk bahan bakar yang bersih dan dapat diperoleh dari alam (bahan bakar terbarukan) (Pana et al. 2017). Hidrogen merupakan bahan bakar yang banyak mendapatkan

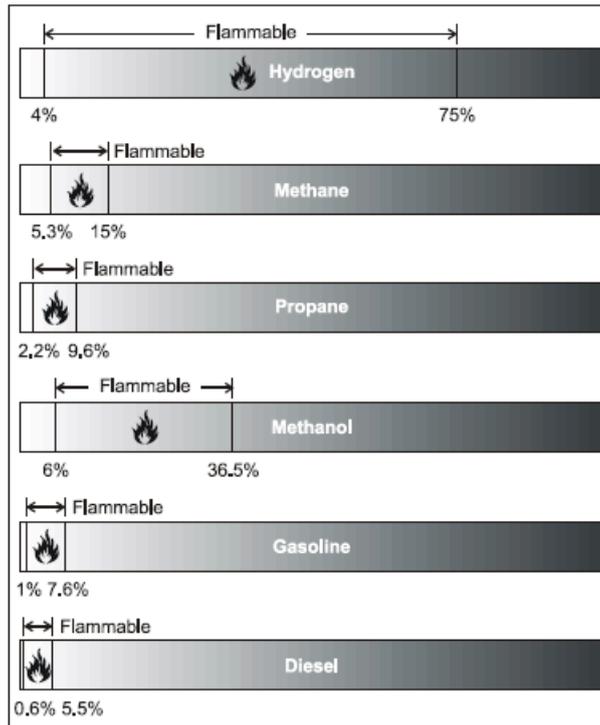
perhatian untuk dikembangkan, karena merupakan bahan bakar yang ramah lingkungan dan berpotensi menggantikan bahan bakar fosil. Gas hidrogen sejauh ini merupakan unsur paling berlimpah di alam semesta, membentuk 75% dari massa semua materi yang terlihat di bintang dan galaksi. Tabel 2.3 menampilkan *properties* dari gas hidrogen. Hidrogen dapat dirubah menjadi energi listrik atau energi *thermal* dan bila dibakar akan menghasilkan air dengan sedikit emisi NOx. Semua bahan bakar hidrokarbon seperti seperti methane, propane, methanol, gasoline, diesel dan lainnya adalah kombinasi molekul atom karbon dan hidrogen. Ada ribuan jenis senyawa hidrokarbon, masing-masing dengan kombinasi spesifik atom karbon dan hidrogen dalam geometri yang unik dengan berat molekul ringan hingga berat. Pada penelitian ini hidrogen yang digunakan adalah jenis *High Purity* (HP) dengan kemurnian 99,95% yang berasal dari PT. Samator

Tabel 2.3 Spesifikasi Bahan Bakar Gas *Hydrogen*

No	Karakteristik	Unit	Hidrogen
1.	<i>Density @ 15 °C</i>	kg/m ³	0,089
2.	<i>Lower Calorific Value</i>	kJ/kg	120.000
3.	<i>Flame Speed</i>	m/s	2,7
4.	<i>Auto Ignition Temperature</i>	°C	585
5.	<i>Molecular Weight</i>	kg/kmole	2,016
6.	<i>Stoichiometric Air-Fuel Ratio</i>	-	34,3
7.	<i>Flammability Limit</i>	Volume % udara	4-75
8.	<i>Octane Number</i>	-	130
9.	<i>Boiling Point</i>	°K	20,27
10.	<i>Viscosity @ 20 °C</i>	mPa/s	8,813e ⁻³
11.	<i>Heat of Evaporation</i>	kJ/kg	452

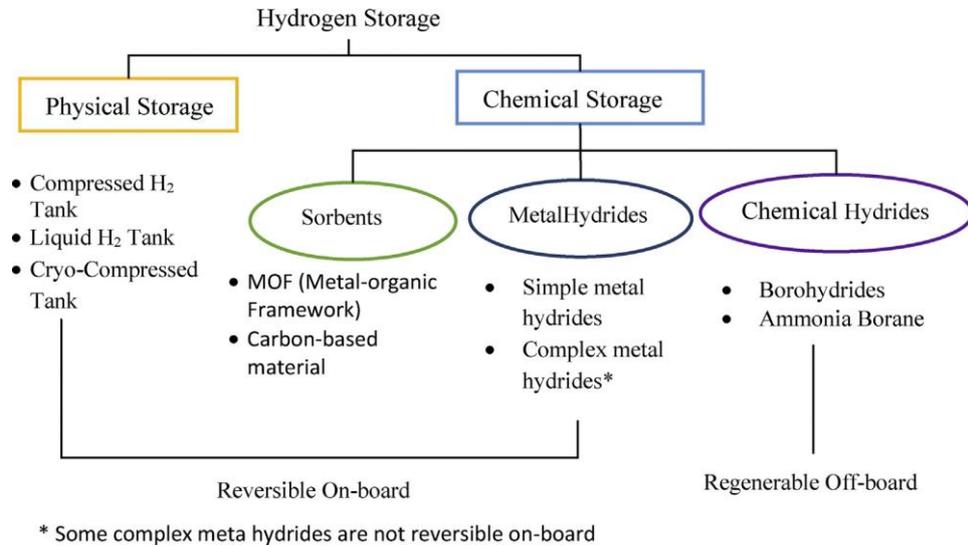
Sumber: PT. Samator; (Thiyagarajan et al. 2022)

Gas hidrogen diproduksi sampai saat ini dari minyak bumi sekitar 80%, *coal* 15% dan proses elektrolisi 5%. Teknologi produksi hidrogen dengan cara elektrolisis adalah cara produksi hidrogen paling sederhana dan bersih namun konsumsi energi listrik yang mahal (sekitar 4,5~4,85 kWh/Nm³). Selain digunakan sebagai bahan bakar, hidrogen dipakai sebagai bahan pembuat pupuk urea dan amonia, industri makanan (margarine), industri kaca, dan untuk menghasilkan methanol (Kawano 2011). Pemanfaatan gas hidrogen adalah sebagai bahan tambahan pada mesin diesel, hal ini dikarenakan karakteristik dari *auto-ignition temperature* pada bahan bakar ini lebih tinggi sebesar 585⁰ C sehingga dapat digunakan pada mesin yang memiliki kompresi tinggi seperti mesin diesel (Wojciech Tutak 2020). Selain itu hidrogen mudah terbakar pada rentang konsentrasi yang sangat luas di udara (4-75%) dan mulai meledak pada rentang konsentrasi yang luas (15-59%) pada suhu atmosfer standar. Akibatnya, kebocoran hidrogen yang kecil pun berpotensi terbakar dan meledak. Hidrogen yang bocor dapat terkonsentrasi di lingkungan tertutup, sehingga meningkatkan risiko pembakaran dan ledakan. Komparasi batas mudah terbakar bahan bakar diilustrasikan pada gambar 2.2 (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001). Tingkat *flammable* yang tinggi akan mempercepat proses pembakaran pada mesin *internal combustion* sehingga membantu dalam pembakaran yang lebih baik dan memungkinkan pembakaran sempurna atau rendah penumpukan deposit pada ruang bakar.



Gambar 2.2 Komparasi Tingkat Mudah Terbakarnya Bahan Bakar pada Suhu Atmosfer (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)

Namun jarak pendinginan hidrogen lebih kecil dibanding bahan bakar cair, yang membuat api hidrogen bergerak lebih dekat ke katup *intake* pada mesin *internal combustions* dan dapat menyebabkan *backfire*. Kepadatan energi hidrogen lebih rendah dari bahan bakar cair dimana hidrogen membutuhkan ruang 3000 kali lebih banyak daripada bahan bakar cair pada kondisi normal. Oleh karena itu, untuk aplikasi kendaraan, hidrogen perlu disimpan dalam silinder bertekanan, yang menambah bobot kendaraan dan menimbulkan permasalahan dari penyimpanan hidrogen untuk penggunaan komersial. Untuk digunakan dalam industri, pembangkit listrik dan kantor, hidrogen dapat disimpan di ruang besar. Sedangkan untuk aplikasi mobilitas, penyimpanan hidrogen dibatasi oleh berat dan volume. Oleh karena itu peneliti mengeksplorasi berbagai metode penyimpanan hidrogen pada gambar 2.3. Hidrogen dalam bentuk cair adalah merupakan alternatif terbaik untuk menggantikan bahan bakar minyak seperti diesel/bensin. Namun, titik didih hidrogen adalah $-253\text{ }^{\circ}\text{C}$, maka energi persyaratan dalam mengubah menjadi bentuk cair dan menyimpannya merupakan tantangan utama. Sekitar 30-40% dari kandungan energi hidrogen dibutuhkan oleh sistem untuk pencairan dan penyimpanan. Saat ini penyimpanan hidrogen yang paling umum masih menggunakan tangki bertekanan. Kemudahan yang didapat dari sistem penyimpanan ini adalah gas hidrogen dapat langsung dialirkan dengan tambahan minor yaitu *pressure regulator*, *flow meter*, dan tidak membutuhkan energi tambahan untuk menjaga hidrogen tetap dalam bentuk gas.



Gambar 2.3 Metode Penyimpanan Hidrogen (Thiyagarajan et al. 2022)

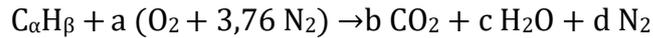
2.2 Teori Pembakaran

Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O_2) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N_2) dan sisanya elemen lain. Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen terutama pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan nitrogen oksida (NO_x) yang merupakan pencemar udara yang beracun. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sedikit panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO_2 akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar dari pada apabila menghasilkan CO atau asap.

Hasil dari pembakaran khususnya mesin diesel ditentukan oleh kualitas bahan bakar, jumlah (volume) bahan bakar yang diinjeksikan, kadar oksigen, tekanan dan suhu udara yang terkompresi. Namun suatu hal yang tidak kalah pentingnya adalah saat yang tepat untuk menyemprotkan bahan bakar tersebut atau disebut dengan (*injection timing*) dan tekanan pengkabutan bahan bakar pada injektor.

2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Kesetimbangan:

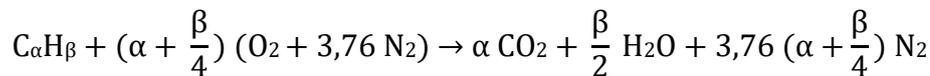
$$C : \alpha = b$$

$$H : \beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$$

$$O : 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$$

$$N : 2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran $C_{\alpha}H_{\beta}$ menghasilkan persamaan sebagai berikut:



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom O_2}}{m_{atom C_{\alpha}H_{\beta}}} \times \% C_{\alpha}H_{\beta} \frac{kg}{kg_{bahanbakar}} \quad (2.4)$$

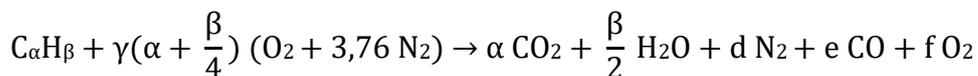
Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($C_{\alpha}H_{\beta}$) adalah sebagai berikut:

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{air}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{fuel}} \quad (2.5)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{\alpha \bar{M}_C + \beta \bar{M}_H} \quad (2.6)$$

2.2.2 Pembakaran Non Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_{\alpha}H_{\beta}$) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



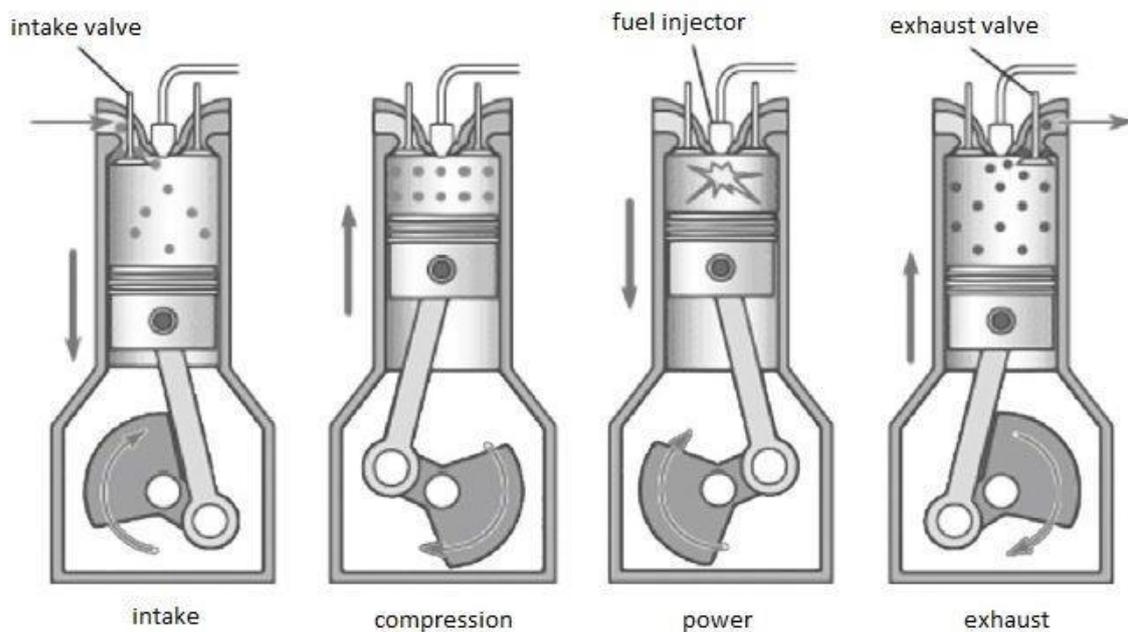
Keterangan:

- 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 .
- 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 .
- Pembakaran dengan komposisi campuran kaya

Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena adanya bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO₂, H₂O, dan N₂. Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H₂O.

2.3 Teori Mesin Diesel

Mesin atau motor diesel dikategorikan dalam *internal combustion engine* (motor pembakaran dalam). Motor diesel memiliki perbedaan mendasar dengan motor bensin, yaitu pada proses pembakaran bahan bakar untuk menghasilkan kerja. Motor diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum titik mati atas (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. Terdapat 2 jenis motor diesel berdasarkan langkah atau gerakan piston dalam menghasilkan satu kali kerja, yakni dua langkah dan empat langkah. Pada motor diesel empat langkah terdapat empat tahap tiap piston bergerak yang dijelaskan pada gambar 2.4 sebagai berikut.



Gambar 2.4 Siklus Kerja Mesin Diesel Empat Langkah

1. Langkah *Intake*

Langkah ini bekerja dengan udara yang masuk ke dalam ruang bakar melalui bagian *intake valve*. Kondisi ini bisa terjadi karena piston bergerak dari titik mati atas menuju titik mati bawah dengan kondisi *exhaust valve* tertutup saat langkah ini bekerja, volume di dalam silinder akan bertambah, tekanan di dalam silinder lebih kecil dari tekanan udara luar (*vacuum*).

2. Langkah *Compression*

Setelah melalui langkah *intake*, berlanjut ke langkah *compression*. Sesuai dengan namanya ada proses kompresi di dalam mesin diesel karena proses memampatkan udara oleh piston saat bergerak dari titik mati bawah menuju titik mati atas. Bagian *intake* dan *exhaust valve* dalam keadaan tertutup. Dengan begitu, maka akan mengakibatkan tekanan serta temperatur menjadi naik. Pada akhir langkah kompresi mesin diesel, tekanan dalam silinder

± 30 bar dan temperatur ± 550 °C. Saat piston mendekati titik mati atas, bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder, maka akan terjadi atomisasi bahan bakar di dalam silinder karena semprotan bahan bakar yang sangat cepat. Campuran terbentuk karena atomisasi atau uap bahan bakar dan udara panas akan dapat mengawali pembakaran. Pada waktu piston hampir mencapai titik mati atas, campuran bahan bakar/udara di dalam silinder akan terbakar dengan cepat yang dapat menimbulkan ledakan.

3. Langkah *Power*

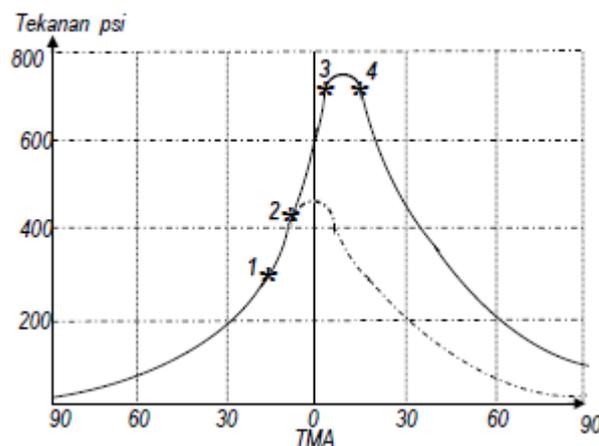
Pada langkah akhir kompresi dan setelah terjadi pembakaran spontan, proses selanjutnya adalah *power* di mana pembakaran menghasilkan tenaga dari proses ekspansi gas yang menekan piston dari titik mati atas hingga mencapai titik mati bawah, tekanan dan temperatur gas akan berkurang dengan cepat. Energi panas akan diubah menjadi energi mekanik yang dapat memutar poros engkol. Pada saat ini, kedua katup tertutup.

4. Langkah *Exhaust*

Gas buang hasil pembakaran terbuang keluar melalui *exhaust valve* terbuka pada bagian atas silinder ketika piston hampir mencapai titik mati bawah hingga piston kembali menuju titik mati atas. Selama langkah buang, katup buang akan terbuka dan sisa gas pembakaran akan terdorong keluar oleh desakan piston. Karena tekanan di dalam silinder lebih besar dibanding udara luar dan gerakan piston dari titik mati bawah menuju titik mati atas, maka diperlukan energi untuk menggerakkan piston, energi tersebut disuplai oleh *fly wheel* atau dari silinder lainnya. Akhir langkah ini adalah ketika piston mencapai titik mati atas. Siklus berulang lagi dari awal.

2.3.1 Tahap Pembakaran Mesin Diesel

Pembakaran pada ruang bakar dapat terjadi apabila terdapat campuran bahan bakar yang dapat terbakar, sesuatu yang menyulut pembakaran, dan propagasi dari api dalam ruang bakar. Berikut tahapan-tahapan pembakaran pada mesin diesel yang digambarkan dengan diagram $p-\theta$ seperti pada gambar 2.5 sebagai berikut.



Gambar 2.5 Diagram $P-\theta$ Mesin Diesel

Perubahan tekanan ditunjukkan pada garis ordinat dan waktu ditunjukkan sebagai aksisnya. Gambar di atas menunjukkan perubahan tekanan selama 180° yaitu dari 90° sebelum titik mati atas sampai 90° setelah titik mati atas. Kurva titik-titik yang simetris pada sisi kanan menunjukkan ekspansi pengisian udara tanpa adanya bahan bakar. Setelah bahan bakar

diinjeksikan dan terjadi pembakaran, maka prosesnya akan terjadi 4 periode yang terpisah, yaitu:

a. Tahap Pertama: *Ignition Delay* (Titik 1-2)

Bahan bakar tidak langsung menyala saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Ada periode tertentu tanpa proses pembakaran di antara waktu mulai injeksi dengan pembakaran aktual. Periode ini dikenal sebagai periode penundaan pengapian (*ignition delay period*). Pada gambar 2.5, ditunjukkan pada titik 1 hingga titik 2. Titik 1 menunjukkan waktu bahan bakar mulai diinjeksikan dan baru akan muncul nyala pembakaran pada titik 2. Maka dari itu, pada periode ini bahan bakar belum terbakar setelah diinjeksikan. *Delay period* pada mesin diesel berdampak pada desain mesin dan unjuk kerjanya, yaitu pada laju pembakaran dan *knocking*. Banyak faktor yang memengaruhi cepat lambat suatu *ignition delay* pada mesin diesel, seperti kecepatan putaran mesin diesel, pembebanan pada mesin, temperatur udara masuk, temperatur pendingin, temperatur oli, temperatur bahan bakar, ukuran droplet, angka setana bahan bakar, dan tekanan *intake* udara. Proses fisika dan kimia memiliki peran penting sebelum sebagian besar energi kimia yang ada didalam bahan bakar dilepaskan pada ruang bakar. Proses fisika yang dimaksud adalah kemampuan atomisasi, *vaporization*, dan kemudahan bereaksinya bahan bakar dengan udara. Sementara proses kimia dipengaruhi oleh *properties* bahan bakar, desain mesin dan kondisi operasi, termasuk juga reaksi antara udara dan bahan bakar sehingga menyebabkan *autoignition*.

b. Tahap Kedua: *Uncontrolled Combustion* (Titik 2-3)

Pada tahap ini pembakaran terjadi secara cepat dan tidak terkendali. Periode ini terjadi setelah pembakaran awal terjadi yang diindikasikan oleh titik 2 – 3. Bagian terluar dari droplet-droplet bahan bakar yang lebih dulu menerima panas, menguap, dan mengalami pembakaran. Akibat panas yang naik secara drastis dari pembakaran tersebut, bagian droplet-droplet yang belum terbakar ikut terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Hal ini menyebabkan tekanan naik sampai titik maksimum (Titik 3).

c. Tahap Ketiga: *Controlled Combustion* (Titik 3-4)

Pada tahap ini terjadi pembakaran terkendali atau *controlled combustion*. Pada akhir tahap kedua, tekanan dan temperatur sudah sangat tinggi sehingga bahan bakar langsung terbakar setelah diinjeksikan. Pada periode ini nyala pembakaran bergerak bersama menuju droplet-droplet yang baru diinjeksikan. Proses kontrol bahan bakar dapat dilakukan dengan mengatur laju penginjeksian. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

d. Tahap Keempat: *After Burning* (sepanjang garis setelah titik 4)

Pada tahap ketiga, proses injeksi bahan bakar sudah berakhir. Namun, tidak semua bahan bakar terbakar seluruhnya. Hal ini menyebabkan adanya pembakaran lanjutan sampai seluruh sisa bahan bakar terbakar. Apabila 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 yang belum terbakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai UHC (*Unburnt Hydro Carbon*).

2.4 *Dual Fuel Engine*

Dual fuel engine merupakan mesin diesel standar yang ditambahkan bahan bakar lain pada masuknya udara dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan bahan bakar diesel

murni. Bahan bakar cair atau gas dapat dimasukkan dengan membuat lubang pada masuknya udara (saluran *intake manifold*). Apabila bahan bakar cair seperti ethanol atau methanol maka diperlukan metode untuk mengkarburasi cairan sebelum masuk ke ruang bakar. Namun untuk bahan bakar gas tidak diperlukan metode tersebut, gas dapat langsung dimasukkan pada lubang di saluran masuk karena sudah memiliki tekanan sendiri dan mudah teratomisasi dengan udara. *Dual fuel engine* telah banyak beredar di pasaran yang diaplikasikan pada mesin diesel sebagai metode untuk meningkatkan daya, mengurangi emisi gas buang mesin diesel, dan juga menghemat penggunaan bahan bakar diesel.

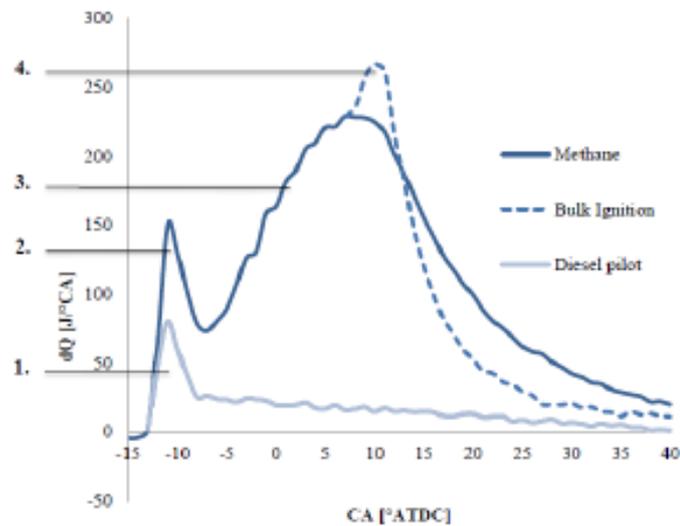
2.4.1 Prinsip Kerja *Dual Fuel Engine*

Dalam sistem ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar biodiesel sebagai bahan bakar sekunder bertindak sebagai *pilot fuel*. Pada sistem bahan bakar tunggal, mesin diesel bekerja dengan menghisap udara murni dari luar. Akan tetapi untuk sistem *dual fuel*, yang masuk ke dalam ruang bakar tidak hanya udara murni. Udara tersebut akan masuk bersamaan dengan sejumlah bahan bakar gas. Mekanisme pencampuran udara dan bahan bakar gas tersebut dapat terjadi di dalam *mixer/blender* yang berbentuk venturi, dengan menggunakan injektor gas yang bertekanan tinggi yang langsung menginjeksikan gas ke ruang bakar, serta menggunakan injektor gas bertekanan rendah yang diletakkan di mulut saluran isap dan hanya akan menginjeksikan gas pada saat katup hisap terbuka.

Saat langkah kompresi pada mesin diesel, temperatur dan tekanan campuran udara-bahan bakar gas tersebut akan meningkat. Akan tetapi itu belum cukup untuk membuat campuran tersebut terbakar disebabkan bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan bahan bakar biodiesel. Oleh sebab itu dibutuhkan sejumlah bahan bakar biodiesel untuk diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk memulai pembakaran. Pembakaran tersebut akan meningkatkan tekanan dan temperatur dalam ruang bakar, sehingga bahan bakar gas tersebut menjadi terbakar. Metode injeksi biodiesel ke dalam ruang bakar mempertahankan sistem yang asli dari mesin diesel tersebut.

2.4.2 Tahap Pembakaran pada Mesin *Diesel Dual Fuel*

Pada mesin diesel *dual fuel* proses pembakaran terjadi secara *sequential* (berturutan) melalui empat tahap pembakaran seperti yang dijelaskan oleh (Königsson 2012) pada gambar 2.6 berikut:



Gambar 2.6 Tahap Pembakaran pada Mesin Diesel Dual Fuel (Konigsson, 2010)

Adapun tahap pembakaran pada mesin DDF dengan bahan bakar diesel dan methana adalah sebagai berikut:

1. Tahap pertama pembakaran *premix* pilot diesel
2. Tahap kedua pembakaran *premix* gas metana
3. Tahap ketiga perambatan api pada campuran metana dan udara (pembakaran difusi)
4. Tahap keempat tahap *bulk ignition* dari akhir campuran gas (pembakaran lanjutan)

Adapun yang dimaksud dengan pembakaran *premix* dan difusi adalah sebagai berikut:

- a. Pembakaran *premix*.

Pembakaran secara *premix* adalah pembakaran dimana bahan bakar dan udara sudah bercampur terlebih dahulu secara mekanik sebelum terjadi pembakaran. Pembakaran secara *premix* ini membutuhkan perbandingan antara udara dan bahan bakar (AFR) dalam jumlah tertentu.

- b. Pembakaran difusi

Pembakaran difusi adalah proses pembakaran dimana bahan bakar dan udara sebagai pengoksida tidak bercampur secara mekanik, melainkan dibiarkan bercampur secara alami melalui proses difusi dalam ruang bakar/ proses pembakaran.

2.4.3 Keuntungan dan Kerugian dari *Dual Fuel System*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi adalah:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya biodiesel yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas/emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (dalam penelitian ini gas hidrogen) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah hisap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang.

3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkan lubang masuknya gas pada saluran hisap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Mesin diesel tetap bisa beroperasi apabila ada masalah dengan suplai gas.

Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

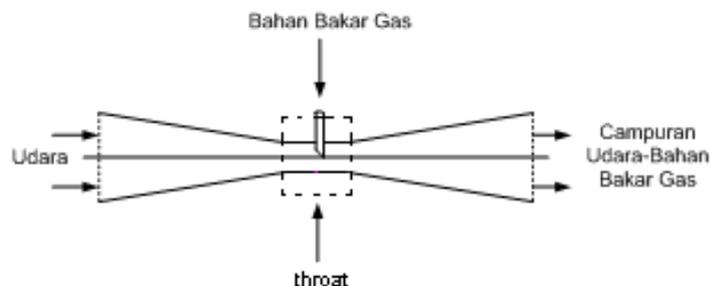
1. Masih memerlukan biodiesel sebagai *pilot fuel* untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas hidrogen memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2. Kemungkinan bahwa pembakaran yang tidak terkontrol dari campuran udara-bahan bakar gas di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3. Kemungkinan terjadi *knocking* atau ketukan saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian *pilot fuel* terbakar. Cara untuk mencegah fenomena ini adalah dengan memasang sensor *knocking* dan menunda injeksi dari *pilot fuel*.

2.4.4 Teknologi Sistem *Dual Fuel* Pada Mesin Diesel

Teknologi sistem *dual fuel* yang telah digunakan dan dikembangkan pada mesin diesel saat ini terdiri dari 3 tipe, yaitu:

a. *Combustion Air Gas Integration*

Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran hisap atau sebelum memasuki kompresor *turbocharger* apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luas/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 yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran hisap mesin diesel. *Mixer* tersebut berbentuk venturi seperti terlihat pada gambar 2.7, dan mekanismenya dengan memanfaatkan beda tekanan antara gas keluaran *pressure regulator* dan area dari leher venturi. Area leher venturi memiliki tekanan yang paling rendah, sehingga memungkinkan gas keluaran *pressure regulator* masuk ke dalam *mixer* tersebut.



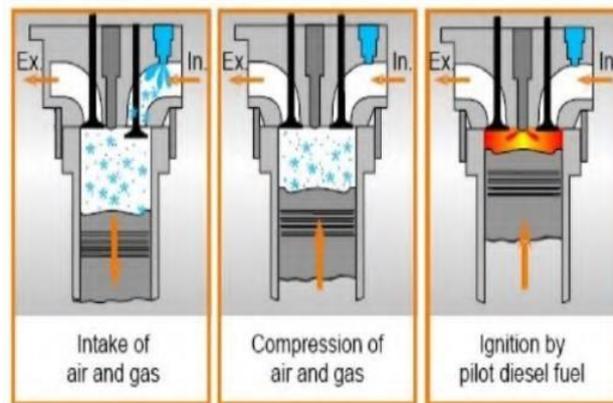
Gambar 2.7 Teknologi *Combustion Air Gas Integration*

Luas penampang sisi masuk udara pada venturi sama dengan pipa saluran udara dan tekanan udara di titik *throat* pada *control volume* diketahui dalam perencanaan *mixer*. Sementara pada leher venturi tekanan udara yang terjadi saat mesin beroperasi bernilai tertentu di bawah tekanan gas minimal yang keluar dari *pressure regulator valve*. *Mixing jet* dipakai

untuk mencegah akumulasi gas pada saluran hisap sehingga tidak ada udara masuk ke dalam ruang bakar. Dengan teknologi *microprocessor*, *sensor* dan *actuator*, maka sistem ini dapat dijalankan dengan respon dan kepresisian sesuai dengan yang dibutuhkan tetapi dengan biaya yang ekonomis. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua 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 gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup hisap dan buang terbuka bersamaan.

b. *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*

Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran hisap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Sebagaimana halnya mesin diesel yang menggunakan *turbocharger*, maka tekanan injeksi dari gas harus lebih besar dari tekanan keluaran kompresor *turbocharger* (*boost pressure*). Untuk mesin diesel yang memiliki lebih dari satu silinder ruang bakar, maka dibutuhkan *gas nozzle* sebanyak silinder ruang bakar yang dimilikinya.



Gambar 2.8 Teknologi *Low Pressure Injected Gas*

Berdasarkan gambar 2.8, terlihat bahwa fungsi *gas nozzle* hanyalah sebagai katup untuk buka tutup aliran gas menuju ruang bakar yang ritmenya diatur berdasarkan *timing* saat katup hisap terbuka. Oleh sebab itu tekana gas tersebut tidaklah besar. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup hisap terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *high pressure injected gas*. Namun 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.

c. *High Pressure Injected Gas (HPIG)*

Sistem ini bekerja dengan menyediakan gas langsung ke ruang 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. Tentunya sistem ini membutuhkan biaya yang sangat besar, karena harus menyediakan injektor tekanan tinggi untuk suplai bahan bakar gas, kompresor bertekanan tinggi dan pipa-pipa khusus untuk suplai bahan bakar gas yang tahan terhadap tekanan tinggi.

Keuntungan memakai sistem ini adalah bahan bakar gas hanya diinjeksikan setelah katup gas buang tertutup sehingga mencegah terbuangnya sebagian bahan bakar gas bersamaan dengan gas buang hasil pembakaran. Namun sistem ini memiliki kerugian selain alat membutuhkan biaya yang mahal adalah apabila suplai gas terputus dan mesin diesel berjalan dengan 100% bahan bakar diesel terus menerus maka akan terjadi kerusakan pada *mechanical valve* yang menggunakan model *cam actuated gas valve*. Karena itu diperlukan desain khusus pada *mechanical valve* saat suplai bahan bakar gas terhenti. Selain itu kekurangan dari model ini adalah diperlukannya modifikasi pada kepala silinder mesin diesel untuk menempatkan injektor gas.

2.5 Unjuk Kerja Mesin Diesel

1) Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran digunakan peralatan yang dinamakan *Dynamometer* sehingga didapatkan torsi. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\theta}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \text{ (Watt)} \quad (2.7)$$

Dimana:

Ne : Daya mesin (Watt)

V : Tegangan listrik (Volt)

I : Arus listrik (Ampere)

η_{gen} : Efisiensi mekanisme generator (0,9)

η_{trans} : Efisiensi transmisi (0,95)

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

2) Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau ft.lb (*British*). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara. Momen torsi dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{2\pi \times n} \text{ (N.m)} \quad (2.8)$$

Dimana:

Mt : Torsi (N.m)

Ne : Daya (Watt)

n : Putaran mesin (rpm)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang

dihasilkan akan mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3) *Break Mean Effective Pressure (bmep)*

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

$$bmep = \frac{2\pi \times z \times Mt}{V \times i \times 10^5} \text{ (bar)} \quad (2.9)$$

Dimana:

V : Volume silinder (m^3)

z : Indeks siklus, untuk *engine* 4tak $z = 2$ dan 2tak $z = 1$

i : Jumlah silinder

4) *Brake Thermal Efficiency (Efisiensi Thermal / BTE)*

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

$$BTE = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \times \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.10)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$BTE = \frac{Ne}{\dot{m}_{biodiesel} \times LHV_{biodiesel}} \times 100\% \quad (2.11)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas hidrogen dan biodiesel, persamaannya adalah:

$$BTE = \frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel} \times LHV_{biodiesel}) + (\dot{m}_{hidrogen} \times LHV_{hidrogen})} \times 100\% \quad (2.12)$$

Dimana :

BTE : *Break thermal efficiency* (Efisiensi termal)

LHV : *lower heat value* (kj/kg)

5) *Specific Fuel Consumption (sfc)*

Specific fuel consumption (sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) hp selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (kW) maka pemakaian bahan bakar perjam \dot{m}_{bb} adalah:

$$\dot{m}_{bb} = \frac{3600 \times m_{bb}}{s} \left(\frac{kg}{watt.jam} \right) \quad (2.13)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.14)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu gas hidrogen – biodiesel, besar pemakaian bahan bakar spesifik nya adalah:

$$sfc_{dual} = \frac{3600 \times (\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{hidrogen})}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.15)$$

Dimana:

m_{bb} : Massa bahan bakar yang dikonsumsi mesin (kg)

$\dot{m}_{bio\ diesel}$: Pemakaian bahan bakar biodiesel per jam (kg/jam)

$\dot{m}_{hidrogen}$: Pemakaian bahan bakar gas hidrogen (kg/jam)

s : Waktu konsumsi bahan bakar (detik)

6) Air Fuel Ratio (AFR)

Air fuel ratio adalah perbandingan antara udara dan bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Secara umum perhitungan AFR adalah sebagai berikut:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\sum \dot{m}_{bahan\ bakar}} \quad (2.16)$$

Rasio udara-bahan bakar ideal untuk pembakaran dalam ruang bakar mesin diesel standar berada pada kisaran $18 \leq AFR \leq 70$ (Heywood 1988). Pada sistem *dual fuel* nilai AFR tidak memenuhi syarat dikarenakan campuran udara, gas hidrogen dan biodiesel yang masuk kedalam ruang bakar tidak sesuai dengan kondisi normal sehingga performa mesin menjadi turun, dan nilai AFR meningkat.

2.6 Emisi Gas Buang

Mesin diesel, dimana bahan bakar diinjeksikan ke dalam silinder sesaat sebelum pembakaran dimulai, sehingga siklus distribusi bahan bakar menjadi tidak seragam. Proses pembentukan emisi tergantung pada distribusi bahan bakar dan bagaimana perubahan distribusi terhadap waktu pencampuran (Heywood 1988). Emisi gas buang merupakan zat pencemar yang dihasilkan dari proses pembakaran mesin diesel. Zat pencemar dari hasil pembakaran atau uap bahan bakar diesel ini dapat dibagi menjadi empat macam yaitu CO (*carbon monoxide*), HC (*hydrocarbon*), dan NO_x (*nitrogen oxide*), timah hitam/timbal (Pb). Emisi gas buang yang paling sering diperhatikan adalah CO, HC, NO_x, dan Pb. Berikut ini penjelasan mengenai emisi yang dihasilkan oleh *engine*:

1. Karbon Monoksida (CO)

Karbon monoksida (CO) adalah gas yang tak berwarna, tak berbau, dan tak berasa. Ia terdiri dari satu atom karbon yang secara kovalen berikatan dengan satu atom oksigen. Dalam ikatan ini, terdapat dua ikatan kovalen dan satu ikatan kovalen koordinasi antara atom karbon dan oksigen. Karbon monoksida dihasilkan dari pembakaran tak sempurna senyawa karbon yang sering terjadi pada mesin pembakaran dalam. Karbon monoksida dapat terbentuk apabila terdapat kekurangan oksigen dalam proses pembakaran. Karbon monoksida mudah terbakar dan menghasilkan lidah api berwarna biru, menghasilkan karbon dioksida (CO₂). Walaupun karbon monoksida (CO) bersifat racun, gas ini memainkan peran yang penting dalam teknologi

modern, yakni merupakan *precursor* banyak senyawa karbon. Karbon monoksida (CO) memiliki efek *radiative forcing* secara tidak langsung dengan menaikkan konsentrasi metana dan ozon troposfer melalui reaksi kimia. Dengan proses alami di atmosfer karbon monoksida teroksidasi menjadi karbon dioksida.

Karbon monoksida yang keluar dari emisi gas buang bahan bakar fosil akan berada di udara ambient, jika terhirup oleh manusia maka molekul tersebut akan masuk ke dalam saluran pernapasan dan terus masuk ke dalam paru-paru yang akan menempel pada hemoglobin darah membentuk *carboxy haemoglobin* (COHb). Semakin tinggi konsentrasi karbon monoksida (CO) yang terhirup oleh manusia maka akan semakin fatal resiko yang diterima oleh manusia tersebut, bahkan dapat menyebabkan kematian. Sifat karbon monoksida (CO) yang berupa gas yang tidak berbau dan tidak berwarna serta beracun tersebut membuat karbon monoksida sering disebut sebagai *silent killer*. Efek terhadap Kesehatan gas karbon monoksida (CO) merupakan gas yang berbahaya untuk tubuh karena daya ikat gas karbon monoksida (CO) terhadap haemoglobin adalah 240 kali dari daya ikat karbon monoksida (CO) terhadap oksigen (O₂). Apabila gas CO darah (HbCO) cukup tinggi, maka akan mulai terjadi gejala antara lain kepala pusing, mual, sesak napas, gangguan penglihatan, tidak sadar, koma dan apabila berlanjut akan dapat menyebabkan kematian.

2. Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbin merupakan salah satu polutan yang dihasilkan oleh emisi gas buang. Hidrokarbon dihasilkan dari bahan bakar yang tidak terbakar keseluruhan saat proses pembakaran. HC dapat terbentuk dari atomisasi yang tidak sempurna dan temperatur di dalam ruang bakar. Bentuk gas buang HC dapat dibedakan atas bahan bakar yang tidak terbakar atau keluar sebagai gas mentah dan bahan bakar yang terpecah karena reaksi panas sehingga berubah menjadi gugusan HC lain yang ikut keluar bersama gas buang.

Pada diesel engine utamanya terbentuk karena (1) bahan bakar yang terperangkap di injektor dan kemudian terdifusi keluar, (2) campuran bahan bakar dan udara yang terlalu rendah, sehingga bahan bakar tidak terbakar, dan (3) bahan bakar yang terperangkap di celah, deposit, atau minyak karena tumbukan dari *spray*. Pada mesin *diesel dual fuel* berbahan bakar biodiesel dan hidrogen terjadi peningkatan emisi HC. Peningkatan emisi HC seiring dengan peningkatan energi hidrogen yang dimasukkan ke dalam ruang bakar. Penambahan hidrogen dapat memperbaiki kualitas pembakaran biodiesel, namun karena oksigen yang tidak dapat terbakar secara sempurna menyebabkan emisi HC meningkat (Wojciech Tutak 2020).

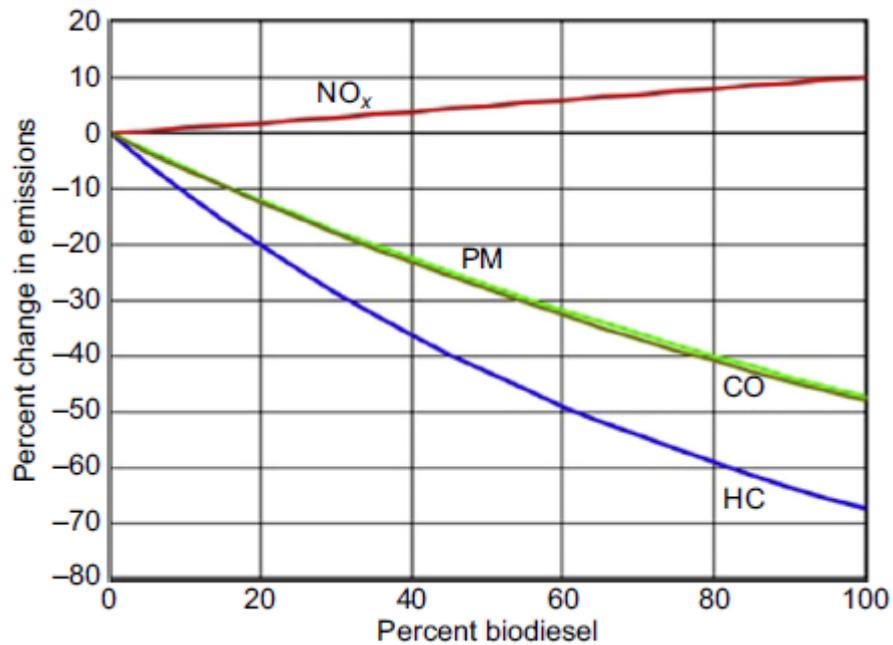
Walaupun dalam jumlah sedikit emisi gas buang HC tidak membahayakan kesehatan manusia, akan tetapi bila jumlahnya sudah banyak di udara dan bercampur dengan bahan pencemar lain maka sifat racunnya akan meningkat. HC berupa gas lebih beracun dibanding dalam wujud cairan dan padatan. Bila HC padatan (partikel) dan cairan bercampur dengan pencemar lain akan membentuk ikatan-ikatan kimia baru yang sering disebut *Polycyclic Aromatic Hydrocarbon* (PAH). PAH ini merangsang terbentuknya sel-sel kanker bila terhisap masuk ke paru-paru, dan PAH yang bersifat karsinogenik ini banyak terdapat di daerah industri dan daerah padat lalu lintasnya, yang bersumber utama dari gas buangan hasil pembakaran bahan bakar fosil. Dalam keadaan gas HC dapat menyebabkan iritasi pada membran mukosa dan menimbulkan infeksi paru-paru apabila terhirup.

3. Nitrogen Oksida (NO_x)

Nitrogen oksida (NO_x) merupakan senyawa jenis gas yang terdapat diudara bebas, sebagian besar berupa gas nitrit oksida (NO) dan nitrogen oksida (NO₂) serta berbagai jenis oksida dalam jumlah yang sedikit. Gas dari nitrit oksida (NO) tidak berwarna dan tidak berbau, sedangkan gas NO₂ berwarna coklat kemerahan, berbau tidak sedap dan cukup menyengat. Berbagai jenis nitrogen oksida (NO_x) dapat dihasilkan dari proses pembakaran bahan bakar minyak dan bahan bakar fosil lainnya pada suhu yang tinggi, yang dibuang ke lingkungan melalui emisi gas buang kendaraan. Saat temperatur pembakaran mencapai 1.370 °C, nitrogen dan oksigen dalam udara bergabung sehingga menghasilkan nitrogen oksida. Selama udara di atmosfer masih mengandung 78% nitrogen, gas tersebut tidak dapat dicegah memasuki ruang bakar. Nitrogen oksida (NO_x) dapat dihasilkan juga dengan proses alami seperti pencahayaan (*lighting*), kebakaran hutan dan aktifitas mikroorganisme. Lama waktu tinggal rata-rata nitrogen oksida (NO_x) di atmosfer kira-kira tiga hari dan nitrit oksida (NO) rata-rata empat hari, berdasarkan perhitungan kecepatan emisi nitrogen oksida (NO_x). Lamanya waktu tinggal menyebabkan reaksi fotokimia menghilangkan nitrogen oksida (NO_x) tersebut. Hasil akhir pencemaran nitrogen oksida (NO_x) dapat berupa asam nitrat (HNO₃) yang terinstersepsi oleh lingkungan sebagai garam-garam nitrat di dalam air hujan yang menyebabkan hujan debu. Proses biologis berbagai jenis bakteri menghasilkan nitrogen oksida (NO) yang relative banyak namun tidak menjadi masalah karena tersebar merata secara regional maupun global, sehingga konsentrasinya menjadi kecil. Yang menjadi masalah adalah emisi nitrogen oksida (NO_x) hasil kegiatan manusia yang didispersikan ke udara hanya pada wilayah yang sangat terbatas sehingga mengakibatkan konsentrasi ambien terbentuk menjadi lebih tinggi.

Diantara berbagai jenis oksida nitrogen yang ada di udara, nitrogen oksida (NO_x) merupakan gas yang paling beracun. Karena larutan nitrogen oksida (NO_x) dalam air yang lebih rendah dibandingkan dengan SO₂, maka nitrogen oksida (NO_x) akan dapat menembuh ke dalam saluran pernafasan lebih dalam. Bagian dari saluran yang pertama kali dipengaruhi adalah membran mukosa dan jaringan paru. Percobaan pada manusia menyatakan bahwa kadar NO_x sebesar 250 µg/m³ dan 500 µg/m³ dapat mengganggu fungsi saluran pernafasan pada penderita asma dan orang sehat.

Pada gambar 2.9 dijelaskan bahwa semakin besar persentase biodiesel dalam bahan bakar maka menyebabkan dampak terhadap emisi NO_x yang semakin tinggi. Peningkatan NO_x terbukti berhubungan dengan pergeseran kecil dalam waktu injeksi bahan bakar yang disebabkan oleh perbedaan sifat mekanik biodiesel dibandingkan solar konvensional. Karena modulus kompresibilitas (atau kecepatan suara) biodiesel yang lebih tinggi, terjadi transfer gelombang tekanan pompa bahan bakar yang lebih cepat ke jarum injektor, menghasilkan pengangkatan jarum lebih awal dan menghasilkan sedikit kemajuan dalam waktu injeksi.



Gambar 2.9 Pengaruh Persentase Biodiesel terhadap Persentase Perubahan Emisi Gas Buang (Luque et al. 2016)

4. Zat partikulat (PM)

Zat partikulat adalah istilah untuk partikel padat atau cair yang ditemukan di udara. Partikel dengan ukuran besar atau cukup gelap dapat dilihat sebagai jelaga atau asap. Sedangkan partikel yang sangat kecil dapat dilihat dengan mikroskop electron. Partikel berasal dari berbagai sumber baik mobile dan stasioner, sehingga sifat kimia dan fisika partikel sangat bervariasi. Partikel dapat langsung terbentuk di atmosfer saat polutan gas seperti SO₂ dan NO_x bereaksi membentuk partikel halus. Zat partikulat/jelaga terbentuk di zona kaya bahan bakar yang tidak terbakar sempurna, dimana uap bahan bakar akan bercampur dengan gas panas pembakaran. Jelaga kemudian teroksidasi dalam zona api ketika bercampur dengan oksigen yang tidak terbakar, sehingga memunculkan karakter api yang berwarna kuning (Heywood 1988).

Beban menengah, rasio massa gas meningkat, sehingga konsentrasi jelaga menurun tajam karena massa bahan bakar pilot yang diinjeksikan lebih sedikit. Ketika beban mesin tinggi dan rasio massa bahan bakar gas rendah, temperatur silinder turun dan menghasilkan sedikit peningkatan emisi jelaga dibandingkan dengan operasi diesel normal. Namun, pada rasio massa gas yang lebih tinggi jelaga berkurang lebih tajam dibandingkan dengan operasi diesel normal. Hal ini disebabkan oleh suhu gas yang meningkat, sehingga mendorong tingkat penurunan dan oksidasi jelaga. Mempertimbangkan hal ini untuk operasi mesin *diesel dual fuel*, penggunaan persentase gas yang tinggi adalah cara yang efisien untuk mengurangi konsentrasi jelaga. Secara praktis, bahan bakar gas tidak menghasilkan jelaga sementara itu berkontribusi pada oksidasi yang terbentuk dari pembakaran bahan bakar cair (Sahoo, Sahoo, and Saha 2009)

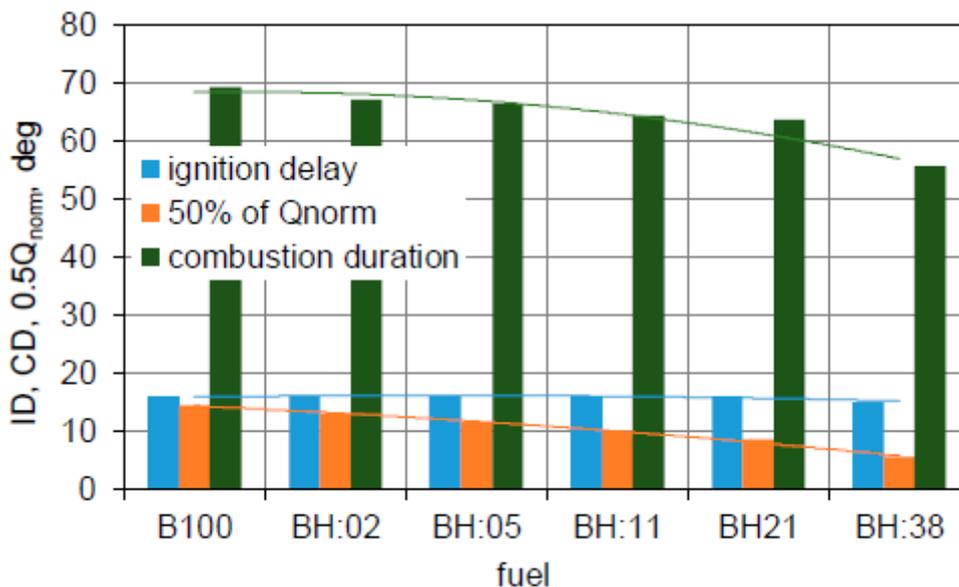
PM standar merupakan partikel kecil yang bertanggung jawab untuk efek Kesehatan yang merugikan karena kemampuannya untuk mencapai daerah yang lebih dalam pada saluran pernapasan. Efek utama bagi Kesehatan manusia dari paparan PM meliputi: efek pada pernapasan dan sistem pernapasan, kerusakan jaringan paru-paru, kanker dan kematian. Orang yang memiliki penyakit paru-paru dan asma sangat sensitive terhadap efek PM.

2.7 Penelitian Terdahulu

2.7.1 Penelitian oleh Wojciech Tutak (2020)

Penelitian ini berjudul “*Combustion and Emission Characteristics of a Biodiesel-Hydrogen Dual-Fuel Engine*”. Dengan menggunakan mesin uji diesel empat langkah berkapasitas 573 cc dengan kecepatan konstan 1500 rpm. Bahan bakar biodiesel (B100) disemporkan pada 343° dengan tekanan 21 Mpa sedangkan gas hidrogen bervariasi berdasarkan *energy share* nya mulai dari 0%, 2%, 5%, 11%, 21% dan 38%. Pemasukan hidrogen dilakukan langsung pada *intake manifold engine*.

Berdasarkan penelitian yang dilakukan, pada gambar 2.10 didapatkan hasil berupa tidak terdapat pengaruh dari penambahan hidrogen terhadap waktu tunda pengapian (*ignition delay*). Hal ini terjadi karena penyalaan otomatis hidrogen yang berada pada suhu tinggi dan perannya didalam proses adalah hidrogen bercampur dari awal dengan udara yang membutuhkan *pilot fuel* sebagai pemantik pembakaran. Faktor-faktor yang mempengaruhi *ignition delay* adalah kualitas atomisasi bahan bakar pemantik, metode pengirimannya ke ruang bakar dan dinamika gas proses didalam silinder mesin. Hidrogen tidak memiliki peran didalam waktu tunda pengapian melainkan pada proses pembakarannya itu sendiri. Karena sifat hidrogen yang mudah terbakar, dan *flame speed* yang tinggi membuat pembakaran dapat berlangsung secara singkat. Dengan hidrogen 38% durasi pembakaran menurun dari 69,2 derajat untuk biodiesel menjadi 55,7 derajat. Selain itu juga sudut pelepasan 50% panas menurun dari 14,5 derajat setelah TDC menjadi 5,5 derajat setelah TDC dimana menurut literatur efisiensi tertinggi mesin didapat ketika sudut pelepasan panas dalam rentang 7-11 derajat setelah TDC. Dengan memperpendek waktu pembakaran tentunya baik bagi efisiensi mesin karena pelepasan panas menuju dinding silinder mesin menjadi berkurang.



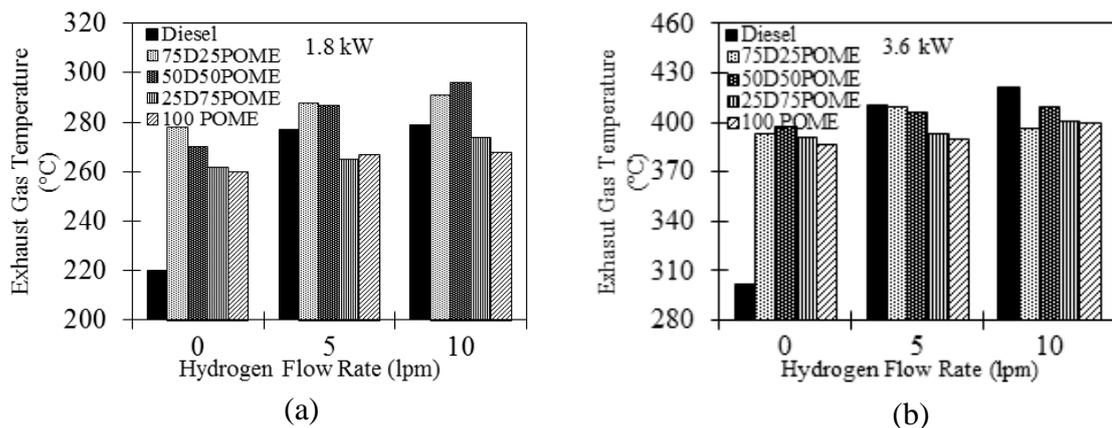
Gambar 2.10 Tahap Pembakaran: *Ignition Delay*, Waktu Pelepasan Panas 50% dan Durasi Pembakaran

2.7.2 Penelitian oleh Boopathi D (2017)

Penelitian ini berjudul “*Experimental investigations on the effect of hydrogen induction on performance and emission behaviour of single cylinder diesel engine fuelled with palm oil methyl ester and its blend with diesel*”. Dengan mesin diesel 1 silinder, 4 langkah, *water cooled*,

661.5 L, daya puncak yaitu 3.6 kW di 1500 rpm, *compression ratio* 17.5:1, dan variasi bahan bakar 100D, 75D25POME, 50D50POME, 25D75POME, 100POME serta variasi suplai hidrogen 0, 5, 10 lpm. Pengujian dilakukan pada pembebanan 50% dan 100% untuk melihat keluaran data berupa *brake thermal efficiency*, *brake specific energy consumption*, *exhaust gas temperature*, CO emission, HC emission dan NOx emission.

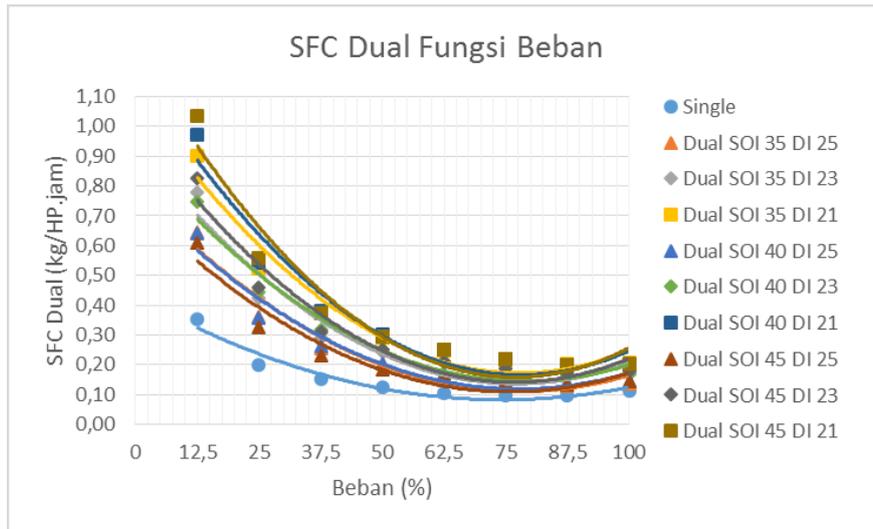
Variasi suhu gas buang dengan substitusi hidrogen untuk bahan bakar yang berbeda dan beban berbeda ditunjukkan pada gambar 2.11. Sensor *thermocouple type-K* digunakan untuk mengukur suhu gas buang karena *range* pembacaan dari sensor yang cukup tinggi (-200 hingga 1260°C). Tanpa adanya campuran hidrogen, suhu gas buang masing-masing sekitar 302°C, 393°C, 397°C, 387°C untuk jenis diesel, 75D25POME, 50D50POME, 25D75POME, dan 100POME. Suhu gas buang biodiesel cenderung meningkat karena memiliki berat molekul yang lebih tinggi, volatilitas yang buruk dan viskositas yang lebih tinggi yang hanya akan terbakar selama fase difusi pembakaran. Penginduksian hidrogen menyebabkan peningkatan suhu gas buang lebih lanjut pada setiap kondisi. Dengan menggunakan campuran 75D25POME dan 5 lpm hidrogen untuk pengoperasian mesin pada beban 1.8 kW dan 3.6 kW meningkat menjadi 288°C dan 409°C. Peningkatan suhu gas buang dapat dikaitkan dengan pencampuran hidrogen dan udara yang baik sehingga menghasilkan pembakaran yang hampir sempurna dan laju pembakaran lebih cepat.



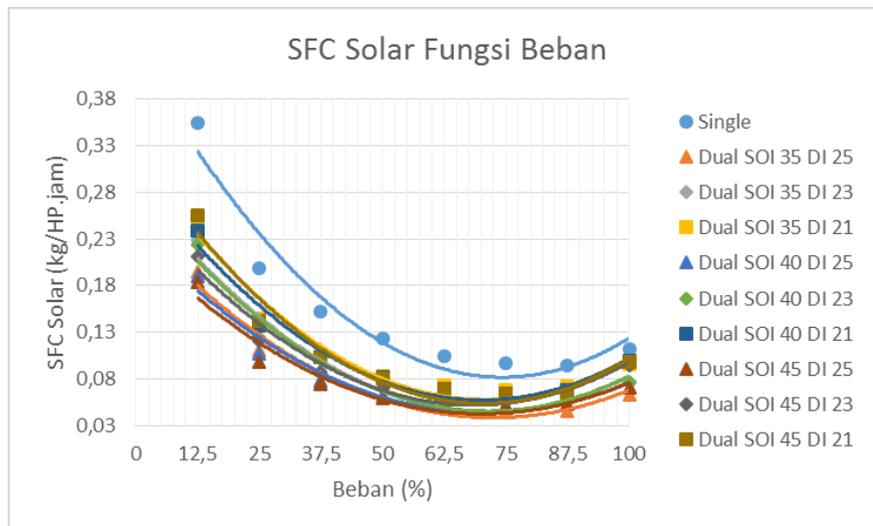
Gambar 2.11 Variasi Temperatur Gas Buang terhadap Laju Alir Hidrogen dengan Pembebanan (a) 50% dan (b) 100%

2.7.3 Penelitian oleh B. Sudaramanta dan A. Arif (2015)

Penelitian ini berjudul “Karakterisasi performa mesin diesel sistem *dual fuel* solar-CNG tipe LPIG dengan pengaturan *start of injection* dan durasi injeksi CNG” dimana variasi sudut injeksi gas CNG 35°, 40° dan 45° dengan kombinasi durasi injeksi 21, 23 dan 25 ms pada mesin Diamond DI 800. Hasil yang didapat pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.12 dan 2.13 berikut ini.



Gambar 2.12 Grafik SFC *dual fuel* fungsi beban

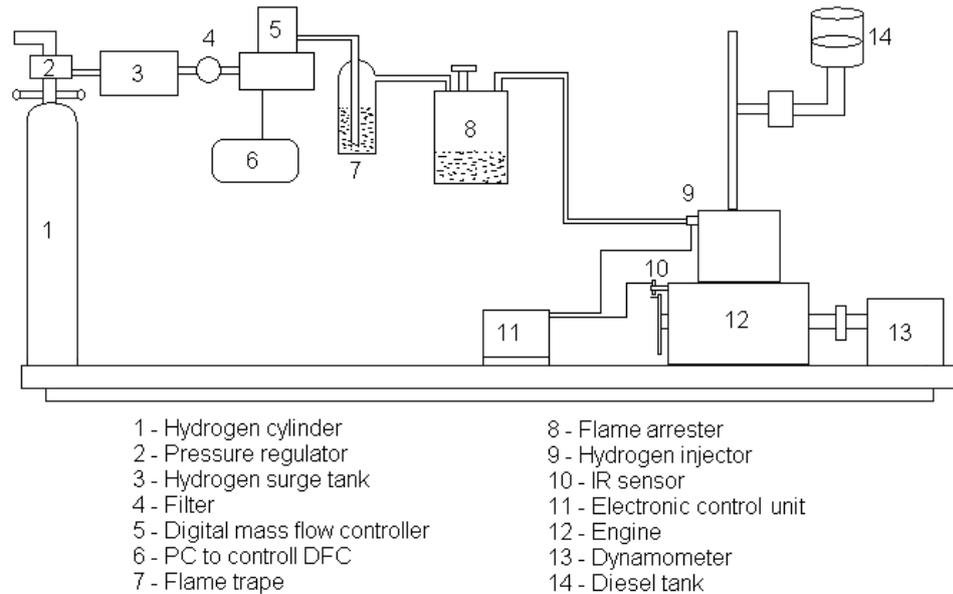


Gambar 2.13 Grafik SFC *single fuel* fungsi beban

Pada grafik SFC *dual fuel* semakin bertambahnya beban, grafik SFC akan semakin turun sampai mencapai beban 75% dan nilai SFC mencapai minimum. Nilai SFC akan mengalami peningkatan ketika beban ditambah menjadi 87,5-100%. Nilai SFC terendah terjadi pada penggunaan bahan bakar *dual fuel* dengan *start of injection* 45° ATDC dan durasi injeksi 25 ms yaitu naik sebesar 55,64% dibandingkan menggunakan bahan bakar *single fuel*. Hal ini disebabkan besar laju aliran massa gas CNG proporsional dengan laju aliran udara dan bahan bakar solar yang masuk ke dalam ruang bakar sehingga menghasilkan pembakaran yang sempurna. Kondisi AFR dalam pengujian mesin putaran stasioner memang selalu berubah berdasarkan beban yang diberikan. Namun tidak setiap nilai AFR dapat menghasilkan pembakaran yang optimal. Pada beban kecil, AFR yang terbentuk adalah campuran yang lebih miskin sehingga untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp selama 1 jam dibutuhkan lebih banyak campuran bahan bakar. Semakin besar beban maka AFR akan bergeser ke arah campuran yang lebih kaya, namun belum tentu setiap campuran yang kaya menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp. Pada grafik SFC solar fungsi beban terlihat bahwa jumlah SFC minyak solar terkecil terjadi pada *start of injection* 45° ATDC dengan durasi injeksi 25 ms, yaitu turun sebesar 52,17% dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar *single fuel*.

2.7.4 Penelitian oleh N.Saravanan (2008)

Penelitian ini berjudul “*An experimental investigation on hydrogen fuel injection in intake port and manifold with different EGR rates*” dengan mesin diesel 1 silinder, *water cooled*, 553 cc dengan daya puncak 3.7 kW pada 1500 rpm dengan *compression ratio* 16.5:1 dan sistem *port injection* dan *manifold injection*. Optimasi dilakukan dengan memvariasikan *start of injection*, *injection duration*, dan persentase EGR. Bahan bakar yang digunakan adalah diesel dan hidrogen. Pengujian dilakukan untuk melihat nilai unjuk kerja dan emisi gas buang. Gambar 2.14 menjelaskan skema pengujian yang dilakukan oleh N. Saravanan.

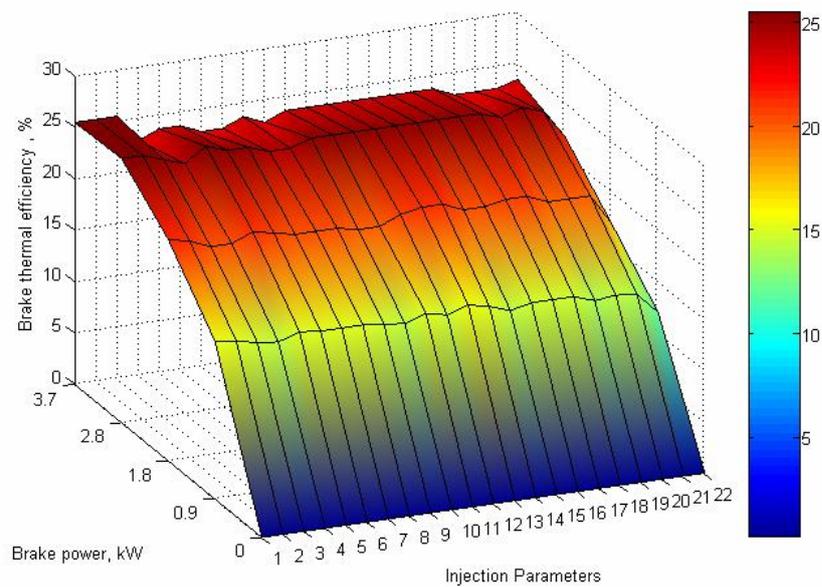


Gambar 2.14 Skema Pengujian oleh N. Saravanan

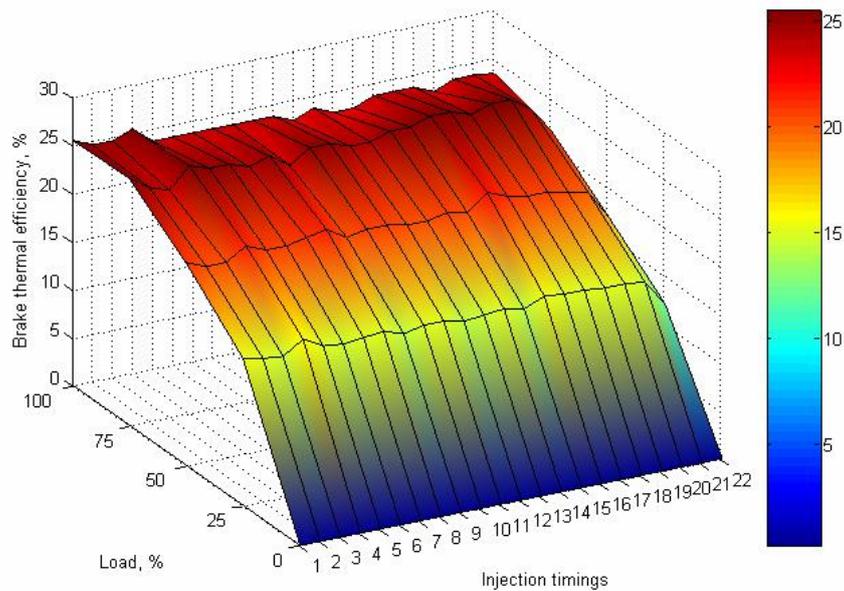
Dalam teknik *exhaust gas recirculating* (EGR), sebagian gas buang dari mesin didinginkan hingga 30°C dan dikontrol dengan menggunakan needle valve dan dialirkan bersama udara masuk ke dalam inlet manifold. Gambar 2.15 dan 2.16 menunjukkan variasi *brake thermal efficiency* (BTE) untuk port dan injeksi manifold untuk waktu injeksi yang berbeda. Tabel 2.4 menjelaskan variasi SOI dan DOI yang dilakukan pada pengujian ini. Kondisi optimal dalam injeksi port adalah mulai injeksi pada 5° BGTDC, durasi injeksi 30° CA dengan aliran hidrogen 7,5 liter/menit sementara kondisi optimal dalam injeksi manifold dimulai saat injeksi di GTDC, durasi injeksi 30° CA dengan aliran hidrogen 7,5 liter/menit. Kondisi yang optimal dipilih berdasarkan peningkatan kinerja dan pengurangan emisi. Setelah mengoptimalkan waktu injeksi dilakukan optimasi aliran hidrogen. Karena emisi NO_x ditemukan lebih tinggi pada mesin yang dioperasikan dengan hidrogen dibandingkan dengan diesel operasi, teknik EGR diadopsi untuk pengurangan NO_x. Laju aliran EGR adalah bervariasi dalam langkah 5% dari 5 hingga 25% dengan kondisi yang optimal baik di port maupun manifold injeksi. Engine dioperasikan di seluruh spektrum beban mulai dari tanpa beban hingga beban penuh pada EGR yang berbeda laju aliran untuk mempelajari kinerja, karakteristik pembakaran dan emisi mesin bersama dengan parameter pembakaran seperti tekanan puncak, laju pelepasan panas.

Tabel 2.4 Variasi SOI dan DOI pengujian N. Saravanan

S.No.	Start of Injection		Injection Duration	
	Crank angle (Degrees)	Time (ms)	Crank angle (Degrees)	Time (ms)
1	5° BGTDC	0.555	30	3.33
2	5° BGTDC	0.555	60	6.66
3	5° BGTDC	0.555	90	9.99
4	GTDG	1.110	30	3.33
5	GTDG	1.110	60	6.66
6	GTDG	1.110	90	9.99
7	5° AGTDC	1.665	30	3.33
8	5° AGTDC	1.665	60	6.66
9	5° AGTDC	1.665	90	9.99
10	10° AGTDC	2.220	30	3.33
11	10° AGTDC	2.220	60	6.66
12	10° AGTDC	2.220	90	9.99
13	15° AGTDC	2.775	30	3.33
14	15° AGTDC	2.775	60	6.66
15	15° AGTDC	2.775	90	9.99
16	20° AGTDC	3.330	30	3.33
17	20° AGTDC	3.330	60	6.66
18	20° AGTDC	3.330	90	9.99
19	25° AGTDC	3.885	30	3.33
20	25° AGTDC	3.885	60	6.66
21	25° AGTDC	3.885	90	9.99
22	23° BITDC	Diesel		



Gambar 2.15 Pengaruh Pengubahan SOI dan DOI terhadap BTE pada *Port Injection*



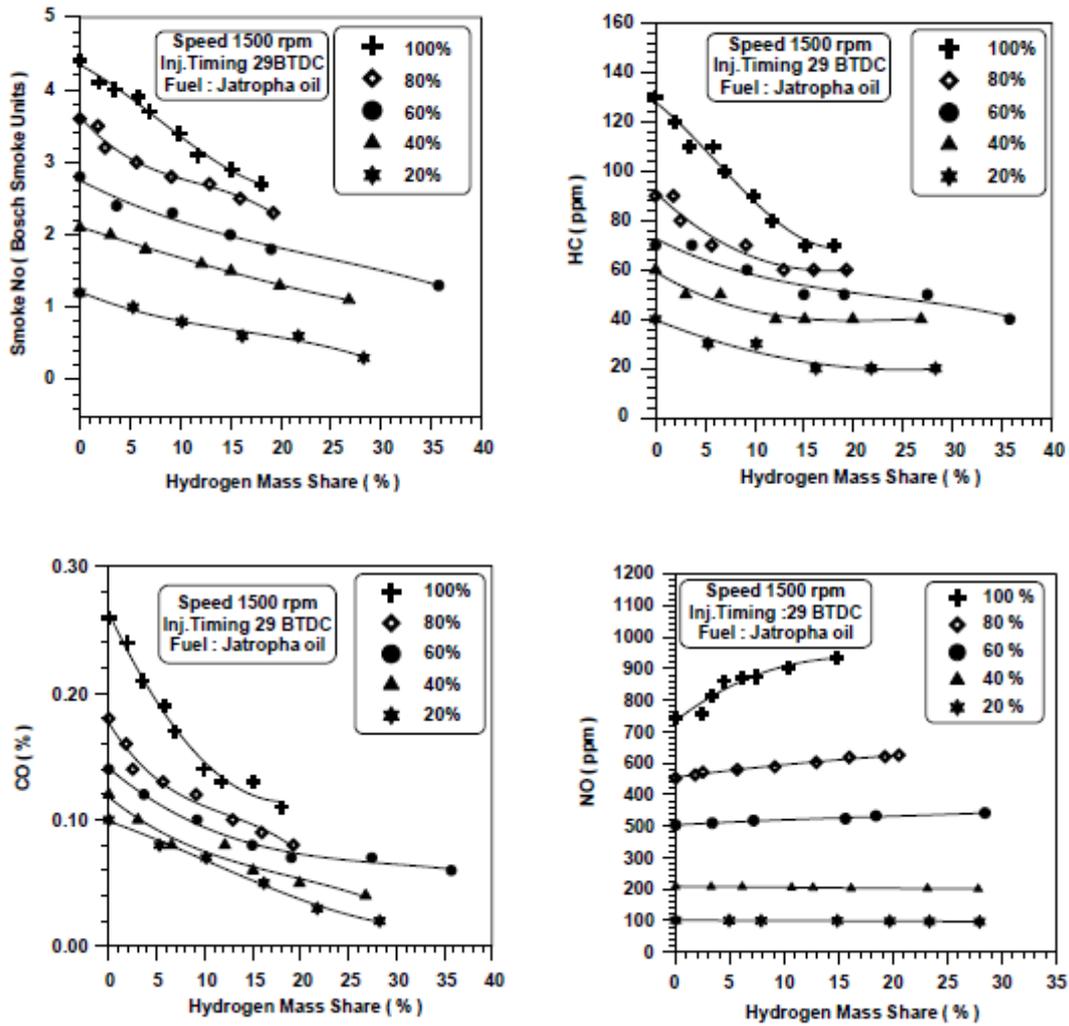
Gambar 2.16 Pengaruh Pengubahan SOI dan DOI terhadap BTE pada *Manifold Injection*

Dari hasil diamati bahwa pada teknik injeksi manifold kondisi dioptimalkan dimulainya injeksi pada GTDC dengan durasi injeksi sudut engkol 30° dengan laju aliran hidrogen 7,5 liter/menit dengan 20% EGR. Pada teknik injeksi port, kondisi yang optimal adalah mulai injeksi pada 5° BGTDC dengan durasi injeksi 30° CA dengan laju aliran hidrogen 7,5 liter/menit dengan EGR 20%. Efisiensi termal pada injeksi port meningkat sebesar 13% dan 16% pada injeksi manifold pada beban 75% dengan 20% EGR.

2.7.5 Penelitian oleh Senthil Kumar (2003)

Penelitian ini berjudul “*Use of hydrogen to enhance the performance of a vegetable oil fuelled compression ignition engine*”. Bahan bakar mesin diesel yang digunakan adalah minyak jarak karena minyak jarak tidak dapat dimakan, angka setana lebih tinggi dibanding yang lain, tananamannya bisa hidup dimana saja karena kebutuhan terhadap air yang sangat rendah. Hidrogen ditambahkan untuk mengurangi kekurangan dari penggunaan bahan bakar nabati (minyak jarak) diantaranya yaitu rendah *brake thermal efficiency* dan emisi yang tinggi. Penelitian menggunakan mesin diesel pada putaran konstan yaitu 1500 rpm (*peak power* 3.7 kW) dengan kombinasi persentase hidrogen yang dimasukkan ke dalam ruang bakar.

Hasil penentilian di tunjukkan pada gamabr 2.17 dimana dengan operasi minyak jarak murni, emisi asap meningkat terutama pada output daya yang lebih tinggi. Tingkat emisi asap adalah no 4.4 *bosch smoke units* pada puncak keluaran daya. Namun, ada pengurangan signifikan dari emisi asap dari operasi bahan bakar berubah dimana emisi nya berkurang menjadi 3.7 (dengan 7% hidrogen) dikarenakan hidrogen yang diinduksikan membentuk campuran homogen dan dapat membakar lebih cepat sehingga keseluruhan campuran memiliki sedikit karbon yang dapat membentuk asap. Tingkat emisi hidrokarbon dengan operasi minyak jarak murni adalah 130 ppm pada puncak keluaran daya. Dengan operasi bahan bakar ganda dapat mengurangi emisi hidrokarbon secara sinifikan yang dikarenakan hidrogen tidak mengandung karbon. Emisi CO dengan bahan bakar ganda mengurangi sekitar 0.26% dibanding yang murni minyak jarak. Dalam pengoperasian bahan bakar ganda emisi NO meningkat dari 735 menjadi 875 ppm. Ketika hidrogen diinduksi, peningkatan laju pembakaran meningkatkan suhu yang dapat memicu pembentukan emisi NO yang lebih banyak pada beban puncak.



Gambar 2.17 Grafik Emisi Gas Buang *Smoke*, HC, CO dan NO dengan Variasi Persentase Massa Hidrogen yang Diberikan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan *engine* diesel *constant speed* dengan *electrical dynamometer*. Pengujian ini dilakukan pada mesin diesel Diamond DI 800 *generator set* dengan poros utama yang terkopel langsung dengan *electrical dynamometer*. Mesin diesel ini sudah dimodifikasi menjadi *dual fuel*, yaitu menggunakan bahan bakar biodiesel dan gas hidrogen. Proses modifikasi mesin dan pengujian ini dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian ini adalah untuk mendapatkan laju alir yang tepat terhadap nilai unjuk kerja dan emisi gas buang. Penelitian ini dibagi menjadi dua kelompok, yaitu:

- Pengujian *single fuel* dengan menggunakan bahan bakar biodiesel B100.
- Pengujian *dual fuel* menggunakan bahan bakar kombinasi B100 dan hidrogen.

3.2 Alat Uji

Peralatan uji merupakan semua jenis peralatan yang digunakan dalam penelitian. Adapun alat uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mesin Uji

Mesin yang digunakan pada penelitian ini adalah mesin diesel Diamond DI 800 buatan salah satu produsen mesin diesel dalam negeri. Berikut spesifikasi mesin yang digunakan dalam penelitian ini:



Gambar 3.1 Mesin Diesel Diamond DI 800

<i>Merk</i>	: Diesel Diamond
<i>Type</i>	: DI 800
<i>Model</i>	: 1 Silinder Diesel 4 Langkah
<i>Bore x Stroke</i>	: 82 mm x 78 mm
<i>Engine Capacity</i>	: 411 cc
<i>Max Power</i>	: 7 Hp (5,22 kW) / 2200 rpm

Continous Power : 6 Hp (4,47 kW) / 2000 rpm
Max Torsi : 2,6 Kgm / 1900 rpm
Compression Ratio : 18 : 1
Cooling System : *Hopper / Condenser*
Lube Capacity : 1,8 liter
Pilot Injection Timing : 13° BTDC
Pulley Diameter : 4 in (10.16 mm)

2. *Electrical Generator*

Electrical generator (generator listrik) yang digunakan dalam penelitian ini adalah *generator* Daiho yang dihubungkan dengan mesin diesel Diamond DI 800 dengan menggunakan *V-belt*, dimana *generator* ini memiliki spesifikasi sebagai berikut:



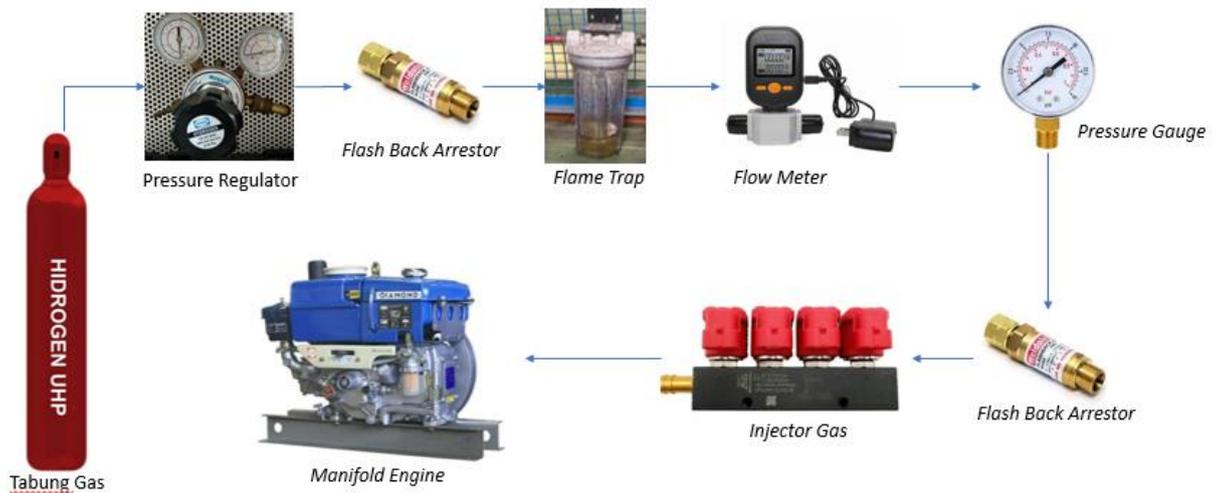
Gambar 3.2 *Electrical Generator*

Merk : Daiho
Type : ST-6
Voltage – Ampere : 230 V – 26,1 A (AC)
Max AC Output : 6 kW/ 1500 rpm
Frequency : 50 Hz
Loading System : *Electric Bulb System*
Electric Control : *Voltmeter, Amperemeter, Switch*
Pulley Diameter : 5.3 in (13.462 mm)

3. *Converter Kit*

Converter Kit adalah suatu sistem injeksi bahan bakar gas yang terdiri dari beberapa komponen yang terintegrasi yang digunakan untuk memasukkan gas hidrogen ke dalam *engine* secara aman. Salah satu alatnya adakalah regulator yang berfungsi untuk mereduksi tekanan tinggi dari 200 bar pada tabung gas hidrogen menjadi 1 bar. Selanjutnya terdapat *flash back*

arrestor dan *flame trap* menjadi alat pengaman dari kejadian *back fire/back flow* dari pembakaran didalam silinder menuju tabung hidrogen, setelah itu menuju *flow meter* dan *pressure gauge* yang digunakan untuk mengukur laju alir gas dan tekanan pada saluran menuju *flash back arrestor*. Kemudian saluran terhubung dengan injektor gas yang menjadi alat untuk penginjeksian gas hidrogen pada *intake manifold engine*. Adapun rangkaian *converter kit* yang digunakan dijelaskan pada gambar 3.3 sebagai berikut.



Gambar 3.3 Converter Kit pada Mesin Diesel Dual Fuel

4. Injector Gas

Injektor gas berfungsi untuk membuka dan menutup aliran bahan bakar gas hidrogen dari saluran menuju ruang bakar melalui *intake manifold engine*. *Start of injection* dan durasi injeksi hidrogen pada injektor diatur menggunakan *ECU programmable*. Injektor yang digunakan pada penelitian ini adalah injektor CNG Valtek seperti pada gambar 3.4 dengan spesifikasi sebagai berikut:



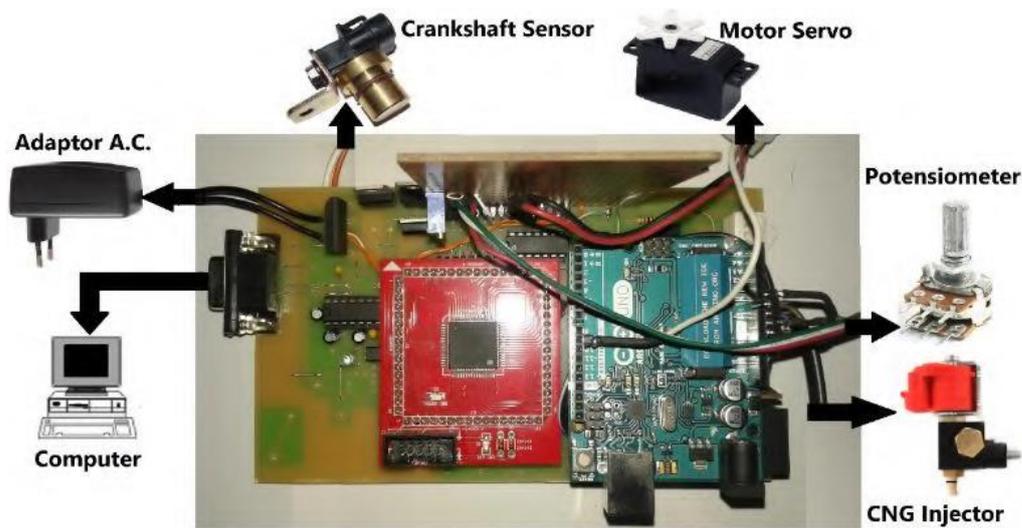
Gambar 3.4 Injektor Gas Valtek

Type	: 30 (4 CYL)
Power of Coil	: 40-144 W
Coil Resistance	: 2-3 Ω (Ohm)
Working Pressure (Max)	: 0.5-2.5 bar (4.5)

<i>Operating Temperature</i>	: -40 – 120 °C
<i>Nozzle Flow Range</i>	: 1-3.5 mm
<i>Opening Time</i>	: 0.4-0.8 ms
<i>Working voltage</i>	: 7-12 V
<i>Dimensions</i>	: 150 mm/80 mm/ 35 mm
<i>Weight</i>	: 0.63 kg

5. *Electronic Control Unit (ECU)*

ECU berfungsi sebagai penerima masukan data dari sensor sistem *dual fuel* dan mengontrol *start of injection* dan durasi injeksi bahan bakar gas hidrogen. ECU yang digunakan pada penelitian ini adalah *ECU Programmable* yang menggunakan *software VEMSTONE* pada computer yang telah dipasang program untuk *mapping* injeksi gas hidrogen seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.5 dibawah ini:



Gambar 3.5 Skema *ECU Programmable*

3.3 Alat Ukur

Alat ukur berfungsi untuk mengetahui nilai pada parameter-parameter yang akan dicari nilainya melalui pengukuran tersebut. Adapun alat ukur yang digunakan selama pengujian ini terdiri dari:

1. Gelas ukur

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar biodiesel yang dikonsumsi oleh mesin diesel. Gelas ukur ini memiliki kapasitas 25 ml.



Gambar 3.6 Gelas Ukur

2. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar biodiesel sebanyak 25 ml.



Gambar 3.7 Stopwatch

3. Amperemeter dan Voltmeter

Amperemeter merupakan alat yang digunakan untuk mengukur arus listrik (I) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik / *electrical dynamometer* sedangkan *voltmeter* adalah alat yang digunakan untuk mengukur tegangan listrik (V) yang dibangkitkan oleh *electrical dynamometer* yang disuplai ke beban.



Gambar 3.8 Amperemeter dan Voltmeter

4. *Thermocouple, Thermo Selector and Display*

Alat ini digunakan untuk mengetahui besarnya temperatur dengan cara menghubungkan sensor temperature *thermocouple type-K* dengan *Thermo Selector and Display*.



Gambar 3.9 *Thermo Selector and Display*

5. *Digital Tachometer*

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran mesin dengan cara menembakkan sinar *infrared* ke pulley atau poros mesin yang berputar. Selain itu rpm juga divalidasi dengan menambahkan sensor trigger rpm pada roda gila mesin diesel. Sensor rpm juga terhubung dengan ECU *vemstune* dan dapat terlihat pada display yang ada di laptop.



Gambar 3.10 *Digital Tachometer*

6. Beban Lampu

Beban lampu yang digunakan terdiri atas lampu pijar sebanyak 8 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu 500 watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara parallel dengan dilengkapi tombol kontak untuk pengaturan beban.



Gambar 3.11 Beban Lampu

7. Pitot Static Tube dan Differential Pressure Manometer

Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah udara yang masuk ke dalam ruang bakar. *Pitot static tube* dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan tekanan yang nantinya akan digunakan untuk mengerahui *mass flowrate* udara yang masuk ke ruang bakar dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 \quad (3.1)$$

Dimana:

P1 : Tekanan Statis (Pa)

P2 : Tekanan Stagnasi (Pa)

ρ : Massa Jenis udara (kg/m^3)

v_1 : Kecepatan di titik statis (m/s)

v_2 : Kecepatan di titik stagnasi (m/s)

Dengan mengasumsikan $\Delta Z = 0$, dan pada titik stagnasi kecepatan = 0 maka persamaan menjadi:

$$v_1^2 = \frac{2\Delta P_{1,2}}{\rho_{udara}} \quad (3.2)$$

ΔP didapat dari menggunakan alat *differential pressure manometer* seperti yang ada pada gambar 3.13, kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pressure manometer* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{v} = f \times v \quad (3.3)$$

Dimana:

f : faktor koreksi ($f = 0.86$)

\bar{v} : kecepatan rata-rata fluida (m/s)

Kemudian untuk mencari nilai debit udara yang masuk kedalam ruang bakar, data kecepatan dimasukkan kedalam rumus berikut:

$$Q = A \times \bar{v} \quad (3.4)$$

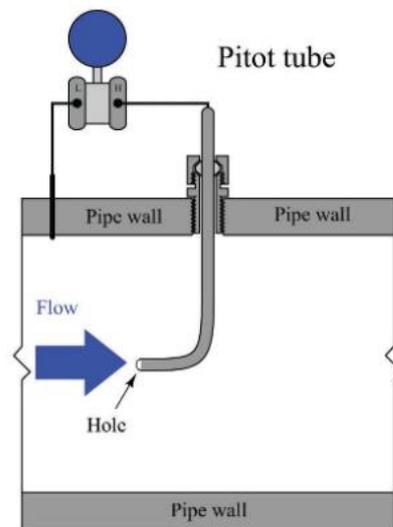
Dimana :

Q : Debit Udara (m^3/s)

A : Luas Penampang Pipa, dalam penelitian ini yaitu $1435 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$

Kemudian nilai *mass flowrate* udara (kg/s) didapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\dot{m} = \rho_{udara} \times Q \quad (3.5)$$



Gambar 3.12 Pitot Static Tube



Gambar 3.13 Differential Pressure Manometer

Type	: Differential Pressure Manometer and flowmeter
Accuracy	: +/- 0.3% FSO (25°C)
Repeatability	: +/- 0.2% (Max +/- 0.5% FSO)
Pressure Range	: +/- 2 Psi
Max Pressure	: +/- 10 psi
Unit manometer	: psi, mbar, kPa, inHg, mmg
Dimension	: 20.3 x 7.5 x 5.0
Weight	: 0.28 kg
Power Supply	: Battery 9V 1pc

8. Flow Meter Gas

Alat ini digunakan untuk mengukur laju aliran gas keluar di saluran dari tabung menuju ruang bakar. Selain itu alat ini juga bisa untuk mengukur suhu gas yang melewati saluran.



Gambar 3.14 *Flow Meter Gas*

<i>Type</i>	: MF5712
<i>Flow Range</i>	: 0-200 SLPM
<i>Accuracy</i>	: +/- (2.0+0.5FS)
<i>Repeatability</i>	: +/- 0.5%
<i>Response Time</i>	: ≤ 2 sec
<i>Max Pressure</i>	: ≤ 0.8 MPa
<i>Working Temperatur</i>	: -10 ~ 55 °C
<i>Callibration Gas</i>	: N ₂ @ 20 °C, 101,325 kPa
<i>Weight</i>	: 350 g
<i>Power Supply</i>	: 5 ~ 10 Vdc (with 220 Vac Adaptor)

9. *Gas Analyzer*

Alat ini digunakan untuk mengukur emisi CO, HC, CO₂ dan O₂ yang dikeluarkan oleh gas buang kendaraan *internal combustion*.



Gambar 3.15 *Gas Analyzer*

<i>Merk</i>	: Heshbone
<i>Type</i>	: HG-520
<i>CO measurement range</i>	: 0 – 9.99% with 0.01% resolution
<i>HC measurement range</i>	: 0 – 9999 ppm with 1 ppm resolution
<i>CO₂ measurement range</i>	: 0 – 20% with 0.01% resolution
<i>O₂ measurement range</i>	: 0 – 25% with 0.01% resolution
<i>Lamda measurement range</i>	: 0 – 2000 with 0.01% resolution
<i>AFR measurement range</i>	: 0 – 99 with 0.1 resolution
<i>Power Supply</i>	: 110/220/240 V AC 50/60 Hz

10. *Smoke Opacity Meter*

Alat ini digunakan untuk mendeteksi dan mengukur jumlah cahaya yang terhalang dalam asap yang dikeluarkan oleh kendaraan bermesin diesel.



Gambar 3.16 *Smoke Opacity Meter*

<i>Merk</i>	: Heshbone
<i>Type</i>	: HD-410
<i>Measurement range</i>	: 0-100%
<i>Precision</i>	: $\pm 1\%$
<i>Power Supply</i>	: 110/220V AC 50/60 Hz

3.4 Rancangan Eksperimen

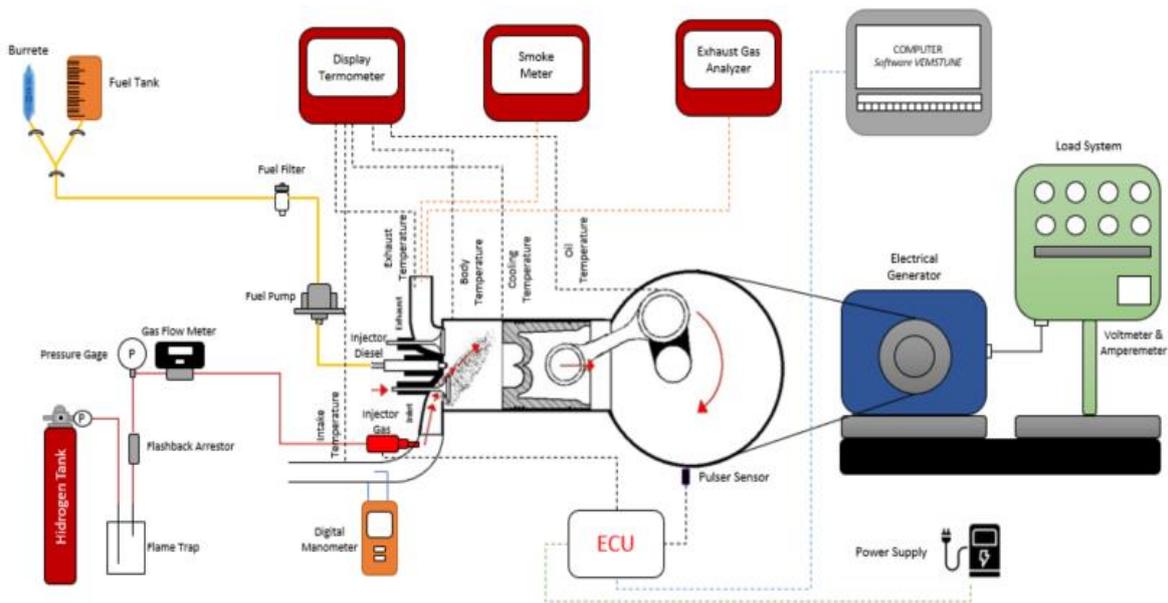
Dalam perancangan ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dengan menetapkan parameter *input* dan *output*. Tabel rancangan eksperimen dalam penelitian ini ditunjukkan dalam penelitian pada table 3.1 berikut.

Tabel 3.1 Rancangan eksperimen

Parameter input			Parameter output	
Konstan		Variasi	Diukur	Dihitung
Bahan Bakar	Pengaturan Mesin Diesel	Konsentrasi Hidrogen (lpm)		
<i>Single Fuel</i> Biodiesel B100	<ol style="list-style-type: none"> Putaran mesin 2000 rpm Pembebanan mesin 1000 Watt – 4000 Watt dengan interval 500 Watt 	-	<ol style="list-style-type: none"> Waktu konsumsi bahan bakar biodiesel setiap 25 ml. T. gas buang T. mesin T. pelumas T. air pendingin Flowrate hidrogen ΔP udara Arus listrik Tegangan listrik Emisi gas buang (HC, CO, CO₂ dan Smoke) 	<ol style="list-style-type: none"> Daya Torsi Bmep BTE SFC Biodiesel Tersubsitusi HES AFR Energi per siklus
<i>Dual Fuel</i> B100- Hidrogen	<ol style="list-style-type: none"> SOI bahan bakar diesel 13° BTDC Tekanan gas hidrogen 1 bar SOI gas hidrogen 0°BTDC 	2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm, dan 10 lpm		

3.5 Skema Penelitian

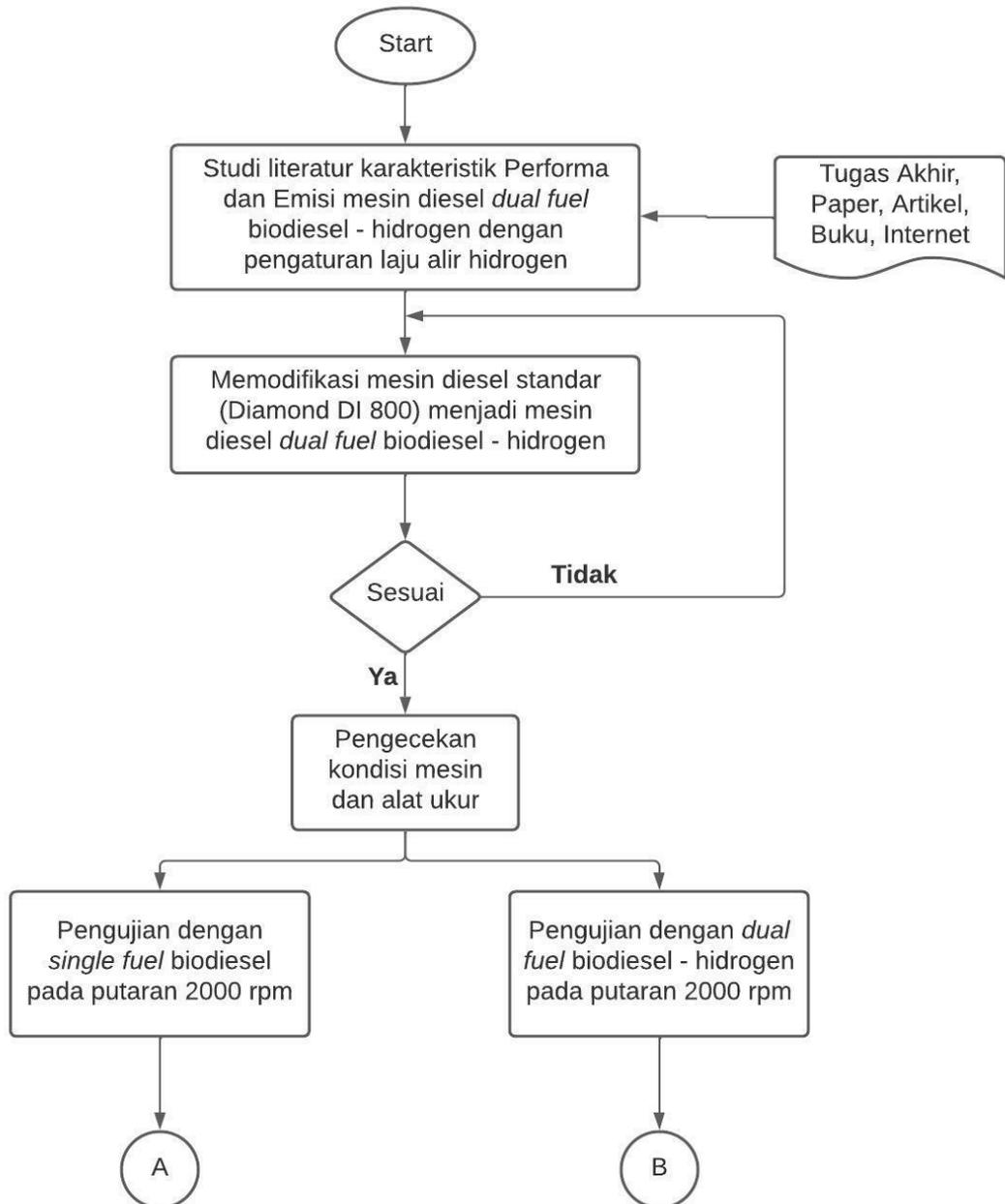
Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan skema rancangan penelitian agar didapatkan urutan pengujian dengan tepat. Adapun skema penelitian dalam melakukan pengujian yang akan dilakukan ditunjukkan pada gambar 3.14 dibawah ini.

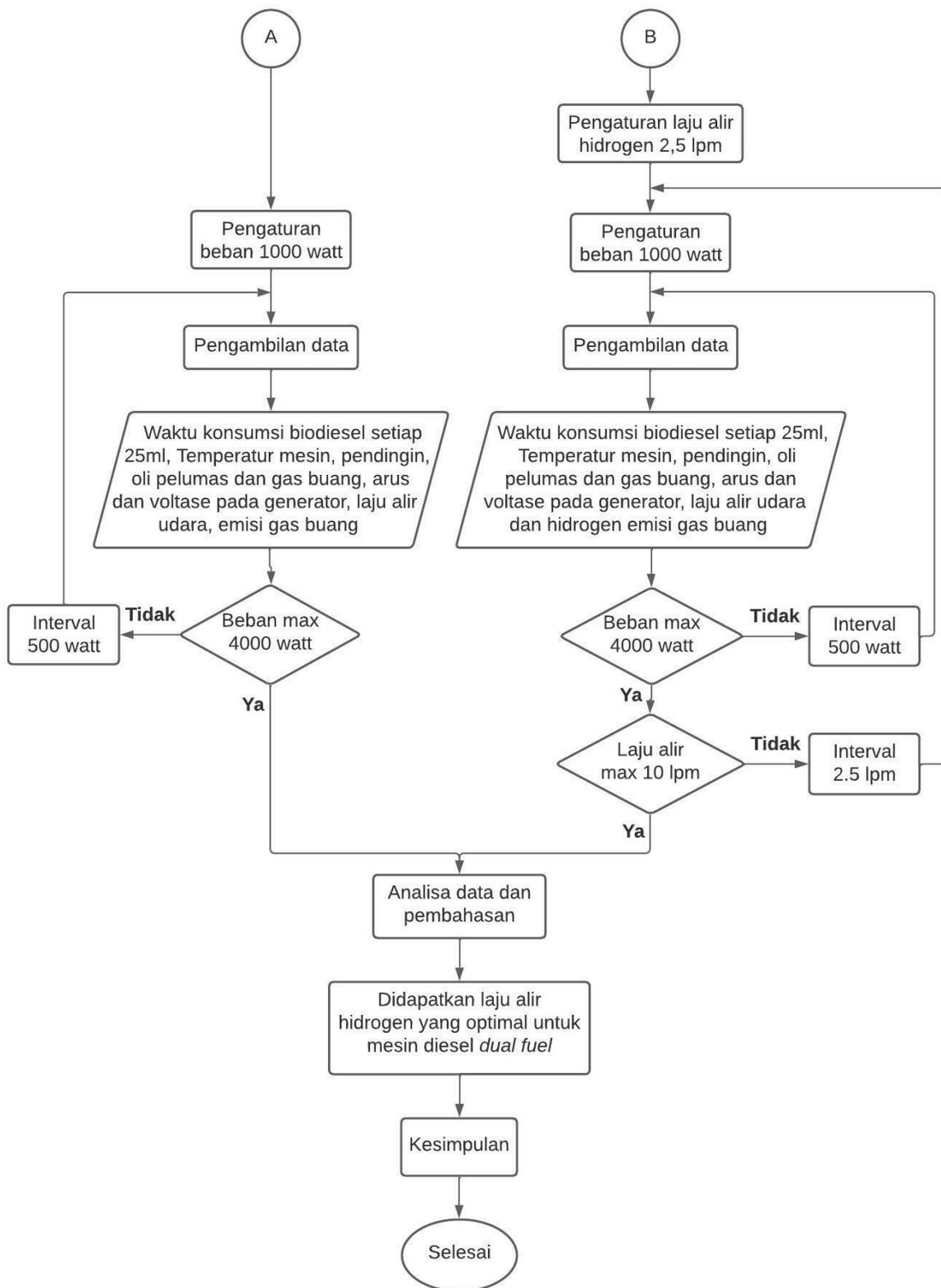


Gambar 3.17 Skema Penelitian

3.6 Flowchart Penelitian

Dalam melakukan penelitian eksperimen perlu dilakukan pembuatan *flowchart* penelitian yang berfungsi untuk menjelaskan secara singkat alur atau proses penelitian eksperimen yang dilakukan. Adapun *flowchart* pada penelitian ditunjukkan pada gambar 3.15 dibawah ini.





Gambar 3.18 *Flowchart* Penelitian

3.7 Langkah-Langkah Percobaan

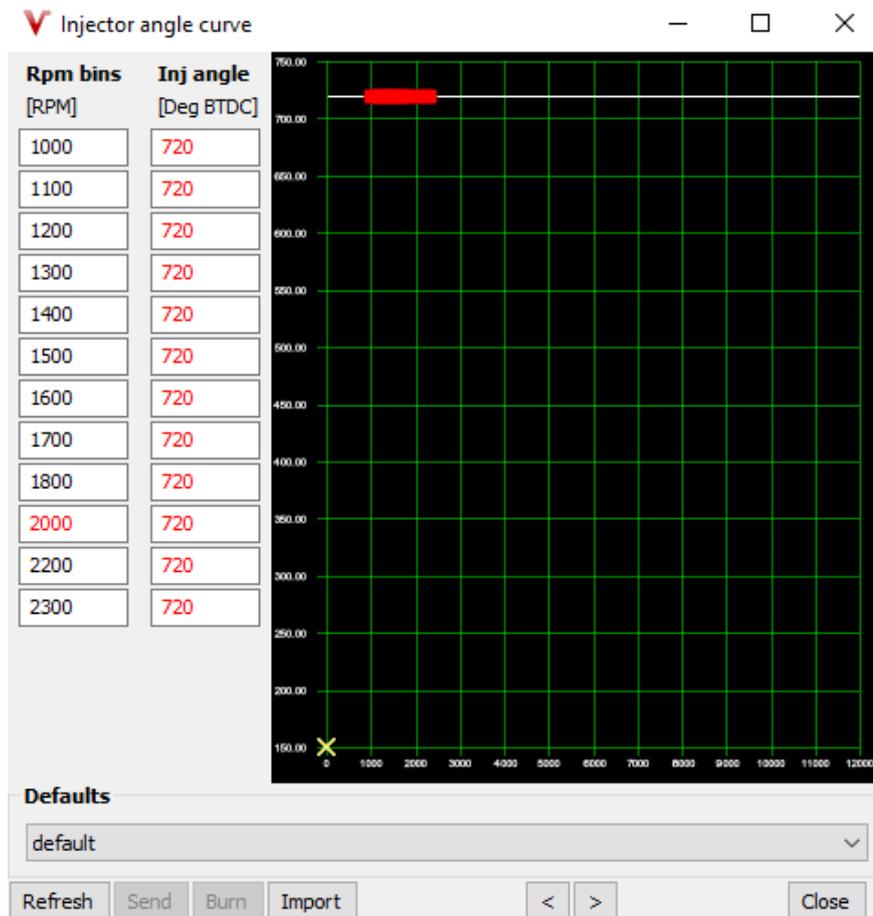
Adapun prosedur pengambilan data eksperimen secara umum adalah sebagai berikut:

Pengujian mesin diesel standar (*diesel single fuel*).

- a. Mesin uji dipanaskan sampai mencapai temperatur kerja mesin 80°C.
- b. Semua peralatan uji seperti alat ukur sudah terpasang sesuai dengan fungsinya masing-masing.
- c. Pengujian mesin diesel standar dilakukan dengan variasi beban mesin yang dimulai dari beban mesin 1000 Watt.
- d. Setelah dilakukan pembebanan 1000 watt selanjutnya melakukan pengujian dengan melihat tanda pada gelas ukur bahan bakar biodiesel yang menunjukkan tepat di garis 25 ml.
- e. Pengujian variasi pertama dihentikan apabila konsumsi bahan bakar biodiesel sudah menunjukkan tepat di garis 0 ml pada gelas ukur.
- f. Kemudian dilakukan perekaman data yang diperlukan seperti tegangan dan arus listrik pada generator, perbedaan tekanan pada *intake manifold*, waktu konsumsi bahan bakar, emisi gas buang HC, CO, CO₂ dan Smoke.
- g. Apabila variasi beban pertama sudah selesai, kemudian dilanjutkan variasi beban selanjutnya hingga beban 4000 watt dengan interval 500 watt yang dilakukan seperti mengulang langkah “d”.
- h. Setelah pengujian sudah selesai dilakukan sampai beban 4000 watt, kemudian mesin dimatikan.

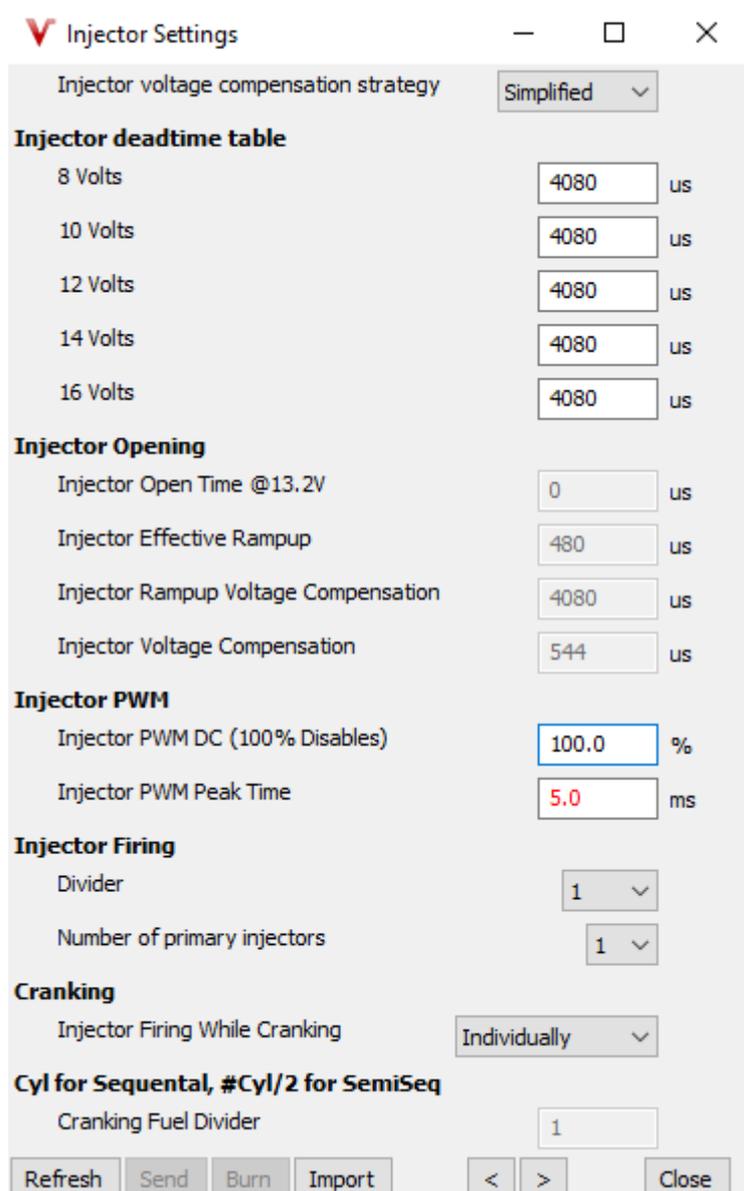
Pengujian mesin diesel *dual fuel* berbahan bakar biodiesel B100-gas hidrogen.

- a. Mesin uji dipanaskan sampai mencapai temperatur kerja mesin $\pm 80^{\circ}\text{C}$.
- b. Semua peralatan uji seperti alat ukur sudah terpasang sesuai dengan fungsinya masing-masing.
- c. Pastikan mesin sudah beroperasi menggunakan dua bahan bakar dengan cara mengaktifkan sistem *converter kit* dari bahan bakar hidrogen.
- d. Pengujian pertama dilakukan dengan pengaturan konsentrasi hidrogen sesuai dengan rancangan eksperimen yang dimulai pada beban mesin 1000 watt.
- e. Pengaturan *start of injection* dan tekanan bahan bakar hidrogen tidak divariasikan, melainkan tetap 0°BTDC dan 1 bar. SOI diatur dengan cara mensetting pada ECU *vemstone* seperti gambar 3.19 sedangkan tekanan diatur dengan cara memutar *pressure regulator* pada tabung hidrogen.



Gambar 3.19 Pengaturan *Start of Injection* pada ECU *Vemstune*

- f. Pengaturan konsentrasi hidrogen 2.5 lpm dengan cara mengatur durasi injeksi pada ECU *vemstune* seperti gambar 3.20, dan didapatkan keterkaitan bahwa dengan durasi 4 ms didapatkan laju alir hidrogen 2.5 lpm. Dan variasi lain dijelaskan pada tabel 3.2.



Gambar 3.20 Pengaturan Durasi / Laju Alir Gas Hidrogen pada ECU *Vemstune*

Tabel 3.2 Tabel Perbandingan Laju Alir dan Durasi Injeksi Gas Hidrogen

Flowrate H2					
T(°C)	P(bar)	SLPM	LPM	DI (ms)	Crank Angle(°)
32	1	2.3	2.57	4	48
32	1	4.5	5.02	5	60
32	1	6.8	7.59	7	84
32	1	9	10.05	9	108

- g. Setelah beban mesin diatur menjadi 1000 watt selanjutnya melakukan pengujian dengan melihat tanda pada gelas ukur bahan bakar biodiesel yang menunjukkan tepat di garis 25 ml.

- h. Pengujian variasi pertama dihentikan apabila konsumsi bahan bakar biodiesel sudah menunjukkan tepat di garis 0 ml pada gelas ukur.
- i. Kemudian dilakukan perekaman data yang diperlukan seperti tegangan dan arus listrik pada generator, perbedaan tekanan pada *intake manifold*, *mass flowrate* gas hidrogen, waktu konsumsi bahan bakar dan emisi gas buang HC, CO, CO₂, Smoke.
- j. Apabila variasi laju alir gas hidrogen dan beban pertama sudah selesai, kemudian dilanjutkan variasi beban selanjutnya hingga beban 4000 watt dengan interval 500 watt yang dilakukan seperti mengulang langkah “e” dengan mengganti variasi konsentrasi gas hidrogen dan beban mesin.
- k. Setelah pengujian sudah selesai dilakukan sampai beban mesin 4000 watt dan variasi konsentrasi gas hidrogen 10 lpm, pengambilan data selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap sampai nol dan menonaktifkan sistem injeksi bahan bakar gas hidrogen yang masuk ke *intake manifold* sehingga tidak ada lagi suplai gas.
- l. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit, kemudian mesin dimatikan.

Setelah semua pengujian dilakukan dan semua data sudah didapatkan maka langkah selanjutnya adalah pembersihan alat ukur dan tempat kerja.

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Pada eksperimen ini didapatkan data-data yang harus diolah lebih lanjut untuk mendapatkan karakteristik performa mesin diesel Diamond DI 800 *generator set* sistem *dual fuel* biodiesel dan gas hidrogen. Untuk itu perlu didapatkan parameter-parameter dengan cara diukur dan dihitung. Parameter yang diukur adalah besaran arus, tegangan, waktu konsumsi bahan bakar biodiesel 25 ml, temperatur gas buang, *flow rate* hidrogen, Δp tekanan udara dan emisi (HC, CO dan *smoke*). Sedangkan untuk parameter yang dihitung meliputi daya, torsi, BMEP, BTE, SFC, biodiesel tersubsitusi, *hydrogen energy share* (HES) dan AFR. Agar didapatkan data pembanding dalam penelitian ini, maka dilakukan pengujian awal saat mesin dioperasikan dengan *single fuel* biodiesel dengan pasokan udara *naturally aspirated*. Beban listrik tertinggi yang dapat dicapai oleh *generator set* adalah 4000 Watt.

Namun sebelum pengambilan data perlu dilakukan pengujian terhadap beberapa parameter *properties* dari bahan bakar. Karena setiap bahan bakar pasti memiliki *properties* (sifat atau karakter) yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Perbedaan bahan bakar akan mempengaruhi pada pengolahan data dan parameter untuk menentukan karakteristik performa mesin diesel Diamond DI 800. Berikut merupakan tabel *properties* bahan bakar:

Tabel 4.1 Data *Properties* Bahan Bakar

<i>Properties</i>	Dexlite	B100	Hidrogen
<i>Density (kg/m³)</i>	0.8490 ₍₃₎	0.8395 ₍₃₎	0.089 ₍₁₎
<i>Calorific Value (Mj/kg)</i>	53.439 ₍₅₎	47.576 ₍₅₎	120 ₍₁₎
<i>Flame Speed (m/s)</i>	0.3 ₍₆₎	-	2.7 ₍₁₎
<i>Cetane Number</i>	53.80 ₍₃₎	49.40 ₍₃₎	-
<i>Auto Ignition Temperature (°C)</i>	280 ₍₆₎	-	585 ₍₁₎
<i>Octane Number</i>	-	-	130+ ₍₂₎
<i>Viscosity Kinematic at 40°C (centi-stokes)</i>	3.45 ₍₃₎	3.02 ₍₃₎	-
<i>Flash Point (°C)</i>	-	113.3 ₍₄₎	<-253 ₍₂₎
<i>Stoichiometric Air Fuel Ratio</i>	14.5 ₍₇₎	12.5 ₍₇₎	34.3 ₍₁₎

Sumber:

- (1) : (Thiyagarajan et al. 2022)
- (2) : (Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies 2001)
- (3) : Uji Lab BPKI
- (4) : Uji Lab Mobar UB
- (5) : Uji Lab Politeknik
- (6) : (Senthil Kumar, Ramesh, and Nagalingam 2003)
- (7) : (Wojciech Tutak 2020)

Pada Tabel 4.1, perolehan data pada setiap parameter *properties* bahan bakarmenggunakan peralatan sesuai standar pada setiap pengujian. Nilai viskositas kinematik biodiesel B100 yang berasal dari minyak kelapa sawit adalah 3.02 cSt pada suhu 40°C dan nilai tersebut lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar diesel dexlite 3.45 cSt. Selain itu nilai densitas biodiesel lebih tinggi berada pada angka 0.8395 kg/m³. Parameter ini akan mempengaruhi proses injeksi, atomisasi dan pembakaran biodiesel. Semakin tinggi nya nilai viskositas akan mengganggu proses injeksi dan buruknya atomisasi bahan bakar. *Flash point* biodiesel sangat tinggi (disekitar 113.3°C). Semakin tinggi nilai *flash point* memberi arti semakin sulit bahan bakar untuk menguap dan bereaksi dengan udara yang dapat meningkatkan emisi *smoke*. Biodiesel memiliki nilai kalor dan angka setana yang lebih rendah dibandingkan dexlite yaitu 47.576 MJ/kg dan 49.40. Karena nilai kalor biodiesel yang lebih rendah dibandingkan dexlite menyebabkan laju aliran bahan bakar yang lebih besar untuk menghasilkan power yang sama. Angka setana yang lebih rendah menyebabkan proses *ignition delay* yang lebih luas. Semakin luas *ignition delay* menyebabkan kemungkinan *knocking* semakin besar dan *peak pressure* yang berada jauh setelah TDC yang dapat menyebabkan performa kurang baik. Namun hal ini dapat diantisipasi dengan memajukan derajat *injection timing* bahan bakar biodiesel (Senthil Kumar, Ramesh, and Nagalingam 2003).

Pemanfaatan gas hidrogen adalah sebagai bahan tambahan pada mesin diesel, hal ini dikarenakan karakteristik dari *auto-ignition temperature* pada bahan bakar ini lebih tinggi sebesar 585⁰ C sehingga dapat digunakan pada mesin yang memiliki kompresi tinggi seperti mesin diesel (Wojciech Tutak 2020). Hidrogen memiliki nilai kalor yang hampir tiga kali lipat biodiesel yaitu 120 MJ/kg. Artinya hanya membutuhkan sedikit hidrogen untuk menghasilkan power yang sama. Selain itu hidrogen merupakan bahan bakar gas yang sangat baik atomisasi dan reaksinya dengan udara. Kecepatan rambat hidrogen sangat cepat hingga bisa mencapai 2.7 m/s. Hal ini berguna untuk memperbaiki pembakaran oleh bahan bakar biodiesel. Gas hidrogen memiliki nilai AFR Stoikiometri yang sangat besar yaitu 34.3 dibandingkan bahan bakar diesel 14.5, yang artinya dibutuhkan lebih banyak udara pada proses pembakaran campuran hidrogen dibandingkan bahan bakar diesel. Karena hal itu pengoperasian bahan bakar ganda biodiesel dan hidrogen menawarkan potensi pengurangan emisi *smoke* dan peningkatan performa serta efisiensi *thermal* yang baik. Sebagian bahan bakar biodiesel digantikan oleh bahan bakar hidrogen sehingga menghasilkan emisi *smoke* dan *carbon* yang lebih rendah.

4.2 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan melakukan perhitungan unjuk kerja adalah untuk mengetahui unjuk kerja dari mesin diesel Diamond DI 800 *generator set* berbahan bakar *single fuel* biodiesel dan *dual fuel* biodiesel-hidrogen pada saat *start of injection* (SOI) 0°BTDC serta durasi injeksi (DI) 4 *milisecond* (ms) dengan tekanan gas hidrogen konstan 1 bar sehingga menghasilkan laju alir pada *flowmeter* 2.3 SLPM (2.5 lpm). Data yang digunakan pada contoh perhitungan ini merupakan data yang diambil saat kondisi beban 2500 Watt.

4.2.1 Laju Aliran Mass Fluida (\dot{m})

Laju aliran massa (*mass flow rate*) fluida dalam pipa baik udara maupun bahan bakar gas dapat dihitung dari data yang diperoleh dari alat ukur. *Mass flow rate* udara diukur menggunakan *manometer digital* dan *mass flow rate* bahan bakar gas hidrogen diukur dengan menggunakan *flow meter digital*, dan untuk *mass flow rate* biodiesel diukur dengan menggunakan gelas ukur (25 ml).

1. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) udara

Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) udara pada pengujian *diesel single fuel* dan *diesel dual fuel* menggunakan persamaan yang sama. Pengukuran aliran udara masuk dilakukan dengan memasang *pitot tube* pada saluran masuk udara, kemudian *pitot tube* dihubungkan dengan *manometer digital* sehingga didapatkan nilai Δp tekanan yang ada didalam saluran pipa, kemudian dikonversi menjadi menggunakan rumus sebagai berikut:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta P_{1,2}}{\rho_{udara}}}$$
$$v = \sqrt{\frac{2 \times (13.2563) \frac{kg}{m^2}}{1.172 \frac{kg}{m^3}}}$$
$$v = 4.7562 \frac{m}{s}$$

Kecepatan aliran udara yang diukur dengan menggunakan *pitot tube* merupakan kecepatan maksimal dari udara yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata udara tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\bar{v} = 0.86 \times v$$
$$\bar{v} = 0.86 \times 4.7562 \frac{m}{s}$$
$$\bar{v} = 4.09 \frac{m}{s}$$

Maka laju aliran massa udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{m} = \rho \times \bar{v} \times A_{\text{pipa saluran udara}}$$
$$\dot{m}_{udara} = 1.172 \frac{kg}{m^3} \times 4.09 \frac{m}{s} \times 0.001378 m^2 \times \frac{1000gr}{1 kg}$$
$$\dot{m}_{udara} = 6.605 \frac{gr}{s}$$

2. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) bahan bakar gas hidrogen

Perhitungan laju alir massa (\dot{m}) dari bahan bakar gas hidrogen di dalam saluran menggunakan *flow meter gas digital*. Tekanan tabung gas hidrogen dari tabung 150 bar diturunkan menjadi 1 bar (≈ 14.504 psi) dengan menggunakan alat *pressure regulator*, temperatur gas dapat juga terbaca oleh *flow meter gas digital* yaitu dalam penelitian ini ($T=32^\circ\text{C} \approx 305.15$ °K), *specific gas konstan hydrogen* (R) = 4124 Nm/kg°K sehingga berlaku hukum *compressible flow* dengan persamaan berikut:

$$\rho_{gas} = \frac{P}{R \times T}$$

$$\rho_{gas} = \frac{1 \times 10^5 \frac{N}{m^2}}{4124 \frac{Nm}{kg} K \times 305.15 K}$$

$$\rho_{gas} = 0.07946 \frac{kg}{m^3} \approx \frac{gr}{L}$$

Pengukuran laju aliran massa dari bahan bakar gas hidrogen dilakukan dengan *flow meter gas digital* dalam satuan SLPM (*standard litre per minute*), karena faktor koreksi dari gas N₂ menjadi H₂ hanya (1/1,01) maka bisa dikatakan bahwa nilai SLPM yang terbaca pada *flow meter gas digital* sama dengan nilai SLPM H₂, kemudian di konversi menjadi lpm (*litre per minute*) menggunakan persamaan berikut:

$$lpm = SLPM \times \frac{T_{gas}}{273,15 (K)} \times \frac{14.504}{P_{gas}(psi)}$$

$$lpm = 2.3 \times \frac{305.15}{273,15 (K)} \times \frac{14.504}{14.504}$$

$$lpm = 2.569 \frac{L}{min}$$

Kemudian mencari *mass flow rate* gas hidrogen yang masuk ke ruang bakar pada pengujian sistem *diesel dual fuel* menggunakan persamaan:

$$\dot{m} = \rho_{gas} \times lpm$$

$$\dot{m}_{hidrogen} = 0.07946 \frac{gr}{L} \times 2.569 \frac{L}{min} \times \frac{1 min}{60 s}$$

$$\dot{m}_{hidrogen} = 0.003402 \frac{gr}{s}$$

3. Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) biodiesel

Perhitungan *mass flow rate* (\dot{m}) biodiesel dapat diperoleh apabila waktu konsumsi bahan bakar dan volume bahan bakar diketahui. Dalam penelitian ini, volume bahan bakar yang ditetapkan menggunakan gelas ukur sebesar 25 ml dan waktunya diukur menggunakan *stopwatch*. Persamaan yang digunakan untuk menghitung *mass flow rate* biodiesel adalah sebagai berikut:

$$\dot{m}_{biodiesel} = \frac{\rho_{biodiesel} \times V_{gelas ukur}}{t}$$

$$\dot{m}_{biodiesel} = \frac{860 \frac{gr}{L} \times 25 mL \times \frac{1 L}{1000 mL}}{81 s}$$

$$\dot{m}_{biodiesel} = 0.266 \frac{gr}{s}$$

4.2.2 Daya (Ne)

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

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\theta}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}}$$

$$Ne = \frac{248 \times 9.6 \times 1}{0.9 \times 0.95}$$

$$Ne = 2784.56 \text{ Watt}$$

4.2.3 Torsi (Mt)

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung melalui penurunan rumus daya efektif seperti pada persamaan berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{2\pi \times n}$$

$$Mt = \frac{60 \times 2784.56 \text{ Watt}}{2\pi \times 2000 \text{ rpm}}$$

$$Mt = 13.302 \text{ Nm}$$

4.2.4 Breake Mean Effective Pressure (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. BMEP pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$bmep = \frac{2\pi \times z \times Mt}{V \times i \times 10^5}$$

$$bmep = \frac{2\pi \times 2 \times 13.302 \text{ Nm}}{0.000411 \text{ m}^3 \times 1 \times 10^5} \times \frac{\text{bar}}{\text{Nm}}$$

$$bmep = 4.065 \text{ bar}$$

4.2.5 Brake Thermal Efficiency (BTE)

Brake thermal efficiency (BTE) atau efisiensi *thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Untuk efisiensi *thermal* mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi biodiesel-gas hidrogen dituliskan dalam persamaan:

$$BTE = \frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel} \times LHV_{biodiesel}) + (\dot{m}_{hidrogen} \times LHV_{hidrogen})} \times 100\%$$

$$BTE = \frac{2784.56 \text{ Watt}}{\left(0.266 \frac{\text{gr}}{\text{s}} \times 47.576 \frac{\text{kJ}}{\text{gr}}\right) + \left(0.003402 \frac{\text{gr}}{\text{s}} \times 120 \frac{\text{kJ}}{\text{gr}}\right)} \times 100\%$$

$$BTE = 21.9482 \%$$

4.2.6 Specific Fuel Consumption (SFC)

Specific fuel consumption atau konsumsi bahan bakar spesifik adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) kW selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar m (gr) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar sekian kW maka pemakaian bahan bakar per jam adalah:

$$sfc_{dual} = \frac{3600 \times (\dot{m}_{biodiesel} + \dot{m}_{hidrogen})}{Ne}$$

$$sfc_{dual} = \frac{3600 \times \left(0.266 \frac{\text{gr}}{\text{s}} + 0.003402 \frac{\text{gr}}{\text{s}}\right)}{784.56 \text{ Watt}} \times \frac{1000 \text{ Watt}}{\text{kW}} \times \frac{1 \text{ s}}{\text{jam}}$$

$$sfc_{dual} = 344.7580 \frac{\text{gr}}{\text{kWh}}$$

4.2.7 Biodiesel Tersubsitisi

Dengan menggunakan sistem *dual fuel*, penggunaan bahan bakar biodiesel berkurang karena tersubsitisi oleh bahan bakar gas hidrogen. Besarnya biodiesel yang tersubsitisi dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\text{Biodiesel tersubsitisi} = \frac{\dot{m}_{bio \text{ (single fuel)}} + \dot{m}_{bio \text{ (dual fuel)}}}{\dot{m}_{bio \text{ (single fuel)}}} \times 100\% \quad (4.1)$$

$$\text{Biodiesel tersubsitisi} = \frac{0.3272 \frac{\text{gr}}{\text{s}} - 0.266 \frac{\text{gr}}{\text{s}}}{0.3275 \frac{\text{gr}}{\text{s}}} \times 100\%$$

$$\text{Biodiesel tersubsitisi} = 18.52 \%$$

4.2.8 Hydrogen Energy Share (HES)

Hydrogen energy share (HES) merupakan persentase besarnya energi dari hidrogen yang diberikan ke dalam ruang bakar untuk melakukan proses pembakaran. Besarnya persentase dapat dicari menggunakan rumus sebagai berikut:

$$HES = \frac{(\dot{m}_{hidrogen} \times LHV_{hidrogen})}{(\dot{m}_{hidrogen} \times LHV_{hidrogen}) + (\dot{m}_{biodiesel} \times LHV_{biodiesel})} \times 100\% \quad (4.2)$$

$$HES = \frac{(0.003402 \frac{\text{gr}}{\text{s}} \times 120 \frac{\text{kJ}}{\text{g}})}{(0.003402 \frac{\text{gr}}{\text{s}} \times 120 \frac{\text{kJ}}{\text{g}}) + (0.266 \frac{\text{gr}}{\text{s}} \times 47.576 \frac{\text{kJ}}{\text{g}})} \times 100\%$$

$$HES = 3.1183 \%$$

4.2.9 Air Fuel Ratio (AFR)

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan anatara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Perumusan AFR yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan persamaan berikut:

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

$$AFR = \frac{6.605 \frac{gr}{s}}{(0.266 \frac{gr}{s} + 0.003402 \frac{gr}{s})}$$

$$AFR = 24.46$$

4.2.10 Kandungan Energi Per Siklus

Energi per siklus (EPS) merupakan besar nilai energi yang masuk ke ruang bakar setiap 1 siklus kerja. Hal yang mempengaruhi energi adalah nilai kalor bakar, durasi injeksi dan laju aliran yang dimiliki oleh setiap bahan bakar. Dalam penelitian ini, perumusan energi per siklus adalah sebagai berikut:

$$Energi\ Per\ Siklus = (DI_{bio} \times \dot{m}_{bio} \times LHV_{bio}) + (DI_{H2} \times \dot{m}_{H2} \times LHV_{H2}) \quad (4.3)$$

$$EPS = \left(\frac{25^\circ}{360^\circ \times 2000\ rpm} \times \frac{60\ s}{1\ min} \times 0.267 \frac{gr}{s} \times 47.576 \frac{kJ}{gr} \right) + \left(0.004\ s \times 0.0034 \frac{gr}{s} \times 120 \frac{kJ}{gr} \right)$$

$$Energi\ Per\ Siklus\ (EPS) = 0.028\ kJ$$

Dimana :

DI : Durasi Injeksi (Biodiesel konstan = 25° CA)

4.3 Analisis Unjuk Kerja

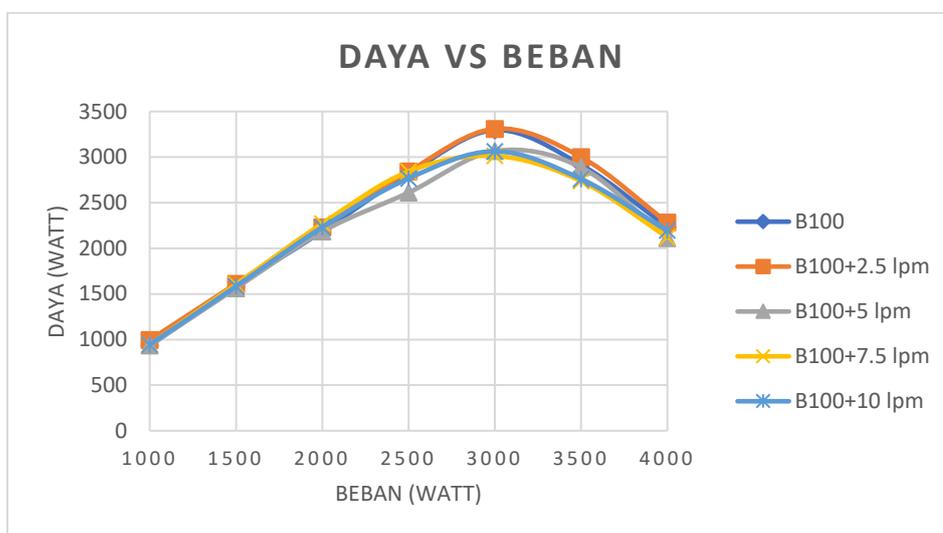
Setelah dilakukan perhitungan unjuk kerja pada data-data pengujian, maka hasil perhitungan ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap yang mana pada tiap gambar grafik menampilkan data semua sesi pengujian yang ditulis dalam *legend*, dengan keterangan:

- B100 : Pengujian pada *single fuel* B100
- B100 + 2.5 lpm : Pengujian pada *dual fuel* B100 dengan laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm
- B100 + 5 lpm : Pengujian pada *dual fuel* B100 dengan laju aliran gas hidrogen 5 lpm
- B100 + 7.5 lpm : Pengujian pada *dual fuel* B100 dengan laju aliran gas hidrogen 7.5 lpm
- B100 + 10 lpm : Pengujian pada *dual fuel* B100 dengan laju aliran gas hidrogen 10 lpm

4.3.1 Daya Terhadap Beban

Daya adalah analisa ukuran kemampuan dari suatu mesin untuk menghasilkan kerja yang berguna per satuan waktu yang dinyatakan dalam Watt (W). Daya didapatkan melalui perhitungan voltase dan arus hasil dari generator serta efisiensi generator dan transmisi yang telah ditetapkan. Penelitian dilakukan dengan variasi bahan bakar *single fuel* dan *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5, 5, 7.5 dan 10 lpm.

Unit *generator set* bekerja dengan menghasilkan tegangan listrik dimana putaran *generator* harus dijaga konstan pada 1500 rpm untuk mendapatkan tegangan listrik tetap. Dengan melakukan perbandingan diameter pulley antara *generator* dan mesin didapatkan hasil perbandingan putaran mesin harus dijaga konstan 2000 rpm agar putaran *generator* 1500 rpm. Kemudian pada saat beban listrik ditambah maka akan menyebabkan putaran *generator* yang diputar oleh mesin akan turun. Putaran tersebut diperoleh dengan melakukan kontrol pada jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar melalui mekanisme pompa injeksi biodiesel. Setiap penambahan beban listrik maka jumlah bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan lebih banyak untuk menjaga putaran mesin konstan. Pada mekanisme *dual fuel*, bahan bakar hidrogen yang masuk ke *intake manifold* tekanan keluarannya dijaga konstan pada *pressure regulator* dan durasi injeksi divariasikan untuk mendapat laju alir yang bervariasi, sementara jumlah bahan bakar biodiesel diatur oleh pompa injeksi untuk mendapatkan putaran yang konstan.



Gambar 4.1 Grafik Daya Terhadap Beban

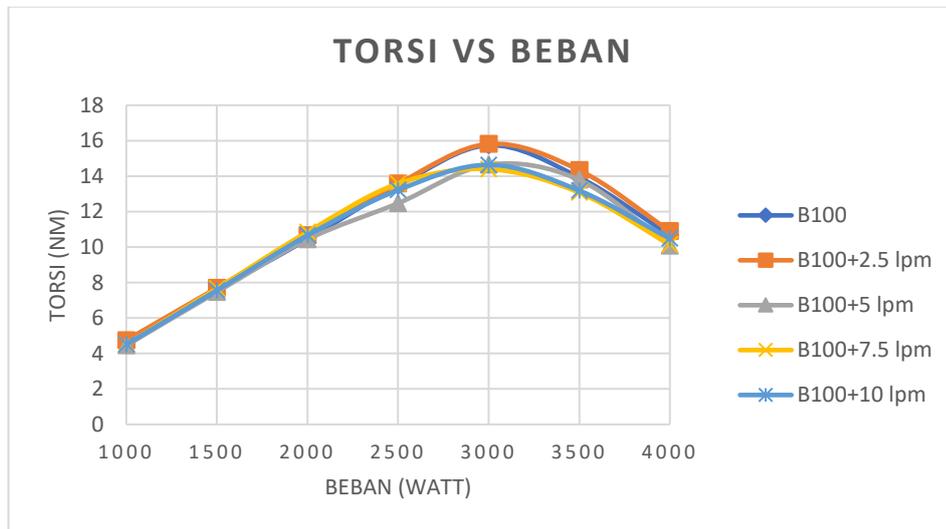
Grafik daya terhadap beban dengan variasi laju alir gas hidrogen pada gambar 4.1 Grafik daya terhadap beban mempunyai trend parabola terbuka ke bawah. Daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Bahan bakar yang bertambah banyak menyebabkan semakin banyak energi yang dapat dikonversi menjadi energi panas dan mekanik dengan udara yang cukup. Energi menjadikan daya mesin semakin besar sesuai dengan beban yang diberikan kepada mesin. Pada bahan bakar *single fuel* B100, *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm dan 10 lpm berturut-turut memiliki daya maksimum bernilai 3295.32 Watt, 3310.41 Watt, 3066.2 Watt, 3013.33 Watt dan 3063.86 Watt pada pembebanan 3000 watt.

Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan naik sebanding dengan bertambahnya beban. Untuk beban 1000 hingga 3000 watt mengikuti idealnya kenaikan daya yang linear dengan kenaikan beban. Kemudian daya cenderung turun ketika beban ditambahkan hingga 4000 watt, hal ini bisa terjadi akibat energi yang berasal dari bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar tidak mampu untuk menghasilkan daya yang sebanding dengan pembebanan. Kemudian perubahan besarnya daya antara dua sistem (*single fuel* dan *dual*) relatif kecil, hal ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil. Sedangkan jika ditinjau dari nilai kalor bahan bakar, hidrogen memiliki nilai kalor yang

jauh lebih tinggi (120 kJ/gr) dibandingkan dengan nilai kalor biodiesel. Berdasarkan hasil pengujian nilai kalor biodiesel B100 yang terdapat di lampiran pada tabel A2 bernilai 47.576 kJ/gr. Artinya penambahan energi untuk mesin relatif besar saat mesin dioperasikan dengan sistem *dual fuel*, namun fraksi laju aliran gas hidrogen yang optimal untuk mesin diamond DI 800 agar didapatkan daya maksimal adalah 2.5 lpm atau meningkat 0.46% dari sistem *single fuel* pada beban 3000 Watt. Kenaikan terbesar terjadi pada beban 1000 watt yaitu sebesar 6.4%. Jika laju alir hidrogen berlebihan daya akan menurun akibat campuran udara dan bahan bakar (AFR) yang tidak sesuai kebutuhan mesin.

4.3.2 Torsi Terhadap Beban

Torsi adalah analisa ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Dalam kenyataannya torsi dari mesin dimanfaatkan untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin atau untuk berakselerasi. Sehingga dapat disimpulkan secara sederhana bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar. Besarnya nilai kalor ditentukan oleh tekanan yang dihasilkan di dalam ruang bakar. Jika tekanan di dalam ruang bakar tinggi maka torsi yang dihasilkan juga tinggi. Pada penelitian variasi besarnya torsi berbanding lurus dengan daya karena putaran pada mesin dijaga konstan.



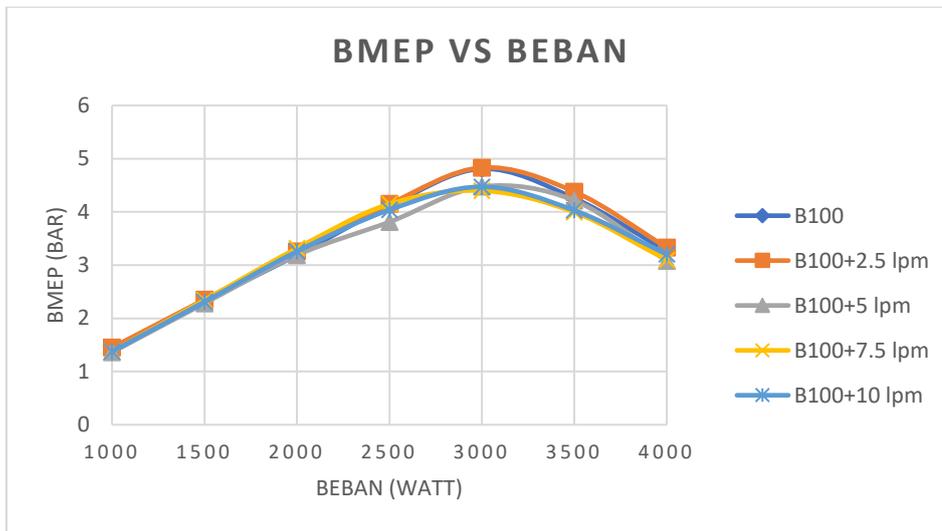
Gambar 4.2 Grafik Torsi Terhadap Beban

Grafik torsi terhadap beban dengan variasi laju alir gas hidrogen memiliki karakteristik yang sama dengan gambar 4.1. Pada bahan bakar *single fuel* B100, *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm dan 10 lpm berturut-turut memiliki torsi maksimum bernilai 15.74 Nm, 15.81 Nm, 14.64 Nm, 14.39 Nm dan 14.63 Nm pada pembebanan 3000 watt.

Perubahan torsi antara dua sistem (*single fuel* dan *dual*) relatif kecil, dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil. Laju aliran gas hidrogen yang optimal untuk mesin diamond DI 800 agar didapatkan torsi maksimal adalah 2.5 lpm atau meningkat 0.46% dari sistem *single fuel* pada beban 3000 Watt. Kenaikan terbesar terjadi pada beban 1000 watt yaitu sebesar 6.4%. Jika laju alir hidrogen berlebihan torsi akan menurun akibat campuran udara dan bahan bakar (AFR) yang tidak sesuai kebutuhan mesin.

4.3.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP) Terhadap Beban

Brake mean effective pressure atau tekanan efektif rata-rata didefinisikan dengan tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Jika diambil tekanan berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata piston. Besarnya nilai BMEP berbanding lurus dengan besarnya nilai torsi mesin.



Gambar 4.3 *Break Mean Effective Pressure* Terhadap Beban

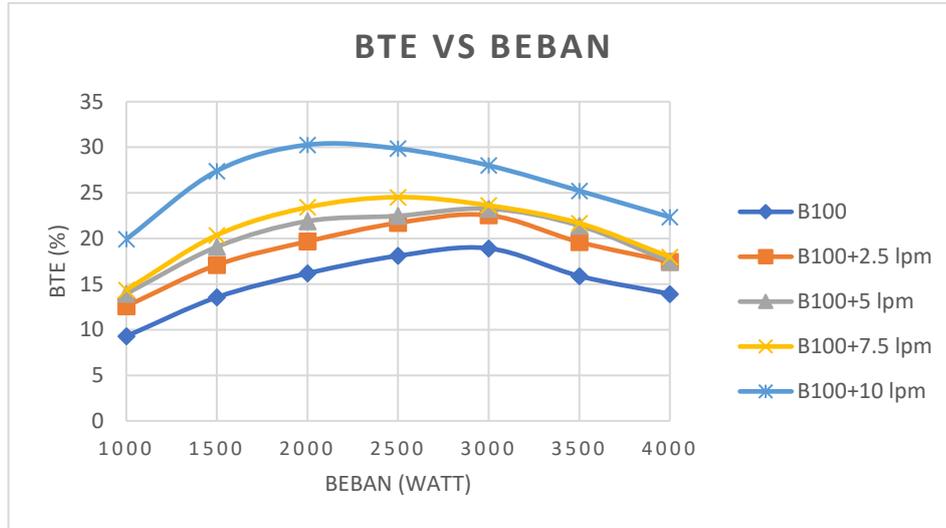
Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar menghasilkan tekanan tang bekerja pada piston untuk melakukan langkah kerja. Grafik BMEP terlihat mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan beban akan menyebabkan perubahan AFR (*air fuel ratio*) kearah campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang diledakkan diruang bakar, maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan BMEP seiring dengan kenaikan beban. Grafik BMEP terhadap beban dengan variasi laju alir gas hidrogen memiliki karakteristik yang sama dengan gambar 4.1 dan 4.2. Pada bahan bakar *single fuel* B100, *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm dan 10 lpm berturut-turut memiliki nilai BMEP maksimum sebesar 4.81 bar, 4.83 bar, 4.47 bar, 4.40 bar dan 4,47 bar pada pembebanan 3000 watt.

Analisis grafik BMEP terhadap beban listrik pada gambar 4.3 membentuk garis trend naik hingga beban 3000 watt dan setelah itu cenderung menurun, hal ini akibat kemampuan mesin maksimal hanya 3kW dan apabila diberi beban tambahan mesin tidak mampu memenuhi kebutuhan beban tersebut. Dengan laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm nilai BMEP meningkat 0.46% dari sistem *single fuel* pada beban 3000 Watt. Kenaikan terbesar terjadi pada beban 1000 watt yaitu sebesar 6.4%. Perubahan nilai BMEP yang cukup kecil antara variasi *flow rate* maupun dengan sistem *single fuel*, hal ini akibat dari perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil.

4.3.4 Brake Thermal Efficiency (BTE) Terhadap Beban

Brake thermal efficiency atau efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Semakin sedikit energi yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya yang

sama, memberikan efisiensi thermal yang 19baik. Penelitian dilakukan dengan variasi bahan bakar *single fuel* dan *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5, 5, 7.5 dan 10 lpm.



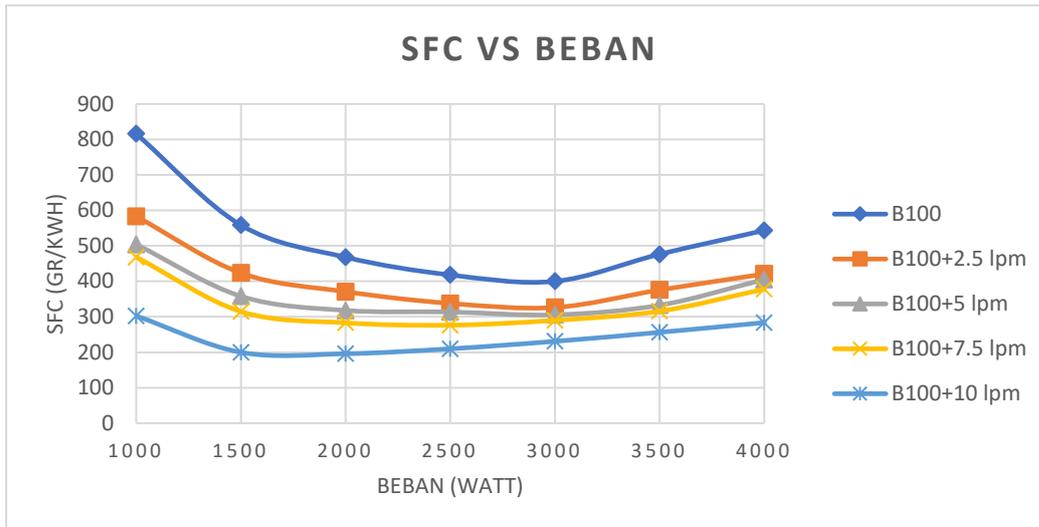
Gambar 4.4 Break Thermal Efficiency Terhadap Beban

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa BTE tertinggi ada pada penggunaan *dual fuel* dengan variasi laju aliran 10 lpm dan terkecil pada penggunaan *single fuel*. Hal ini disebabkan besar energi input melalui bahan bakar yang masuk ke ruang bakar lebih besar pada *single fuel* untuk beban yang sama. Pada bahan bakar *single fuel* B100, *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm dan 10 lpm berturut-turut memiliki nilai BTE maksimum sebesar 18.92%, 22.54%, 23.26% pada pembebanan 3000 watt dan 24.53% pada pembebanan 2500 watt serta 30.26% pada pembebanan 2000 watt.

Dapat dilihat bahwa ada hubungan antara SFC dengan nilai BTE yang dihasilkan. Saat SFC turun hingga nilai terendah maka BTE naik hingga bernilai maksimum, yang menggambarkan bahwa dengan naiknya BTE 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 BTE 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. Nilai BTE mengalami kenaikan terbesar pada variasi laju alir gas hidrogen 10 lpm sebesar 114,76% pada beban 1000 watt dibandingkan dengan sistem *single fuel*. Dengan adanya penambahan gas hidrogen sebagai bahan bakar dapat mempercepat proses pembakaran dan juga pembakaran bahan bakar gas lebih baik dibanding bahan bakar cair karena tidak perlu lagi proses atomisasi.

4.3.5 Specific Fuel Consumtion (SFC) Terhadap Beban

Specific fuel consumtion atau konsumsi bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya nilai SFC bergantung pada sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar di dalam ruang bakar. Semakin banyak bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya efektif maka SFC akan semakin besar yang berarti mesin boros bahan bakar.



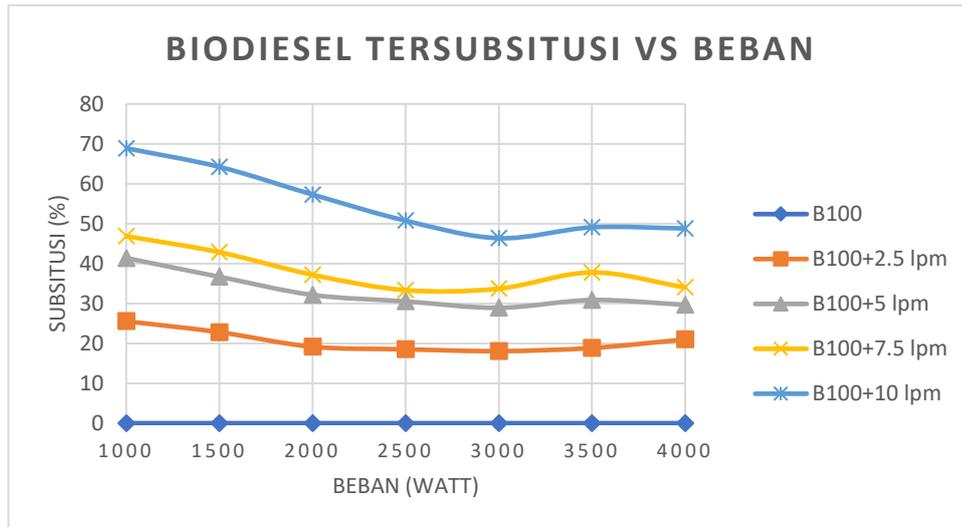
Gambar 4.5 Grafik *Specific Fuel Consumption* Terhadap Beban

Secara umum gambar 4.5 menunjukkan bahwa SFC semakin turun seiring dengan penambahan beban yang semakin tinggi, hal ini karena semakin besar beban mesin akan semakin banyak memerlukan bahan bakar pada putaran motor yang konstan. Setelah beban ditambah, grafik SFC cenderung mengalami penurunan sampai beban 3000 watt dan nilai SFC mencapai nilai minimum. Kemudian pada beban 3500 dan 4000 watt, nilai SFC mengalami peningkatan. Nilai SFC terbaik adalah yang memiliki nilai paling rendah. Pada bahan bakar *single fuel* B100, *dual fuel* dengan variasi laju aliran gas hidrogen 2.5 lpm, 5 lpm, 7.5 lpm dan 10 lpm berturut-turut memiliki nilai SFC minimum sebesar 339.95 gr/kWh, 326.24 gr/kWh, 305,55 gr/kWh pada pembebanan 3000 watt dan 276.32 gr/kWh pada pembebanan 2500 watt serta 195.80 gr/kWh pada pembebanan 2000 watt.

Fenomena yang ditampilkan dalam kondisi penelitian ini adalah besar laju aliran massa gas hidrogen menggantikan sejumlah bahan bakar biodiesel untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan. Hal ini didukung dengan data biodiesel tersubsitusi yang menjelaskan bahwa semakin besar variasi laju alir gas hidrogen memberikan biodiesel yang tersubsitusi semakin banyak. Kandungan energi dari hidrogen dan biodiesel yang tersubsitusi belum tentu mampu menghasilkan daya efektif 1 sebesar kW. Dari gambar 4.5 dapat menjelaskan nilai SFC terendah terjadi pada penggunaan bahan bakar *dual fuel* dengan *flow rate* 10 lpm yaitu turun sebesar 64.93% dibandingkan dengan menggunakan bahan bakar *single fuel*.

4.3.6 Biodiesel Tersubsitusi Terhadap Beban

Bahan bakar biodiesel tersubsitusi adalah jumlah bahan bakar biodiesel yang tergantikan oleh bahan bakar gas hidrogen. Efisiensi konsumsi bahan bakar biodiesel semakin baik apabila semakin banyak bahan bakar biodiesel yang tergantikan oleh hidrogen.

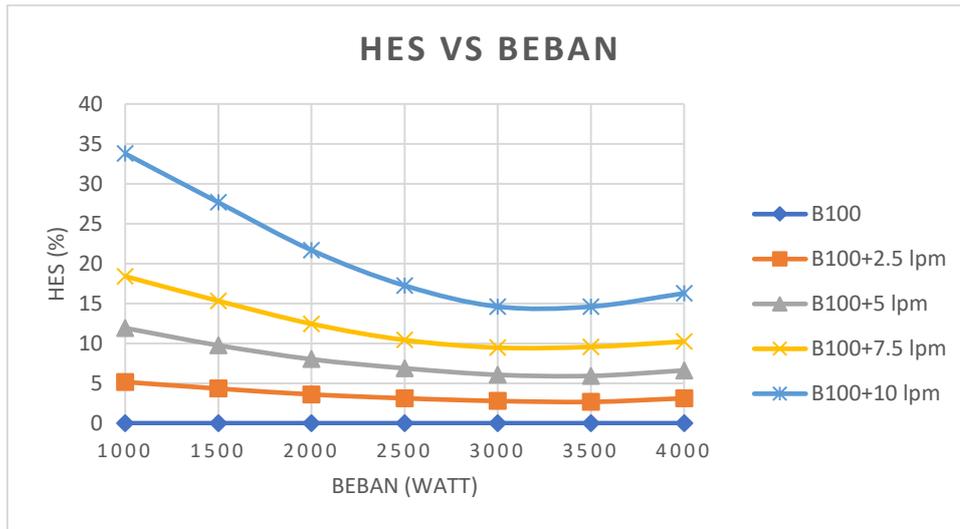


Gambar 4.6 Grafik Biodiesel Tersubsitisi Terhadap Beban

Pada gambar 4.6 dapat dilihat jumlah persentase biodiesel yang digantikan oleh hidrogen setiap penambahan beban listrik. Setiap penambahan laju alir gas hidrogen ke dalam ruang bakar, maka besarnya jumlah persentase biodiesel yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjadi putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase biodiesel yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah biodiesel semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase subsitisi semakin kecil. Jumlah persentase subsitisi biodiesel rata-rata terbesar terlihat pada variasi laju beban 1000 watt yaitu sebesar 25.55%, 41.38%, 46.87%, dan 68,9% pada setiap variasi 2.5, 5, 7.5, dan 10 lpm. Hal ini disebabkan meningkat jumlah laju aliran massa gas hidrogen yang masuk ke ruang bakar dan menggantikan porsi massa bahan bakar biodiesel. Nilai kalor gas hidrogen yang besar menjadi faktor utama turunnya porsi massa bahan bakar biodiesel sehingga massa hidrogen yang sedikit saja sebanding dengan massa bahan bakar biodiesel yang cukup banyak.

4.3.7 *Hydrogen Energy Share* (HES) Terhadap Beban

Hidrogen yang diinjeksikan pada *intake manifold* bervariasi mulai dari 2.5, 5, 7.5, dan 10 lpm. *Hydrogen energy share* merupakan pembagian energi proporsi hidrogen dari total energi yang dimasukkan ke dalam ruang bakar dan diterangkan dalam rumus 4.2.

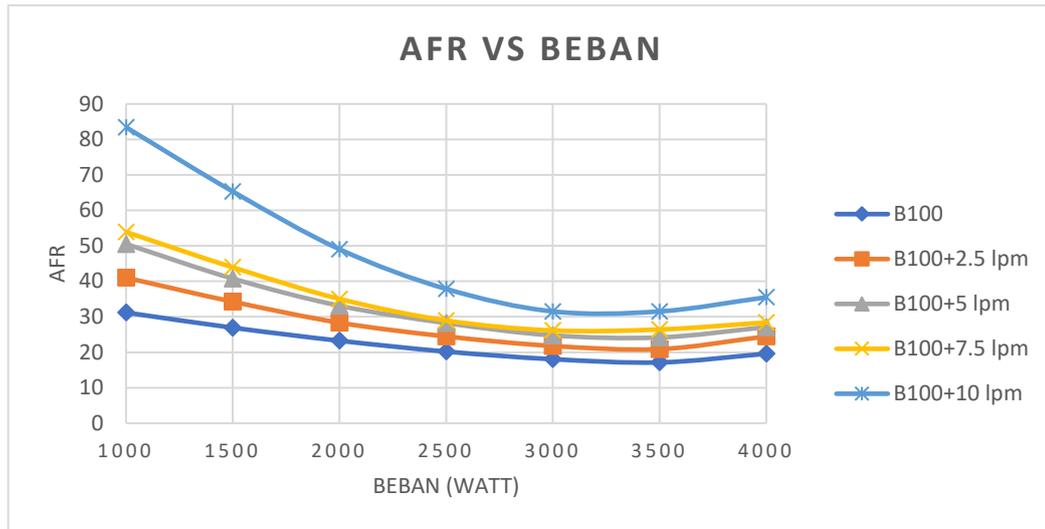


Gambar 4.7 Grafik *Hydrogen Energy Share* Terhadap Beban

Pada gambar 4.7 dijelaskan bahwa dengan meningkatnya beban HES akan semakin menurun karena laju aliran gas hidrogen di jaga konstan untuk setiap beban, sementara laju aliran bahan bakar biodiesel akan menyesuaikan pembebanan yang diberikan. Semakin tinggi beban nya, bahan bakar biodiesel yang diinjeksikan keruang bakar akan semakin banyak. HES terbesar terjadi pada beban 1000 watt dengan variasi laju aliran 2.5, 5, 7.5, dan 10 lpm mencapai 5.16%, 11.92%, 18.41% dan 33.78%. Pada kondisi pengamatan saat pengujian, *engine* menunjukkan indikasi *live knocking*, sehingga menimbulkan suara yang tidak normal. Hal ini mendukung penelitian (Wojciech Tutak 2020) yang melakukan penelitian pada maksimal HES disekitar 40% sebelum mengalami *knocking*. Dan untuk pengoperasian mesin normal, kandungan hidrogen tidak boleh lebih besar dari 10% karena peningkatan tekanan akan tinggi dan akan beresiko *knocking*. Hal ini didukung pada grafik daya dan torsi sistem *dual fuel* dengan variasi 10 lpm lebih kecil dibandingkan dengan sistem *single fuel*.

4.3.8 Air Fuel Ratio (AFR) Terhadap Beban

AFR didefinisikan sebagai perbandingan antara udara dengan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar. Besar kecilnya nilai AFR sangatlah bergantung pada banyaknya jumlah udara atau bahan bakar yang memasuki ruang bakar. Bahan bakar biodiesel diukur dengan lama nya waktu konsumsi setiap 25 ml dan bahan bakar gas hidrogen diukur dengan melihat *flow meter gas* seperti yang telah dijelaskan pada sub bab 4.2.



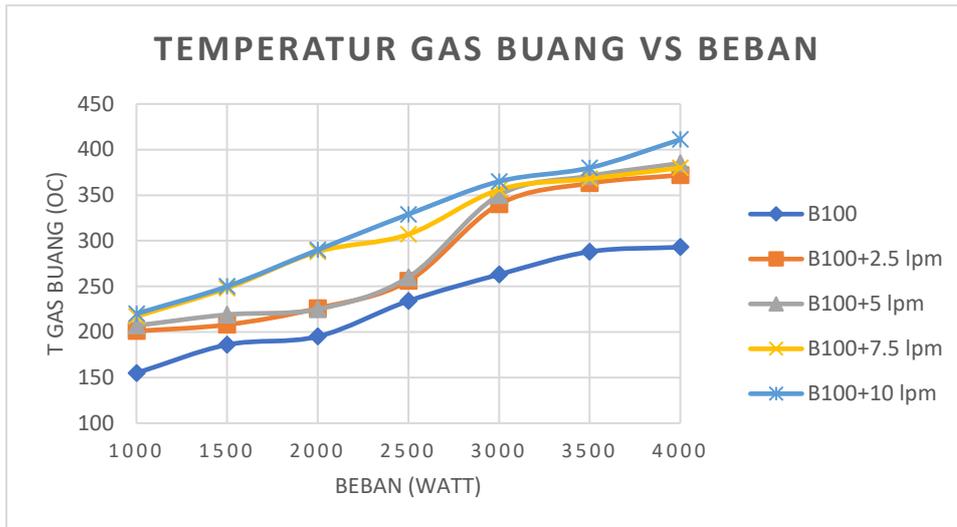
Gambar 4.8 Grafik Air Fuel Ratio Terhadap Beban

Pada gambar 4.8 menunjukkan perbedaan yang cukup besar antara AFR *single fuel* dengan *dual fuel*. Yang berarti dengan sistem *dual fuel* biodiesel-gas hidrogen memberikan efek *air fuel ratio* yang cenderung lebih besar dibandingkan *single fuel*. Bertambahnya beban mengakibatkan AFR berkurang atau campuran semakin kaya. Hal ini disebabkan karena untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus mengatasi daya yang besar pula. Daya yang semakin besar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak dan bahan bakar yang ditambah adalah biodiesel, karena bahan bakar gas hidrogen yang dimasukkan secara konstan pada tekanan 1 bar.

Pengaturan laju alir gas hidrogen mencapai puncak AFR pada variasi 10 lpm sebesar 83.44:1. Hal ini membuktikan bahwa laju alir atau durasi yang lebih lama yang besar menyebabkan bertambahnya pasokan gas hidrogen yang masuk ke ruang bakar. Jumlah bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar sistem *dual fuel* jauh lebih kecil. Jika ditinjau dari *stoichiometric Air-Fuel Ratio* hidrogen memiliki nilai 34,4:1 yang berarti dibutuhkan 34,4 kg udara untuk setiap 1 kg hidrogen. Hal ini berbeda dibandingkan bahan bakar biodiesel yang mempunyai nilai 12,5:1. Kemudian jika dilihat dari nilai kalor bahan bakar gas hidrogen jauh lebih besar dibandingkan biodiesel (120 kJ/gr). Sehingga mesin membutuhkan bahan bakar gas hidrogen yang jauh lebih sedikit pada *dual fuel* untuk mengatasi beban listrik yang sama pada *single fuel*. Hal ini menjadikan AFR pada *dual fuel* lebih tinggi/campuran bahan bakar lebih miskin dibandingkan dengan pengujian pada *single fuel*.

4.3.9 Temperatur Gas Buang Terhadap Beban

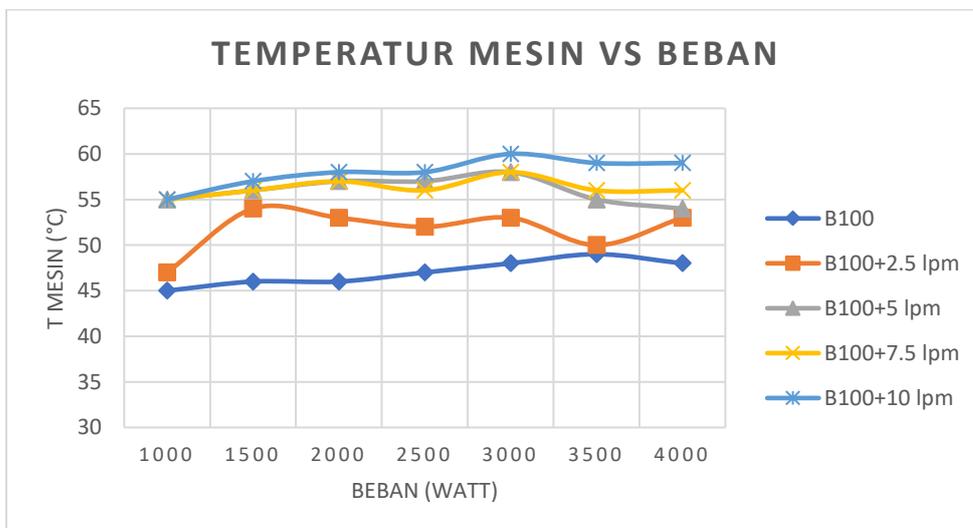
Temperatur gas buang merupakan temperatur yang diukur pada *exhaust*. Grafik temperatur gas buang digunakan sebagai pendukung dalam menganalisa performa pada proses pembakaran yang dihasilkan. Pembakaran menghasilkan energi panas yang akan dibuang ke atmosfer.



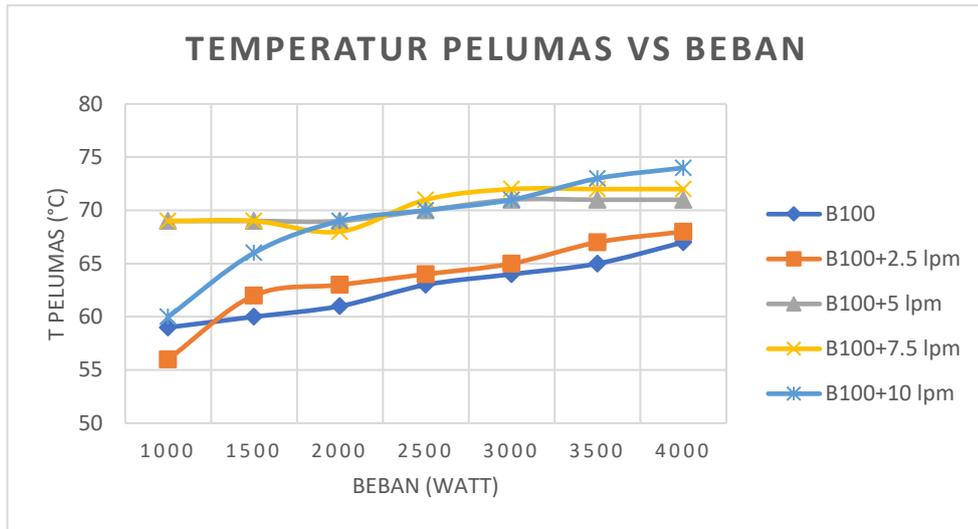
Gambar 4.9 Grafik Temperatur Gas Buang Terhadap Beban

Pada gambar 4.9 dijelaskan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan bertambahnya energi jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya mesin terhadap kenaikan beban listrik. Pertambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambahkan kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar menjadi *unburnt fuel*, sehingga gas buang yang tercampur dengan *unburnt fuel* tersebut temperaturnya menjadi lebih panas. Dengan ditambahkan hidrogen pada proses pembakaran menyebabkan energi input yang semakin meningkat. Jika ditinjau dari nilai energi kalor hidrogen yang jauh diatas biodiesel sehingga temperatur gas buang mengalami trend naik dengan variasi penambahan gas hidrogen mencapai puncaknya pada variasi laju alir 10 lpm pada beban 4000 watt dengan temperatur 411°C.

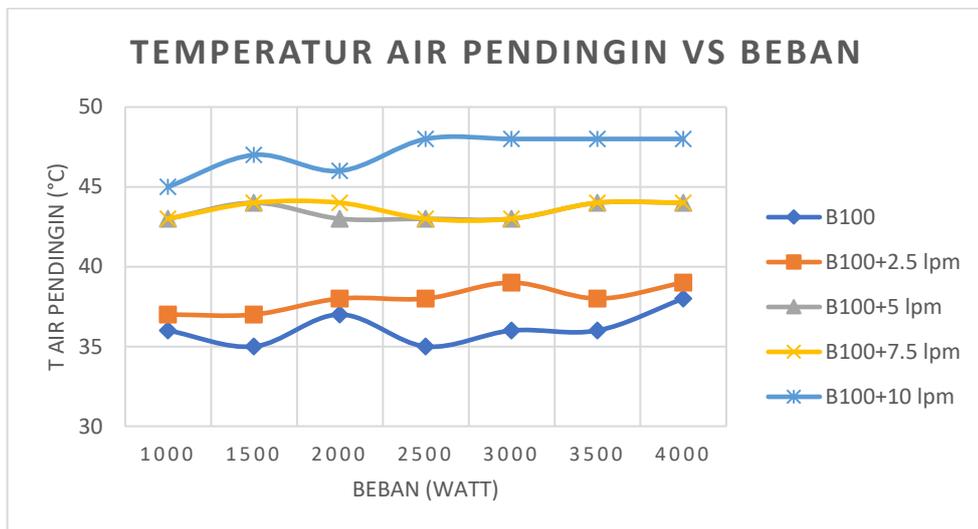
Data temperatur gas buang didukung dengan data temperatur yang diambil untuk mesin (*cylinder blok*), pelumas (oli) dan air pendingin.



Gambar 4.10 Grafik Temperatur Mesin Terhadap Beban



Gambar 4.11 Grafik Temperatur Pelumas Terhadap Beban



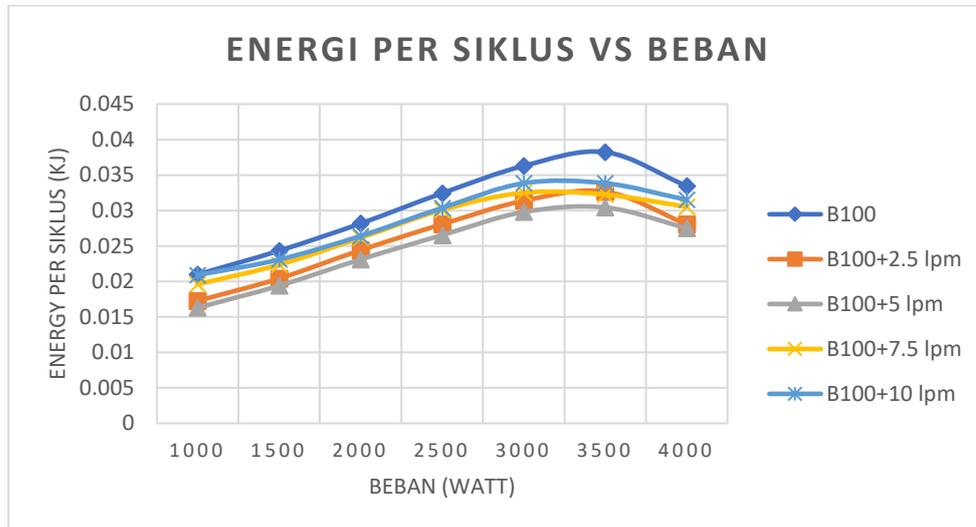
Gambar 4.12 Grafik Temperatur Air Pendingin Terhadap Beban

Melalui grafik yang ditampilkan pada tiga gambar 4.10, 4.11 dan 4.12 secara umum menunjukkan bahwa kenaikan laju aliran gas hidrogen meningkatkan temperatur mesin, pelumas dan air pendingin. Hal ini dikarenakan nilai kalor gas hidrogen yang lebih tinggi dibandingkan biodiesel, dan juga peningkatan energi yang masuk ke ruang bakar seiring dengan peningkatan laju aliran gas hidrogen. Begitu juga dengan kenaikan beban listrik mengakibatkan kenaikan temperatur ketiganya. Karena semakin banyak bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka semakin besar pula energi panas yang dihasilkan, baik yang ikut terbuang melalui gas sisa pembakaran ataupun yang diserap oleh *cylinder blok* mesin, pelumas dan cairan pendingin. Jika dibandingkan ketiga grafik di atas dengan grafik temperatur gas buang, maka terlihat jelas kenaikan garis tren temperatur di setiap sesi pengujian, hal ini karena adanya penambahan jumlah bahan bakar gas hidrogen yang masuk ke ruang bakar sehingga menaikkan temperatur mesin, pelumas dan air pendingin.

4.3.10 Energi Per Siklus Terhadap Beban

Energi per siklus merupakan besar nilai energi yang masuk ke ruang bakar setiap 1 siklus kerja. Hal yang mempengaruhi energi adalah nilai kalor bakar, durasi injeksi dan laju

aliran yang dimiliki oleh setiap bahan bakar seperti yang dijelaskan pada rumus 4.3. Setiap variasi durasi injeksi biodiesel dianggap konstan namun laju alirannya berbeda. Sementara setiap variasi laju aliran hidrogen yang diinjeksikan pada *intake manifold* diikuti juga dengan perubahan durasi injeksi gas hidrogen.



Gambar 4.13 Grafik Energi Per Siklus Terhadap Beban

Trend dari grafik diatas menjelaskan besarnya nilai energi masuk akan meningkat seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini dipengaruhi oleh meningkatnya laju aliran massa bahan bakar biodiesel seiring dengan bertambahnya beban karena pengaturannya dilakukan oleh mekanisme *governor*. Hal ini dilakukan untuk menjaga putaran mesin tetap konstan agar dapat menghasilkan listrik yang stabil dengan frekuensi 50 Hz.

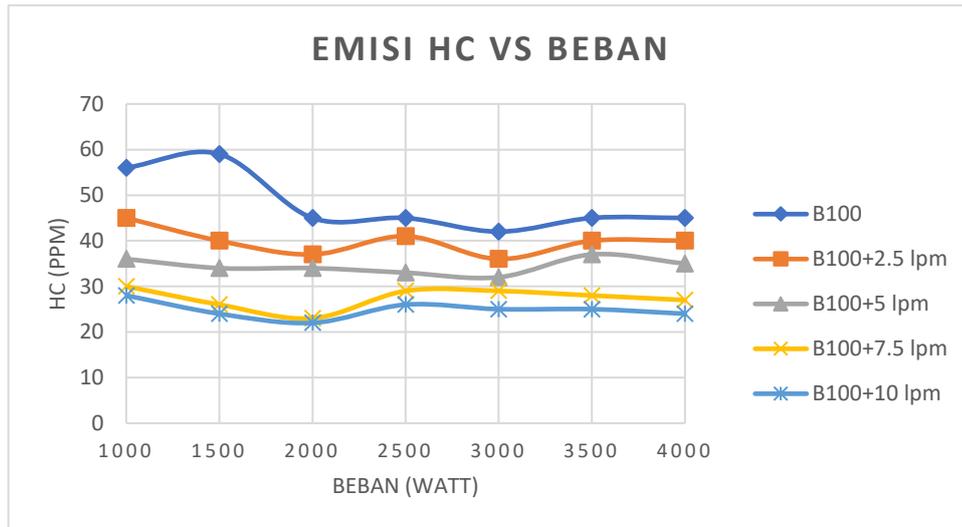
Dari grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.13 didapatkan nilai energi per siklus pada pengoperasian *dual fuel* lebih rendah dibandingkan pengoperasian *single fuel*. Hal ini disebabkan oleh adanya laju aliran hidrogen yang masuk mempunyai nilai kalor jauh lebih tinggi dibandingkan biodiesel. Sehingga dibutuhkan sedikit saja hidrogen untuk mensubsitusi sebagian besar biodiesel. Selain itu trend grafik energi per siklus juga didukung dengan nilai daya dan torsi mesin pada pengoperasian *single fuel* rata-rata lebih tinggi dibandingkan *dual fuel*. Semakin banyak energi yang dimasukkan ke dalam ruang bakar akan menghasilkan daya yang semakin besar. Energi terbesar didapat pada pengoperasian *single fuel* pada beban 3500 watt dengan nilai 0.03823 kJ/Siklus.

4.4 Analisis Emisi Gas Buang

Emisi gas buang yang dianalisa meliputi emisi hidrokarbon (HC), karbon monoksida (CO), dan partikulat meter (PM) atau *smoke opacity* pada mesin diesel *single fuel* dan *dual fuel* berbahan bakar biodiesel dan gas hidrogen pada beban mesin 1000 watt sampai 4000 watt dengan interval 500 watt.

4.4.1 Emisi HC

Hidrokarbon merupakan salah satu polutan yang dihasilkan oleh emisi gas buang. Hidrokarbon dihasilkan dari bahan bakar yang tidak terbakar keseluruhan saat proses pembakaran. HC dapat terbentuk dari atomisasi yang tidak sempurna dan temperatur di dalam ruang bakar.

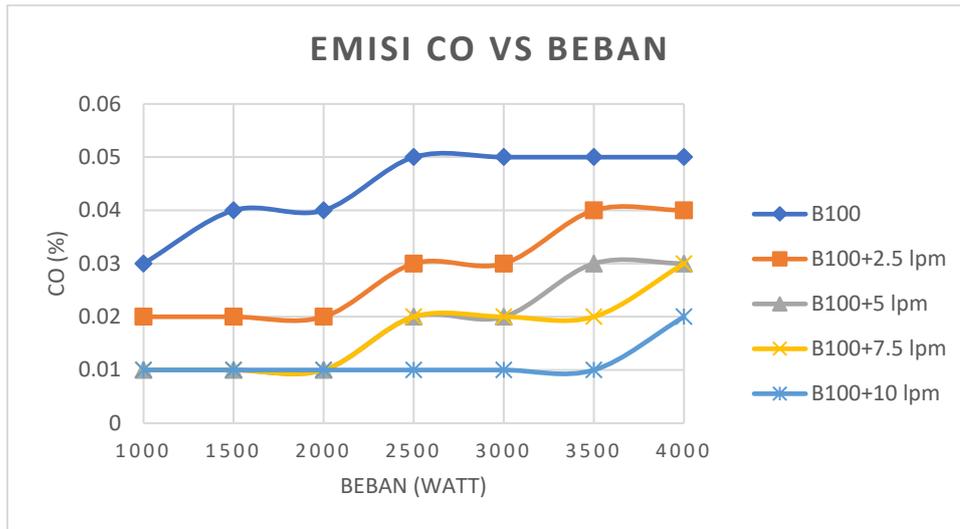


Gambar 4.14 Grafik Emisi HC Terhadap Beban

Pada gambar 4.14 menunjukkan emisi hidrokarbon (HC) menurun secara signifikan seiring dengan penambahan beban mesin. Hal ini dikarenakan peningkatan temperatur pembakaran sehingga laju kecepatan penyalaan lebih cepat sehingga bahan bakar lebih banyak terbakar dan area jangkauan pembakaran lebih luas (Arif, Ahmad, dan Sudarmanta 2015). Dengan variasi laju alir penambahan gas hidrogen dapat mengurangi emisi HC pada sistem *dual fuel* yang diakibatkan kecepatan rambat gas hidrogen yang sangat cepat sehingga semakin sedikit bahan bakar yang tidak terbakar. Pembakaran yang baik adalah pembakaran yang dapat membakar semua bahan bakar yang sudah di masukkan keruang bakar. Selain itu dengan penambahan hidrogen juga membuat temperatur pembakaran semakin meningkat hal ini didukung oleh data temperatur gas buang yang semakin tinggi dengan penambahan gas hidrogen yang semakin banyak. Emisi HC terendah terjadi pada variasi gas hidrogen 10 lpm dengan nilai 22 ppm atau penurunan 75% dari sistem *single fuel*.

4.4.2 Emisi CO

Karbon monoksida dihasilkan dari pembakaran tak sempurna senyawa karbon yang sering terjadi pada mesin pembakaran dalam. Karbon monoksida dapat terbentuk apabila terdapat kekurangan oksigen dalam proses pembakaran.

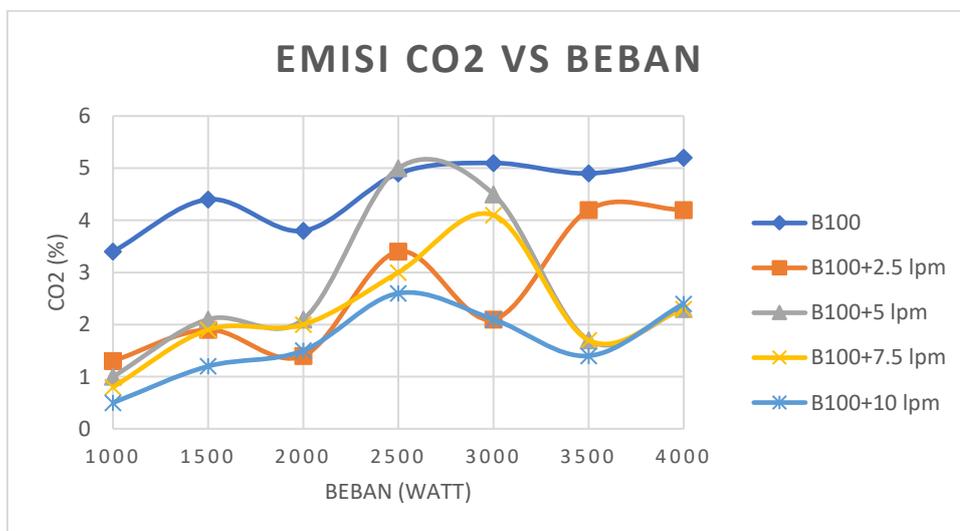


Gambar 4.15 Grafik Emisi CO Terhadap Beban

Pada gambar 4.15 menjelaskan bahwa dengan bertambahnya beban diiringi dengan kenaikan emisi CO, hal ini akibat semakin tinggi beban bahan bakar biodiesel yang disemprotkan akan semakin banyak namun udara yang masuk ke dalam ruang konstan. Ini menyebabkan pembakaran kekurangan oksigen dan dapat meningkatkan emisi CO. Selain itu dengan penambahan hidrogen dapat mengurangi emisi CO akibat hidrogen yang disemprotkan pada *intake manifold* menggantikan biodiesel yang masuk ke ruang bakar sehingga mengurangi emisi CO karena hidrogen sendiri merupakan zat yang bebas karbon. Kecepatan nyala gas hidrogen yang sangat tinggi membantu proses pembakaran menjadi lebih baik sehingga dapat mengurangi emisi CO. Emisi karbon monoksida terendah yaitu pada beban 1000 watt dengan nilai yang sama pada variasi 5, 7.5 dan 10 lpm yaitu 0.01% dan tertinggi pada sistem *single fuel* pada beban 2500 hingga 4000 watt yaitu dengan nilai 0.05%.

4.4.3 Emisi CO₂

Emisi CO₂ tidak diharapkan bagi lingkungan karena bertanggung jawab atas terjadinya pemanasan global. Emisi CO₂ tergantung pada jumlah atom karbon yang ada dalam bahan bakar.

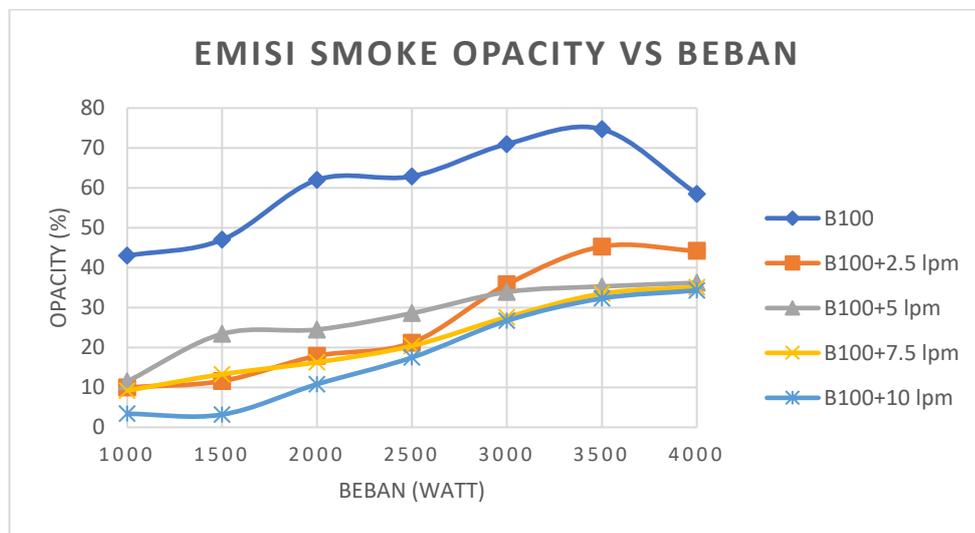


Gambar 4.16 Grafik Emisi CO₂ Terhadap Beban

Data emisi CO₂ yang dijelaskan pada gambar 4.16. Hidrogen merupakan bahan bakar yang bebas karbon dan tidak menghasilkan emisi CO₂. Seiring dengan bertambahnya hidrogen emisi CO₂ akan semakin menurun. Dengan bertambahnya hidrogen juga meningkatkan suhu pembakaran yang mendukung oksidasi CO menjadi emisi CO₂. Namun dengan bertambahnya beban memberikan kontribusi bahan bakar biodiesel lebih banyak yang mengakibatkan emisi CO₂ meningkat pada beban tinggi. Emisi CO₂ terendah terjadi pada variasi 10 lpm dengan nilai 0.5 % pada beban 1000 watt dan tertinggi pada pengoperasian *single fuel* yaitu 5.2% pada beban 4000 watt.

4.4.4 Emisi Smoke

Partikel dengan ukuran besar atau cukup gelap dapat dilihat sebagai jelaga atau asap. Zat partikulat/jelaga terbentuk di zona kaya bahan bakar yang tidak terbakar sempurna, dimana uap bahan bakar akan bercampur dengan gas panas pembakaran.



Gambar 4.17 Grafik Emisi *Smoke Opacity* Terhadap Beban

Pada gambar 4.17 menerangkan bahwa emisi *smoke opacity* mengalami peningkatan yang signifikan dengan seiring bertambahnya beban. Jumlah bahan bakar biodiesel yang dimasukkan ke dalam ruang bakar meningkat seiring dengan meningkatnya beban mesin dan menerangkan bahwa bahan bakar tidak sepenuhnya terbakar yang ditunjukkan emisi *smoke opacity* yang meningkat. Fenomena yang dapat dijelaskan yaitu emisi *smoke opacity* lebih banyak diproduksi dari bahan bakar biodiesel B100 sebagai bahan bakar pilot karena bahan bakar tersebut termasuk dalam keluarga parafin yang panjang (sudarmanta, dkk). Emisi *smoke opacity* maksimal terjadi rata-rata saat pembebanan 3500 watt dan cenderung konstan setelahnya. Terlihat juga bahwa dengan sistem *dual fuel* emisi *smoke opacity* jauh menurun dibandingkan dengan sistem *single fuel*. Hal ini akibat dengan penambahan hidrogen mengurangi bahan bakar biodiesel yang dimasukkan ke dalam ruang bakar sehingga mengurangi emisi *smoke opacity*. Penurunan *smoke opacity* terbesar terjadi saat variasi laju alir gas hidrogen 10 lpm yang memberikan kontribusi gas lebih banyak dan biodiesel tersubsitusi paling tinggi. Dengan sistem *single fuel* dan *dual fuel* dengan variasi 2.5, 5, 7.5 dan 10 lpm pada beban 1000 watt didapatkan nilai *smoke opacity* sebesar 43%, 10%, 11.5%, 9.2% dan 3.4%.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari serangkaian pengujian, perhitungan dan analisis data yang telah dilakukan, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan penambahan gas hidrogen pada mesin *diesel dual fuel* biodiesel-hidrogen didapatkan performa yang lebih optimal dibandingkan saat menggunakan sistem *single fuel*. Penambahan hidrogen paling optimal terjadi pada laju alir 2.5 lpm karena daya puncak sebesar 3310.40 watt pada beban 3000 watt. Nilai daya berdampak pada torsi dan BMEP yang juga mencapai puncak. Rata-rata peningkatan BTE yaitu 24,45% yang diiringi dengan peningkatan AFR 24.19%. Dengan laju alir gas hidrogen 2.5 lpm pada sistem *dual fuel* juga menurunkan SFC rata-rata sebesar 22.13%, biodiesel tersubsitusi, dan HES tertinggi bisa mencapai 25.55% dan 5.16%.
2. Dengan penambahan gas hidrogen pada mesin *diesel dual fuel* biodiesel-hidrogen didapatkan emisi gas buang (HC, CO dan *smoke opacity*) yang lebih rendah dibandingkan saat menggunakan sistem *single fuel*. Dengan laju alir gas hidrogen 2.5 lpm didapatkan emisi *smoke opacity* terbaik ke 2 setelah variasi 10 lpm pada beban rendah hingga menengah. Dengan laju alir gas hidrogen 2.5 lpm dapat menurunkan emisi CO, CO₂ dan HC menjadi 0.02%, 1.3% dan 37 ppm.

5.2 Saran

Dari serangkaian pengujian, perhitungan dan analisis data yang telah dilakukan, maka dapat diberikan beberapa saran untuk dikaji sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan *maintenance*/peremajaan sistem injeksi *pilot fuel* dan pendinginan secara berkala pada mesin uji.
2. Diperlukan alat ukur yang lebih presisi dan akurat dalam mengukur kecepatan udara dan gas hidrogen agar didapatkan data yang sesuai.
3. Perlu dilakukan analisa lebih lanjut dengan *combustion analyzer* agar dapat mengetahui karakteristik pembakaran dan batas laju aliran gas agar tidak terjadi *knocking* pada mesin *diesel dual fuel* biodiesel-hidrogen.
4. Perlu dilakukan pengadaan alat uji emisi gas buang NO_x agar didapatkan analisis emisi yang lebih lengkap dan akurat.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Akcay, Mehmet, Ilker Turgut Yilmaz, and Ahmet Feyzioglu. 2020. "Effect of Hydrogen Addition on Performance and Emission Characteristics of a Common-Rail CI Engine Fueled with Diesel/Waste Cooking Oil Biodiesel Blends." *Energy* 212: 118538. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118538>.
- Arif, Ahmad, dan Sudarmanta, Bambang. 2015. "Karakterisasi Performa Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Solar-CNG Tipe LPIG Dengan Pengaturan Start of Injection Dan Durasi Injeksi CNG." *Prosiding Seminar Nasional Manajemen Teknologi XXIII* (Tm 142501).
- Bappenas. 2021. "Ringkasan Eksekutif Kebijakan Pembangunan Berketahanan Iklim (Climate Resilience Development Policy) 2020-2045." : 44.
- Boopathi, D., A. Sonthalia, and S. Devanand. 2017. "Experimental Investigations on the Effect of Hydrogen Induction on Performance and Emission Behaviour of a Single Cylinder Diesel Engine Fuelled with Palm Oil Methyl Ester and Its Blend with Diesel." *Journal of Engineering Science and Technology* 12(7): 1972–87.
- Heywood, John B. 1988. *21 Internal Combustion Engine*. New York: Library of Congress Cataloging-iP.Publication Dat.
- Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies. 2001. *Module 1: Hydrogen Properties*. http://www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/tech_validation/pdfs/fcm01r0.pdf.
- Kawano, Djoko Sungkono. 2011. *Motor Bakar Torak (Diesel)*. Surabaya: ITS Press.
- Kementrian Perindustrian RI. 2021. "Tantangan Dan Prospek Hilirisasi Sawit Nasional Analisis Pembangunan Industri."
- Kepdirjen 189. 2019. "Kepdirjen 189 Tahun 2019 Ttg Spesifikasi B100.Pdf."
- Königsson, Fredrik. 2012. *Advancing the Limits of Dual Fuel Combustion, Licenciate Thesis, Royal Institute of Technology Stockholm, Stockholm, Sweden*. <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:kth:diva-96945> urn:nbn:se:kth:diva-96945.
- KSDM. 2020. *Pedoman Penanganan Dan Penyimpanan Biodiesel Dan Campuran Biodiesel (B30)*.
- Luque, Rafael, Carol Sze Ki Lin, Karen Wilson, and James Clark. 2016. *Handbook of Biofuels Production: Processes and Technologies: Second Edition Handbook of Biofuels Production: Processes and Technologies: Second Edition*.
- Murugesan, A., C. Umarani, R. Subramanian, and N. Nedunchezian. 2009. "Bio-Diesel as an Alternative Fuel for Diesel Engines-A Review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(3): 653–62.
- Pana, Constantin et al. 2017. "Experimental Aspects of the Hydrogen Use at Diesel Engine."

Procedia Engineering 181: 649–57.

- Sahoo, B. B., N. Sahoo, and U. K. Saha. 2009. “Effect of Engine Parameters and Type of Gaseous Fuel on the Performance of Dual-Fuel Gas Diesel Engines-A Critical Review.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13(6–7): 1151–84.
- Saravanan, N., and G. Nagarajan. 2008. “An Experimental Investigation on a Diesel Engine with Hydrogen Fuel Injection in Intake Manifold.” *SAE Technical Papers* (March 2010).
- Senthil Kumar, M., A. Ramesh, and B. Nagalingam. 2003. “Use of Hydrogen to Enhance the Performance of a Vegetable Oil Fuelled Compression Ignition Engine.” *International Journal of Hydrogen Energy* 28(10): 1143–54.
- Thiyagarajan, S. et al. 2022. “Effect of Hydrogen on Compression-Ignition (CI) Engine Fueled with Vegetable Oil/Biodiesel from Various Feedstocks: A Review.” *International Journal of Hydrogen Energy* (xxxx). <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2021.12.147>.
- Tsujimura, Taku, and Yasumasa Suzuki. 2017. “The Utilization of Hydrogen in Hydrogen/Diesel Dual Fuel Engine.” *International Journal of Hydrogen Energy* 42(19): 14019–29. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.01.152>.
- Wojciech Tutak, Karol Grab-Rogalinski and Arkadiusz Jamrozik. 2020. “Combustion and Emission Characteristics of a Biodiesel-Hydrogen Dual-Fuel Engine.” *Applied sciences* (x).
- Yousefi, Amin, Madjid Birouk, Benjamin Lawler, and Ayatallah Gharehghani. 2015. “Performance and Emissions of a Dual-Fuel Pilot Diesel Ignition Engine Operating on Various Premixed Fuels.” *Energy Conversion and Management* 106: 322–36. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.09.056>.

LAMPIRAN

A. Pengujian Bahan Bakar

Tabel A.1 Hasil Uji Laboratorium BPKI

No.	Karakteristik	Unit	Dexlite	B30	B100
1	Angka Setana	-	53,80	51,45	49,40
2	Viscosity	cSt	3,45	3,26	3,02
3	Density	Kg/m ³	0,8490	0,8478	0,8395

Tabel A.2 Hasil Uji Laboratorium Politeknik

No.	Karakteristik	Unit	Dexlite	B30	B100
1	LHV	Qnet,ar(J/g)	53439	51655	47576

Tabel A.3 Hasil Pengujian Laboratorium Mobar UB

No.	Karakteristik	Unit	Dexlite		B30	B100		
1	Viskositas	cSt (centi-stokes)	-	-	11.6112915	10.19661723		
			-	-	12.13673477	9.266583319		
			-	-	10.55166312	9.383559199		
2	Densitas	Nilai Densitas (gr/cm³)	-	-	0.846	0.864		
			-	-	0.846	0.864		
			-	-	0.846	0.864		
3	Flash Point	Rata-Rata Suhu(°C)	-	-	73.3	76.9	105	113.3
			-	-	78.5		125	
			-	-	79		110	

B. Data Penelitian

Tabel B.1 Data Penelitian Performa Hasil Pengukuran

B100	Beban (W)	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	235	3.4	155	102
	1500	246	5.5	186	88
	2000	246	7.6	195	76
	2500	251	9.6	234	66
	3000	245	11.5	263	59
	3500	201	12.4	288	56
	4000	162	11.8	293	64
B100 + 2.5 LPM	Beban (W)	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	243	3.5	201	137
	1500	246	5.6	208	114
	2000	251	7.6	226	94
	2500	248	9.8	256	81
	3000	244	11.6	340	72
	3500	202	12.7	363	69
	4000	164	11.9	372	81
B100 + 5 LPM	Beban (W)	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	235	3.4	207	174
	1500	243	5.5	219	139
	2000	249	7.5	225	112
	2500	240	9.3	260	95
	3000	232	11.3	350	83
	3500	204	12.1	371	81
	4000	164	11	385	91
B100 + 7.5 LPM	Beban (W)	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	237	3.4	217	192
	1500	245	5.6	248	154
	2000	249	7.8	288	121
	2500	248	9.8	307	99
	3000	228	11.3	356	89
	3500	200	11.7	368	90
	4000	162	11.2	380	97
B100 + 10 LPM	Beban (W)	Voltase (V)	Arus (A)	T Exhaust	Waktu konsumsi 25 mL (s)
	1000	237	3.4	220	328
	1500	246	5.5	250	246
	2000	251	7.6	290	178
	2500	249	9.5	329	134
	3000	236	11.1	365	110
	3500	200	11.8	380	110
	4000	166	11.3	411	125

Tabel B.2 Data Penelitian Performa Hasil Perhitungan

	Beban (W)	PERFORMA							
		Daya (W)	Torsi (Nm)	BTE (%)	BMEP (bar)	B100 Tersubsitusi (%)	HES (%)	SFC (gr/kWh)	AFR
B100	1000	934.50	4.46	9.28	1.36	0.00	0.00	815.78	31.19
	1500	1582.46	7.56	13.55	2.31	0.00	0.00	558.40	26.91
	2000	2186.67	10.45	16.17	3.19	0.00	0.00	467.91	23.24
	2500	2818.25	13.46	18.10	4.11	0.00	0.00	418.06	20.18
	3000	3295.32	15.74	18.92	4.81	0.00	0.00	399.95	18.04
	3500	2915.09	13.93	15.89	4.26	0.00	0.00	476.34	17.13
	4000	2235.79	10.68	13.92	3.26	0.00	0.00	543.43	19.57
B100 + 2.5 LPM	1000	994.74	4.75	12.58	1.45	25.55	5.16	582.91	41.01
	1500	1611.23	7.70	17.10	2.35	22.81	4.33	423.34	34.25
	2000	2231.11	10.66	19.67	3.26	19.15	3.60	370.77	28.33
	2500	2842.57	13.58	21.71	4.15	18.52	3.12	337.72	24.46
	3000	3310.41	15.81	22.55	4.83	18.06	2.78	326.24	21.77
	3500	3000.47	14.33	19.61	4.38	18.84	2.67	375.59	20.88
	4000	2282.57	10.90	17.43	3.33	20.99	3.12	420.58	24.46
B100 + 5 LPM	1000	934.50	4.46	13.94	1.36	41.38	11.92	503.87	50.51
	1500	1563.16	7.47	19.08	2.28	36.69	9.75	357.88	40.76
	2000	2184.21	10.43	21.90	3.19	32.14	8.01	317.87	33.11
	2500	2610.53	12.47	22.47	3.81	30.53	6.88	313.55	28.23
	3000	3066.20	14.65	23.26	4.48	28.92	6.06	305.55	24.75
	3500	2887.02	13.79	21.41	4.21	30.86	5.92	332.52	24.17
	4000	2109.94	10.08	17.45	3.08	29.67	6.61	404.99	27.07
B100 + 7.5 LPM	1000	942.46	4.50	14.37	1.38	46.88	18.41	468.16	53.90
	1500	1604.68	7.67	20.36	2.34	42.86	15.32	314.66	43.95
	2000	2271.58	10.85	23.42	3.32	37.19	12.45	282.91	35.03
	2500	2842.57	13.58	24.53	4.15	33.33	10.42	276.32	28.94
	3000	3013.33	14.39	23.63	4.40	33.71	9.47	289.95	26.14
	3500	2736.84	13.07	21.68	4.00	37.78	9.56	315.69	26.42
	4000	2122.11	10.14	17.98	3.10	34.02	10.23	377.76	28.38
B100 + 10 LPM	1000	942.46	4.50	19.92	1.38	68.90	33.78	302.41	83.44
	1500	1582.46	7.56	27.40	2.31	64.23	27.67	199.75	65.33
	2000	2231.11	10.66	30.27	3.26	57.30	21.68	195.80	49.05
	2500	2766.67	13.22	29.86	4.04	50.75	17.24	209.75	37.85
	3000	3063.86	14.64	28.01	4.47	46.36	14.61	230.73	31.50
	3500	2760.23	13.19	25.23	4.03	49.09	14.61	256.10	31.50
	4000	2193.92	10.48	22.34	3.20	48.80	16.27	283.55	35.49

Tabel B.3 Data Penelitian Emisi Gas Buang Hasil Pengukuran

B100	Beban	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Opacity (%)
	1000 W	0.03	56	3.4	20.9	43
	1500 W	0.04	59	4.4	20.9	47
	2000 W	0.04	45	3.8	20.9	62
	2500 W	0.05	45	4.9	20.9	62.9
	3000 W	0.05	42	5.1	20.9	71
	3500 W	0.05	45	4.9	20.9	74.7
	4000 W	0.05	45	5.2	20.9	58.5
B100+2.5 ipm	Beban	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Opacity (%)
	1000 W	0.02	45	1.3	20.9	10
	1500 W	0.02	40	1.9	20.9	11.6
	2000 W	0.02	37	1.4	20.9	17.9
	2500 W	0.03	41	3.4	20.9	21.2
	3000 W	0.03	36	2.1	20.9	35.8
	3500 W	0.04	40	4.2	20.9	45.3
	4000 W	0.04	40	4.2	20.9	44.2
B100+5 ipm	Beban	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Opacity (%)
	1000 W	0.01	36	1	20.9	11.5
	1500 W	0.01	34	2.1	20.9	23.4
	2000 W	0.01	34	2.1	20.9	24.5
	2500 W	0.02	33	5	20.9	28.6
	3000 W	0.02	32	4.5	20.9	33.9
	3500 W	0.03	37	1.7	20.9	35.3
	4000 W	0.03	35	2.3	20.9	36.2
B100+7.5 ipm	Beban	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Opacity (%)
	1000 W	0.01	30	0.8	20.9	9.2
	1500 W	0.01	26	1.9	20.9	13.3
	2000 W	0.01	23	2	20.9	16.3
	2500 W	0.02	29	3	20.9	20.4
	3000 W	0.02	29	4.1	20.9	27.6
	3500 W	0.02	28	1.7	20.9	33.5
	4000 W	0.03	27	2.3	20.9	35.1
B100+10 ipm	Beban	CO (%)	HC (ppm)	CO2 (%)	O2 (%)	Opacity (%)
	1000 W	0.01	28	0.5	20.9	3.4
	1500 W	0.01	24	1.2	20.9	3.2
	2000 W	0.01	22	1.5	20.9	10.8
	2500 W	0.01	26	2.6	20.9	17.5
	3000 W	0.01	25	2.1	20.9	26.7
	3500 W	0.01	25	1.4	20.9	32.3
	4000 W	0.02	24	2.4	20.9	34.3

C. Setting ECU dengan Software Vemstone

Engine Setup

Press F1 for help

Req Fuel (Injector Size) 3.0 ms

Injector flowrate (display only) 0 cc/min

Number Of Cylinders 2

Two/Four Stroke Four-stroke

Injection Type Port

Engine Type Even fire

VE table control strategy Alpha-N (TPS)

MAT Dependent Retard Disabled

Barometric Pressure Correction

Active Off

Barometric sensor mode Static

Static sensor mode (barometric pressure measured at poweron)

Max Difference In Barometric Pressure 20 kPa

Dinamic sensor mode (barometric pressure measured at secondary MAP sensor)

Barometric Pressure Limit 80 kPa

Barometric Sensor input MCP3208 CH7

Barometric Sensor calibration factor 414

Barometric Sensor calibration offset 4.00 kPa

Refresh Send Burn Import < > Close

Alpha-N / Speed-Density Blending

VE table control strategy Alpha-N (TPS)

Ign+Lambda table Y Axis TPS

MAP Sensor ignlambdaYaxis (config13[5:5]) Before throttle

kpa or tps lookup for non VE tables

TPS lookup used below this threshold

usually 0, (0 or 110 for alphaN) 110 kpa

Refresh Send Burn Import < > Close

Primary Trigger Settings

Press F1 for help

Trigger Edge: Falling

Trigger Type: Coil-type

Missing Tooth Type: N-2

Special Trigger Type: Normal

Audi trigger divider: 1

TDC After The Trigger: 40.0 deg

Number Of Teeth On Wheel: 2

Number Of Teeth Of Full Engine cycle: 2

First Trigger Tooth: 0

Next Trigger Tooth (distance): 1

Angular Width Of Tooth (F1 Help): 360.00 degrees

Filtering: Disabled

Advanced Filtering (usually Disabled): Disabled

Tooth Normal Relative min % (F1 Help): 12.5

Tooth Normal Relative max % (F1 Help): 100

Tooth Missing Relative min% (F1 Help): 125

Tooth Missing Relative max% (F1 Help): 250

Hall dirac filtering: Disable

Defaults

default

Refresh Send Burn Import < > Close

Trigger Settings Visual

Trigger settings

No. of cylinders: 2

Trigger Type: Coil-type

Missing Tooth Type: N-2

Special Trigger Type: Normal

Audi trigger divider: 1

TDC after the trigger: 40.0

of teeth of full engine cycle: 2

First trigger tooth: 0

Secondary trigger mode: Disabled

Calculated values:

Next Trigger Tooth (distance): 1

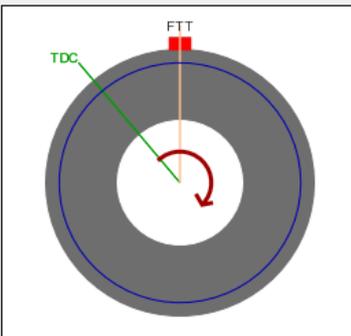
Trigger Teeth Sequence: 0

Angular Width of Tooth: 360.0 °

Reference trigger tooth table

Recommended reference tooth table (h10 -> h11): 0, 1

Apply



TDC after the trigger

0 40 127

Distance between Zero tooth and the trigger

0 0 0

Note:

If you use Missingtooth, you should give the number of actual teeth on your trigger wheel (Example: 58 teeth for a 60-2 wheel). In case of Coil-type you should set the value of (number of actual teeth on your trigger wheel * 2) for 'the # of teeth of full engine cycle'

Refresh Send Burn < > Close

Injector Settings

Injector voltage compensation strategy: Simplified

Injector deadtime table

8 Volts	4080 us
10 Volts	4080 us
12 Volts	4080 us
14 Volts	4080 us
16 Volts	4080 us

Injector Opening

Injector Open Time @13.2V	0 us
Injector Effective Rampup	480 us
Injector Rampup Voltage Compensation	4080 us
Injector Voltage Compensation	544 us

Injector PWM

Injector PWM DC (100% Disables)	100.0 %
Injector PWM Peak Time	5.0 ms

Injector Firing

Divider	1
Number of primary injectors	1

Cranking

Injector Firing While Cranking	Individually
--------------------------------	--------------

Cyl for Sequential, #Cyl/2 for SemiSeq

Cranking Fuel Divider	1
-----------------------	---

Refresh Send Burn Import < > Close

Injector group table (red arrow shows order of fi... - □ ×

Must not be changed with running engine

Testing mode
Switch testing mode: OFF

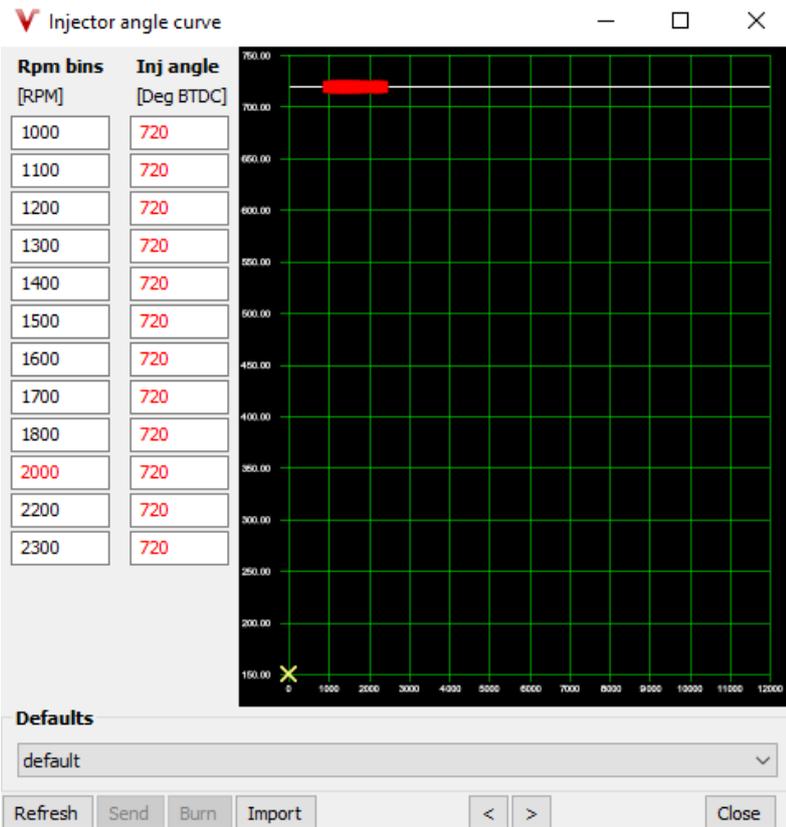
Real cylinder order: Not Available rotate: < >

Injector group table (red arrow shows order of firing)

	Output:	1	2	3	4	5	6	7	8	Functions	WBO2
	EC36 pin:	7	19	8	20	9	18	6	17		Channel
x	InjGroup 0	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Injector 0							
x	InjGroup 1	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 2	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 4	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 5	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 6	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	
x	InjGroup 7	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	(none)	

Econoseal 36 pinout

Refresh Send Burn < > Close



*Proses *setting* dilakukan dengan melakukan pengamatan pada saat pengujian mesin dan panduan website <http://www.vems.hu/wiki/>.

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Fadhil Widiyono yang lahir di Pekanbaru pada tanggal 6 November 2000. Merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Setelah memulai pendidikan formal di SDIT Ibadurrahman Ciruas Serang, Banten pada tahun 2012, penulis melanjutkan pendidikan di MTsN 1 Kota Serang (2012-2015) dan SMA Negeri 1 Kota Serang (2015-2018). Lalu penulis melanjutkan pendidikan yang lebih tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember pada program studi S-1 Teknik Mesin.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik selama berkuliah di Teknik Mesin. Pada bidang akademik di Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi konversi energi. Penulis aktif menjadi asisten dosen mata kuliah Perpindahan Panas. Dalam bidang non-akademik, penulis aktif menjadi anggota Divisi Roda 4 (2019-2020), *Research and Development* (2020-2021) dan *General Manager* Mesin ITS Karting Club (2020-2021) di organisasi keprofesional Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM-ITS) yang bergerak dibidang pengembangan minat dan bakat otomotif. Penulis juga tergabung dalam ITS Team Sapuangan divisi *vehicle dynamic* periode kepengurusan 2021/2022.

Untuk informasi lebih lengkap serta kritik dan saran mengenai Laporan Tugas Akhir ini, penulis dapat dihubungi melalui *email* dengan alamat fadhilwidiyonodekar@gmail.com. Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini.