



TUGAS AKHIR - TM184835

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
DUAL FUEL BIODIESEL-SYNGAS HASIL GASIFIKASI
LIMBAH KELAPA SAWIT DENGAN VARIASI AFR**

MINHANZ
NRP 02111540000121

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2019



TUGAS AKHIR - TM184835

KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL *DUAL FUEL* BIODIESEL-SYNGAS HASIL GASIFIKASI LIMBAH KELAPA SAWIT DENGAN VARIASI *AFR*

Minhanz
NRP. 02111540000121

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020



FINAL PROJECT - TM184835

***PERFORMANCE CHARACTERIZATION OF THE DUAL
FUEL BIODIESEL-SYNGAS DIESEL ENGINE OF OIL PALM
WASTE WITH A VARIATION OF AFR***

Minhanz
NRP. 0211154000121

Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA
MESIN DIESEL *DUAL FUEL* BIODIESEL-SYNGAS
HASIL GASIFIKASI LIMBAH KELAPA SAWIT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Minhanz

NRP. 0211154000121

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001

2. Dr. Ir. Atok Setiawan, M. Eng, ST (Penguji I)
NIP. 196604021989031903

3. Is Bunyamin Suryo, ST, MSc. (Penguji II)
NIP. 198208192012121003

4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD (Penguji III)
NIP. 197105241997021001



Surabaya

Januari, 2020

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL
DUAL FUEL BIODIESEL-SYNGAS HASIL
GASIFIKASI LIMBAH KELAPA SAWIT**

Nama Mahasiswa : Minhanz
NRP : 0211154000121
Jurusan : Teknik Mesin FTIRS ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta. ST., MT.

Abstrak

Seiring dengan kenaikan jumlah penduduk yang bersamaan dengan kenaikan kebutuhan energi diperlukan pengganti sumber energi fosil yang jumlahnya terbatas. Salah satu alternatif yang dilihat sebagai alternatif yang menjanjikan dalam segi kelimpahannya dan potensi diolah menjadi sumber energi yaitu biomassa. Biomassa yang berpotensi untuk diolah menjadi sumber energi alternatif di Indonesia sangat beragam, salah satunya adalah limbah kelapa sawit. Biomassa untuk diaplikasikan pada motor pembakaran dalam perlu pengembangan lanjutan maka akan dilakukan penelitian mengenai aplikasi sistem dual fuel gas hasil gasifikasi biomassa yang berasal dari limbah kelapa sawit dengan bahan bakar biodiesel yang berasal dari kelapa sawit. Penelitian bertujuan untuk menemukan optimasi antara AFR dengan jumlah gas tersubstitusi dengan bantuan blower pada intake.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan proses pemasukan aliran syngas yang dihasilkan gasifier downdraft limbah kelapa sawit ke dalam intake dari mesin diesel yang dihubungkan ke generator secara langsung. Syngas dialirkan secara langsung dari reaktor menuju mixer pada saluran intake dari mesin diesel. Pengujian dilaksanakan dengan putaran mesin konstan pada 2000RPM dengan beban listrik yang bervariasi dimulai dari 500 watt hingga 7000 watt dengan interval

500 watt. Data-data yang akan diukur pada penelitian yaitu waktu konsumsi bahan bakar biodiesel 10ml, arus dan tegangan listrik dan temperatur operasi yang meliputi gas buang, mesin diesel, oli mesin, serta radiator untuk mendapatkan unjuk kerja sistem dual fuel syngas-diesel dengan gasifier downdraft limbah kelapa sawit.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah pada pembebanan maksimal sistem dual-fuel biodiesel dan syngas dapat mengurangi konsumsi biodiesel sebesar 43,71% dari kondisi single-fuel. Nilai specific fuel consumption (sfc) biodiesel rata-rata pada AFR tertinggi mengalami kenaikan sebesar 88,56% dibandingkan single-fuel. Nilai efisiensi termal sistem dual-fuel AFR tertinggi mengalami penurunan rata-rata sebesar 33,74% dari standar biodiesel single-fuel. Kondisi operasi mesin mengalami kenaikan suhu pada suhu oli rata-rata sebesar 5,72%, radiator rata-rata sebesar 2,33%, mesin rata-rata sebesar 5,07 % dan gas buang rata-rata sebesar 9,65% pada pengoperasian sistem dual fuel.

Kata kunci: diesel dual fuel, syngas, biodiesel, AFR, kelapa sawit

PERFORMANCE CHARACTERIZATION OF THE DUAL FUEL BIODIESEL-SYNGAS DIESEL ENGINE OF OIL PALM WASTE WITH A VARIATION OF AFR

Name : ***Minhanz***
NRP : ***02111540000121***
Major : ***Mechanical Engineering***
Advisor : ***Dr. Bambang Sudarmanta. ST., MT.***

Abstract

Population growth will be followed by growth in energy consumption to satisfy population needs, as petroleum as energy source's stock keeps thinning humanity needs alternative energy source. One of alternatives that considered promising from their availability and potency as source of energy are biomass. Oil palm waste is considered highly potential to be used as alternative energy source, aside from high variations of biomass which can be used as energy source in Indonesia. Biomass application for internal combustion engine needs continuous research then research about application from dual fuel sistem with gas produced by gasification process of palm oil waste combined with biodiesel derived from palm oil.

Research is done experimentally with syngas flow produced by gasifier downdraft from palm oil waste directly to mixer at intake of diesel engine which is directly connected to a generator. Testing done by running the diesel engine at 2000 RPM constantly with varied electrical load starting from 500 watt to 7000 watt with 500 watt interval. Measured datas from testing are fuel consumption from biodiesel at 10ml, current and voltage, and operating temperatures such as exhaust, diesel engine, engine oil, and radiator to describe performance of dual fuel syngas-diesel with downdraft gasifier using palm oil waste.

The results obtained from this research are on maximum loading of the dual-fuel biodiesel system and syngas can reduce biodiesel consumption of 43,71% of single-fuel conditions. The average specific fuel consumption (SFC) biodiesel rate of the highest AFR increased by 88.56% compared to single-fuel. The thermal efficiency value of the highest AFR dual-fuel system suffered an average decrease of 33.74% of the standard single-fuel biodiesel. The Operating condition of the machine has increased temperature at an average oil temperature of 5.72%, average radiator at 2.33%, average engine of 5.07% and average exhaust gas of 9.65% in dual fuel system operation.

Keywords : diesel dual fuel, syngas, biodiesel, AFR, palm oil

Kata Pengantar

Kami puji dan syukur untuk Tuhan Yang Maha Esa atas selesainya tugas akhir yang berjudul “**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL DUAL FUEL BIODIESEL-SYNGAS HASIL GASIFIKASI LIMBAH KELAPA SAWIT DENGAN VARIASI AIR FUEL RATIO (AFR)**“ ini dapat disusun dan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Produksi ITS Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT sebagai Dosen Pembimbing yang telah sabar membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
2. Bapak Arief Rahman Saleh, mahasiswa S3 di bidang gasifikasi yang sudah memberikan panduan untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Sanak keluarga tercinta yang memberikan semangat, cinta dan doa yang sangat berperan dalam menyelesaikan tugas Akhir ini.
4. Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin FTIRS-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama perkuliahan di Teknik Mesin ITS.

6. Seluruh keluarga laboratorium Pembakaran & Sistem Energi yang telah menyediakan tempat dan telah memberikan bantuan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan.

Surabaya, 27 Januari 2020

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
Abstract	iii
Daftar Isi	v
Daftar Gambar	ix
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Bahan Bakar	7
2.1.1 Bahan Bakar Diesel	7
2.1.2 Bahan Bakar Gas	9
2.1.3 Gas Hasil Gasifikasi Limbah Kelapa Sawit	10
2.1.4 Biodiesel	10
2.2 Teori Pembakaran	11
2.2.1 Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara	11
2.2.2 Pembakaran non Stoikiometri	12
2.3 Dasar Teori Mesin Diesel.....	13
2.3.1 Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel	14

2.3.2 <i>Governor</i> pada Mesin	15
2.3.3 Unjuk Kerja Mesin Diesel	16
2.4 Diesel Dual Fuel	19
2.4.1 Keuntungan dan Kerugian Sistem <i>Dual Fuel</i>	20
2.4.2 Perhitungan Unjuk Kerja Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> ..	21
2.5 Penelitian Terdahulu	22

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian	33
3.2 Alat Uji.....	33
3.3 Alat Ukur.....	35
3.4 Prosedur Pengujian	40
3.4.1 Persiapan Pengujian	40
3.4.2 Pengujian standar dengan Bahan Bakar Biodiesel ...	40
3.4.3 Pengujian dengan Bahan Bakar Kombinasi Biodiesel- <i>syngas</i>	41
3.5 Skema Eksperimen	43
3.6 Rancangan Eksperimen.....	44
3.7 Flowchart Eksperimen	47
3.7.1 Pengujian Single Fuel	47
3.7.2 Pengujian Dual Fuel	49

BAB 4 DATA DAN ANALISA

4.1 Data Pendukung.....	51
4.2 Contoh Perhitungan Unjuk Kerja	52
4.2.1 Daya.....	55
4.2.2 Torsi.....	56
4.2.3 <i>BMEP</i>	56
4.2.4 <i>SFC</i>	56
4.3 <i>AFR</i>	56
4.4 Efisiensi Termal.....	57
4.5 Substitusi	57
4.6 Analisa Grafik Unjuk Kerja.....	57
4.6.1 Daya.....	58
4.6.2 Torsi.....	59
4.6.3 <i>BMEP</i>	60
4.6.4 <i>SFC</i>	61
4.7 Analisa Grafik Emisi.....	62
4.7.1 Emisi CO.....	63
4.7.2 Emisi HC.....	64
4.7.3 <i>Particulate Matter</i>	66
4.8 Analisa <i>AFR</i>	67
4.9 Analisa Energy per Cycle.....	69
4.10 Analisa Efisiensi Termal	69

4.11 Analisa Subtitusi Syngas.....	70
4.12 Analisa Karakteristik Operasional	72
4.12.1 Suhu Gas Buang	72
4.12.2 Suhu Oli	73
4.12.3 Suhu Radiator.....	74
4.12.4 Suhu Mesin.....	75
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	79
5.2 Saran	80
DAFTAR PUSTAKA.....	81
LAMPIRAN.....	83

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Diagram tahapan pembakaran pada mesin diesel ..	14
Gambar 2.2 Skema <i>woodward governor</i>	16
Gambar 2.3 Grafik perbandingan efisiensi termal dengan bebanan	23
Gambar 2.4 Grafik perbandingan emisi CO dengan bebanan	24
Gambar 2.5 Grafik perbandingan emisi HC dengan bebanan	24
Gambar 2.6 Grafik perbandingan emisi <i>smoke density</i> dengan bebanan	25
Gambar 2.7 Grafik perbandingan emisi NO _x dengan bebanan	26
Gambar 2.8 Grafik perbandingan <i>sfc</i> dengan bebanan	27
Gambar 2.9 Grafik perbandingan substitusi <i>biodiesel</i> dengan bebanan	26
Gambar 2.10 Grafik perbandingan konsumsi bahan bakar dengan bebanan	29
Gambar 2.11 Grafik perbandingan emisi HC dengan bebanan	30
Gambar 2.12 Grafik perbandingan emisi CO dengan bebanan	31
Gambar 3.1 Satu set mesin diesel merk Diamond dengan generator DongFeng	33
Gambar 3.2 Pipet volumetrik.....	35
Gambar 3.3 Tachometer Digital.....	36
Gambar 3.4 Vascolab DAQ 517	36
Gambar 3.5 Stargas 898 Gas Analyzer	37

Gambar 3.6 <i>Smokemeter</i>	37
Gambar 3.7 <i>Display</i> Amperemeter dan voltmeter.....	38
Gambar 3.8 <i>Mass flowmeter</i>	38
Gambar 3.9 Skema <i>mixer</i>	39
Gambar 3.10 <i>Dimmer</i>	39
Gambar 3.11 Skema percobaan	43
Gambar 4.1 Grafik perbandingan daya mesin dengan pembebanan	58
Gambar 4.2 Grafik perbandingan torsi mesin dengan pembebanan	59
Gambar 4.3 Grafik perbandingan <i>bmep</i> dengan pembebanan ..	60
Gambar 4.4 Grafik perbandingan <i>sfc</i> dengan pembebanan	61
Gambar 4.5 Grafik perbandingan emisi CO dengan pembebanan	63
Gambar 4.6 Grafik perbandingan emisi HC dengan pembebanan	65
Gambar 4.7 Grafik perbandingan <i>opacity</i> gas buang terhadap pembebanan	66
Gambar 4.8 Grafik perbandingan AFR terhadap pembebanan ..	68
Gambar 4.9 Grafik perbandingan <i>energy per cycle</i> dengan pembebanan	69
Gambar 4.10 Grafik perbandingan efisiensi termal terhadap pembebanan	70

Gambar 4.11 Grafik perbandingan substitusi biodiesel terhadap pembebanan	71
Gambar 4.12 Grafik perbandingan suhu <i>exhaust</i> terhadap pembebanan	73
Gambar 4.13 Grafik perbandingan suhu oli terhadap pembebanan	74
Gambar 4.14 Grafik perbandingan suhu radiator terhadap pembebanan	75
Gambar 4.15 Grafik perbandingan suhu mesin terhadap pembebanan	76

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Bahan bakar fosil adalah sumber energi yang utama untuk manusia, karena sifatnya yang melepas energi yang signifikan. Penggunaan bahan bakar fosil pun naik seiring dengan penambahan penduduk, sedangkan proses pembentukan bahan bakar fosil membutuhkan waktu yang tidak sedikit sehingga angka produksi bahan bakar fosil tidak sebanding dengan kenaikan kebutuhannya. Kenaikan penggunaan bahan bakar fosil sudah menggerus jumlah cadangan bahan bakar fosil di dunia, tidak terkecuali negara-negara produsen bahan bakar fosil seperti Indonesia. Untuk mengatasi keterbatasan bahan bakar fosil maka dikembangkanlah bahan bakar alternatif yang lebih ramah lingkungan, seperti teknologi *dual fuel* yang digunakan untuk mesin diesel. Teknologi *dual fuel* yang sedang dikembangkan adalah dengan menggunakan gasifikasi dari limbah sawit dikombinasikan dengan biodiesel yang berasal dari kelapa sawit.

Indonesia adalah negara penghasil kelapa sawit terbesar di dunia, mengalahkan Malaysia sejak 2006. Produksi kelapa sawit Indonesia pada tahun 2016 mencapai lebih dari 34,5 juta ton, sedangkan dalam proses pemurnian kelapa sawit kulit serta tangkai kelapa sawit dipisahkan sehingga jumlah limbah yang dihasilkan pada produksi kelapa sawit memiliki potensi untuk diolah. Pengolahan limbah kelapa sawit berpotensi untuk digunakan sebagai sumber energi terbarukan, baik limbah yang berfasa padat, cair, dan gas. Masing-masing fasa mempunyai proses tersendiri untuk diolah menjadi sumber energi namun hanya limbah berfasa padat yang dapat diolah dengan teknologi gasifikasi.

Gasifikasi adalah proses konversi dari material padat yang mengandung karbon atau biomassa menjadi gas. *Pyrolysis*, oksidasi parsial, dan hidrogenisasi adalah proses-proses yang terkait dengan gasifikasi. Tujuan dari gasifikasi bukan hanya konversi energi, produksi dari *feedstock* kimiawi juga termasuk sebagai aplikasi yang penting dari gasifikasi. Sejarah gasifikasi dimulai dari tahun 4000 sebelum Masehi di mana gasifikasi digunakan untuk reduksi pada bijih besi dengan menggunakan pirolisis dari kayu menjadi arang. Gasifikasi pada saat ini digunakan untuk menghasilkan gas yang dapat bereaksi dan membentuk gas sintetis yang bernama *syngas*. Contoh komposisi *syngas* dengan gasifikasi pelepah kelapa sawit yang dilakukan Gafur, 2017 menghasilkan *syngas* dengan komposisi CO 21,52%; H₂ 14,21%; CH₄ 1,03%; CO₂ 13,02% dan LHV sebesar 4622,6 kJ/m³.

Syngas yang dihasilkan dengan proses gasifikasi dapat diaplikasikan ke motor pembakaran dalam, khususnya pada mesin diesel. Mesin diesel yang menggunakan dua jenis bahan bakar yang berbeda wujudnya disebut sebagai *diesel dual fuel (DDF)*. Mesin *diesel dual fuel* adalah mesin diesel yang sudah dimodifikasi untuk menerima bahan bakar gas yang dimasukkan ke dalam saluran *intake* dari mesin atau diinjeksikan secara langsung ke dalam ruang bakar dari mesin diesel. *Syngas* yang digunakan akan menjadi bahan bakar utama sedangkan bahan bakar diesel hanya dipakai untuk pengapian dari campuran bahan bakar dengan udara (*pilot fuel*).

Aplikasi sistem *dual fuel* dibagi menjadi tiga, yaitu *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPIG)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. *LPIG* bekerja dengan proses injeksi ke saluran *intake* dari mesin dengan tekanan yang rendah. Tekanan pada sistem *LPIG* pada umumnya kurang dari 50 psi. Sistem ini memiliki keuntungan mengurangi potensi gas yang terbuang karena gas hanya masuk ruang bakar ketika katup *intake* terbuka dan sistem ini relatif

lebih ekonomis dibandingkan dengan *HPIG*. Kekurangan dari sistem ini yaitu hanya dapat diaplikasikan pada mesin diesel dengan kecepatan putaran yang rendah sehingga aplikasinya terbatas pada mesin penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Sistem *HPIG* bekerja dengan menginjeksikan gas secara langsung ke ruang bakar. Tekanan yang dihasilkan sistem ini sangat tinggi jika dibandingkan dengan *LPIG*, yaitu sekitar 3000 psi. Tekanan tinggi dari sistem ini dibutuhkan karena gas diinjeksi saat piston telah mencapai TMA dan bahan bakar diesel sudah diinjeksi ke ruang bakar untuk memulai pembakaran sehingga tekanan pada ruang bakar sudah tinggi. Keuntungan dari sistem ini bahan bakar gas hanya diinjeksi saat katup mesin sudah tertutup sehingga gas tidak akan terbuang. Kerugian dari sistem ini yaitu investasi yang relatif lebih mahal dibandingkan dengan sistem *LPIG*.

Sistem yang dipakai dalam penelitian ini yaitu *Combustion Air Gas Integration*. Sistem ini bekerja dengan mencampurkan gas dengan udara sebelum masuk ke ruang bakar. Tekanan aliran gas yang diperlukan yaitu sebesar dengan tekanan udara di lingkungan. Keuntungan dari sistem ini yaitu tidak membutuhkan investasi yang besar untuk memodifikasi mesin karena hanya memodifikasi sistem saluran *intake* dari mesin, tingkat kompleksitas mesin juga tidak bertambah seperti sistem lainnya. Apabila suplai gas terhenti atau tersumbat maka mesin tidak akan mengalami masalah dengan beroperasi pada keadaan murni bahan bakar diesel. Kerugian dari sistem ini ada kemungkinan *syngas* yang disuplai terbuang bersama gas buang.

Berdasarkan uraian diatas yang memaparkan penggunaan *syngas* pada diesel dengan sistem *dual fuel* maka akan dilakukan penelitian mengenai karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel gasifier downdraft* dengan *feedstock* berupa *pellet* yang berasal dari pelepah kelapa sawit dan mesin diesel dengan

generator 10 kW. Diharapkan produksi *syngas* dari reaktor dapat menyamai kebutuhan *syngas* untuk pembakaran dalam mesin diesel. Semakin banyak massa *syngas* yang memasuki ruang bakar, maka massa udara yang masuk akan semakin berkurang akibat tergantikan oleh massa *syngas*. Berkurangnya massa udara akan mengakibatkan penurunan *AFR* yang akan ditanggulangi dengan penggunaan *blower*. Variasi *AFR* akan dilakukan dengan mengatur jumlah massa udara yang masuk dengan bantuan *blower*. Dalam penelitian ini dilakukan variasi pada pembebanan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap karakteristik unjuk kerja *dual fuel*, sehingga diharapkan mampu mendapatkan karakter terbaik *syngas* dari *gasifier downdraft*.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diteliti adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* dengan limbah sawit dan *biodiesel* pada mesin diesel stasioner dengan variasi *AFR*.
2. Bagaimana kondisi mesin dengan sistem *dual fuel* yang ditunjukkan dengan suhu radiator, oli, gas buang dan mesin.

1.3. Batasan Masalah

Penelitian ini dibatasi dengan:

1. Penelitian dilakukan dengan mesin diesel satu silinder *four stroke* yang sudah dimodifikasi pada bagian *intake* untuk suplai *syngas* hasil gasifikasi limbah kelapa sawit
2. Modifikasi yang dilakukan pada mesin diesel terbatas pada saluran *intake*
3. Kondisi udara dalam keadaan standar
4. Penelitian tidak membahas proses pembuatan *syngas* serta reaksi kimia yang terlibat dalam pembuatan *syngas*

5. Bahan bakar yang dipakai adalah bahan bakar *biodiesel* yang bersumber dari pengolahan limbah kelapa sawit oleh Wilmar International dan *syngas* diproduksi dari limbah kelapa sawit
6. *Syngas* dihasilkan dari reaktor *gasifier* tipe *downdraft* dengan *three stage intake* dan limbah kelapa sawit yang dipakai dibentuk menjadi *pellet* terlebih dahulu

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini yaitu:

1. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja (daya, torsi, *sfc*, *bmep*, efisiensi termal serta emisi gas CO, HC dan *particulate matter*) mesin diesel terhadap bahan bakar sistem *dual fuel* hasil gasifikasi limbah sawit dan *biodiesel* pada mesin diesel stasioner.
2. Untuk mengetahui kondisi operasi mesin diesel dengan sistem *dual fuel* dengan mengamati suhu air pendingin, oli pelumas, gas buang dan mesin.

1.5. Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Sebagai bentuk pemanfaatan potensi energi dari biomassa yang *renewable* dan sebagai alternatif sumber energi yang ramah lingkungan.
2. Hasil penelitian dapat dikembangkan oleh penelitian selanjutnya dalam teknologi *diesel dual fuel* dan bahan bakar *biodiesel* dari limbah kelapa sawit.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Bahan Bakar

Bahan bakar adalah materi yang mengandung energi yang dapat dikonversikan untuk menghasilkan energi lain. Bahan bakar yang digunakan dalam mesin pembakaran memiliki tiga bentuk wujud, dalam bentuk padatan, cairan dan gas. Khusus untuk mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*) hanya menggunakan bahan bakar berwujud cair dan gas. Bahan bakar padat dapat dimanfaatkan sebagai bahan bakar namun diperlukan proses tambahan untuk mengubah wujud padat menjadi wujud gas untuk dapat terbakar di dalam mesin.

2.1.1. Bahan Bakar Diesel

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang menggunakan bahan bakar diesel yang diolah dari fosil yang diperoleh dari distilasi minyak mentah pada suhu 250°C hingga 350°C, Kawano. Bahan bakar diesel yang berasal dari minyak bumi dibagi menjadi 3 macam yang disesuaikan dengan aplikasinya, yaitu *fossil diesel 1D*, *fossil diesel 2D* dan *fossil diesel 4D*. 1D adalah bahan bakar diesel yang digunakan pada daerah dengan suhu rendah, 2D adalah bahan bakar diesel yang digunakan pada mesin diesel otomotif yang dapat beroperasi pada putaran mesin tinggi (>1200RPM) dan 4D adalah bahan bakar diesel yang dikhususkan untuk mesin diesel stasioner yang beroperasi pada putaran mesin rendah (<500RPM). Bahan bakar *fossil diesel 2D* lebih dikenal dengan sebutan HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin

timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Sifat penyalaan juga mempengaruhi kualitas penyalaan, Nasution.

Sifat atau *property* dari bahan bakar adalah karakteristik yang dimiliki suatu bahan bakar yang mempengaruhi kinerja bahan bakar dalam proses pembakaran. Sifat-sifat umum yang penting untuk diketahui untuk meninjau kinerja bahan bakar yaitu:

- *Density, Specific Gravity, dan API Gravity*

Density adalah perbandingan massa dengan volum, dalam hal ini adalah massa dan volum dari bahan bakar pada suhu acuan 15°C. *Specific Gravity (SG)* adalah perbandingan berat dari volum suatu fluida dengan berat air dengan volum yang sama pada suhu tertentu. Persamaan dari *SG* adalah:

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

Hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah:

$$API\ Gravity = \frac{141.5}{SG} - 131.5 \quad (2.2)$$

- *Viscosity*

Viscosity adalah sifat cairan yang menentukan besarnya resistansi terhadap gaya geser. Viskositas terjadi karena adanya interaksi antara molekul cairan. Cara penyimpanan dan penggunaan dari bahan bakar dipengaruhi oleh viskositas dari bahan bakar. Selain penyimpanan dan penggunaan, cara *handling* serta atomisasi juga dipengaruhi viskositas. Semakin tinggi viskositas semakin sulit bahan bakar dialirkan serta hasil atomisasi akan kurang memuaskan.

- *Flashpoint*

Flashpoint adalah suhu terendah di mana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya.

- *Sulphur Content*

Sulphur content adalah kandungan sulfur yang ada di dalam bahan bakar diesel. Keberadaan sulfur pada bahan bakar dapat merusak mesin karena oksida sulfur yang mudah bereaksi dengan air yang akan menghasilkan asam sulfat. Asam sulfat adalah salah satu asam yang diklasifikasikan sebagai asam kuat sehingga keberadaannya pada bahan bakar dapat dengan mudah merusak mesin karena sifat korosif dari asam. Selain merusak mesin, keberadaan sulfur juga menimbulkan polusi.

- *Cetane number*

Cetane number adalah angka yang menyatakan *ignition delay* campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -*methylnaphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* dengan kondisi yang sama.

- *Calorific Value*
- *Carbon Residue*

Carbon residue adalah kerak yang timbul pada dinding ruang bakar yang menjadi pertanda tingginya kandungan *carbon residue* pada bahan bakar. *Carbon residue* dalam ruang bakar akan mengurangi kinerja mesin.

2.1.2. Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas memiliki berbagai macam jenis yang bergantung pada asal muasal bahan bakar gas tersebut serta proses pembuatan yang terlibat. Jenis-jenis gas tersebut yaitu:

1. Bahan bakar yang dapat secara bebas diperoleh dari alam
 - Gas alam
 - Metana dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang dibuat dari bahan bakar padat
 - *Pulverized coal*
 - Gas hasil gasifikasi limbah dan biomassa
3. Gas yang dibuat dari minyak bumi
 - *Liquid Petroleum Gas* (LPG)
 - Gas hasil penyulingan
 - Gas dari gasifikasi minyak

4. Gas-gas dari proses biologis

2.1.3. Gas hasil gasifikasi limbah kelapa sawit

Gasifikasi adalah proses konversi dari material padat yang mengandung karbon atau biomassa menjadi gas. *Pyrolysis*, oksidasi parsial, dan hidrogenisasi adalah proses-proses yang terkait dengan gasifikasi. Tujuan dari gasifikasi bukan hanya konversi energi, produksi dari *feedstock* kimiawi juga termasuk sebagai aplikasi yang penting dari gasifikasi. Produk yang dihasilkan dari proses gasifikasi ada tiga yaitu: gas hidrokarbon (*syngas*), hidrokarbon dalam bentuk cair (*tar*) dan *ash*. *Syngas* dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk menghasilkan listrik atau uap atau bahkan sebagai bahan dasar dari bahan kimia yang dapat digunakan kembali. Jika dicampur dengan udara, *syngas* dapat digunakan sebagai bahan bakar pada mesin diesel dan *gasoline* dengan modifikasi mesin, van der Burgt.

Bahan bakar yang dipakai untuk proses gasifikasi sangat fleksibel. Hampir semua zat yang mengandung karbon dapat dipakai untuk proses gasifikasi, seperti batu bara, minyak, gas alam, biomassa hingga limbah. Gasifikasi dapat digunakan untuk produksi gas yang kemudian dapat dimanfaatkan untuk produksi energi maupun sebagai bahan baku bahan kimia.

Limbah kelapa sawit yang dipakai untuk gasifikasi adalah bagian pelepah dari kelapa sawit. Dari penelitian sebelumnya, pelepah kelapa sawit memiliki kandungan karbon sebesar 43%, sulfur sebesar 11% dan nilai *volatile* sebesar 51%. Ketika terbakar hanya menghasilkan 6% *ash* dan total energi yang terkandung pada pelepah sebesar 18.040 kJ/kg.

2.1.4. Bahan Bakar Biodiesel

Biodiesel secara teknis adalah sebuah bahan bakar yang terdiri dari *monoakyl ester* yang berasal dari lemak. Biodiesel dapat diproduksi dari minyak nabati maupun minyak hewani.

Biodiesel memiliki rantai karbon yang panjang, bahkan lebih panjang daripada rantai karbon pada bahan bakar diesel dari minyak bumi dan biodiesel memiliki kekentalan yang lebih tinggi dibandingkan dengan diesel. Keunggulan dari biodiesel selain berwujud cair yaitu dapat dicampurkan dengan diesel dari minyak bumi.

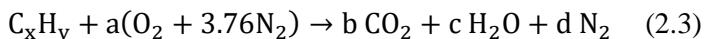
Penggunaan biodiesel sebagai pengganti diesel memerlukan kemiripan sifat dari segi fisik dan kimia dari biodiesel.

2.2. Teori Pembakaran

Pembakaran adalah reaksi kimia yang terjadi antara sebuah bahan bakar dengan bahan yang dapat mengoksidasi bahan bakar tersebut dan reaksi ini menghasilkan energi yang pada umumnya dalam bentuk energi panas dan cahaya. Pembakaran termasuk reaksi yang melepaskan energi atau dengan kata lain bersifat eksotermik. Unsur-unsur utama yang bersifat *combustible* yaitu karbon, hidrogen dan sulfur.

2.2.1. Perhitungan Stoikiometri Kebutuhan Udara

Pembakaran dengan kondisi oksigen yang mencukupi akan mengakibatkan bahan bakar hidrokarbon teroksidasi secara menyeluruh yang ditunjukkan dengan karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen teroksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran dengan kondisi oksigen yang mencukupi disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari pembakaran suatu bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) secara umum dituliskan sebagai:



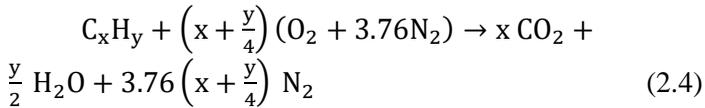
Keseimbangan unsur C: $x = b$

Keseimbangan unsur H: $y = 2c \rightarrow c = \frac{y}{2}$

Keseimbangan unsur O: $2a = 2b + c \rightarrow a = x + \frac{y}{4}$

Kesetimbangan unsur N: $2(3.76)a = 2d \rightarrow d = 3.76 \left(x + \frac{y}{4}\right)$

Jika persamaan kesetimbangan masing-masing unsur disubstitusi ke dalam persamaan reaksi pembakaran hidrokarbon maka persamaan pembakaran hidrokarbon akan menjadi:



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah:

$$m_{O_2} = \frac{m_{\text{atom } O_2}}{m_{\text{atom } C_xH_y}} \times \%C_xH_y \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg bahan bakar}}\right) \quad (2.5)$$

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

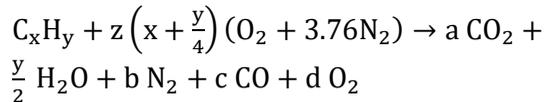
$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{(\sum n_i M_i)_{\text{air}}}{(\sum n_i M_i)_{\text{fuel}}} \quad (2.6)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) M_{O_2} + 3.76 \left(x + \frac{y}{4}\right) M_{N_2}}{x M_C + y M_H} \quad (2.7)$$

2.2.2. Pembakaran Non Stoikiometri

Heywood, menyatakan bahwa mekanisme pembakaran dapat dituntut untuk berlangsung dengan cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Kondisi ini dirancang sedemikian rupa untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat pencampuran antara

bahan bakar dengan udara yang tidak sempurna. Pembakaran yang dimaksud adalah pembakaran non stoikiometri dan persamaan reaksi yang menggambarkan pembakaran non stoikiometri adalah:



(2.8)

Berdasarkan dari *AFR*, jenis-jenis pembakaran dibagi menjadi tiga yaitu:

1. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri
Pada proses pembakaran ini perpindahan panas yang terjadi besarnya maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Pembakaran akan menghasilkan CO₂, H₂O, dan N₂.
2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi besarnya panas yang hilang akan bertambah akibat udara yang berlebih. Hasil pembakaran berupa CO₂, H₂O, N₂ dan *excess air* (O₂).
3. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya
Pada proses pembakaran kaya, perpindahan panas yang terjadi kurang maksimum karena adanya bahan bakar yang tidak terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO₂, H₂O dan N₂.

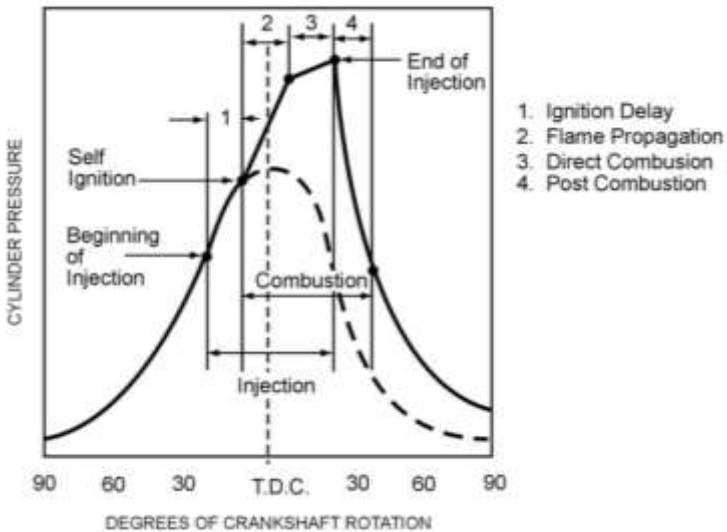
2.3. Dasar Teori Mesin Diesel

Mesin diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperatur yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan dengan tekanan tinggi dalam bentuk

butiran yang halus. Butiran bahan bakar tersebut tercampur dengan udara dengan suhu tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran.

2.3.1. Tahapan Pembakaran pada Mesin Diesel

Proses pembakaran pada mesin diesel maupun mesin bensin melewati beberapa tahap yang digambarkan dengan diagram tekanan dibandingkan dengan *crank angle*. Menurut Kawano, tahapan yang terjadi antara lain:



Gambar 2.1 Diagram tahapan pembakaran pada mesin diesel

1. Ignition Delay

Ignition delay adalah waktu di mana bahan bakar siap terbakar namun belum terbakar karena suhu dan tekanan ruang bakar yang belum cukup untuk menyalakan bahan bakar. *Ignition delay* digambarkan pada diagram pada titik *beginning of combustion* hingga titik *self ignition*.

2. Flame Propagation

Uncontrolled combustion terjadi ketika campuran bahan bakar mulai terbakar secara sendirinya. Pada tahap ini tekanan akan naik secara drastis karena bahan bakar yang diinjeksikan sudah bercampur dengan udara dan terjadinya *self ignition*.

3. *Controlled Combustion*

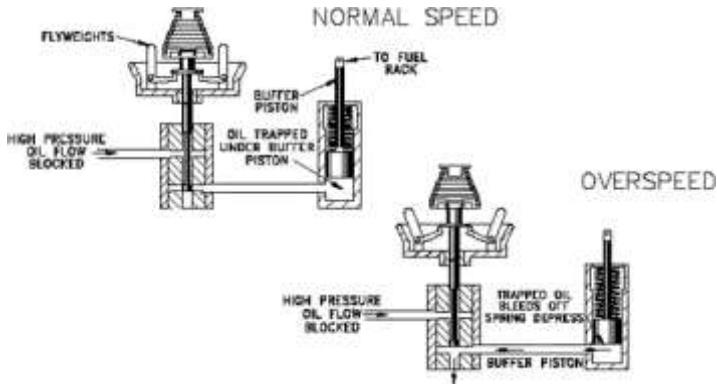
Setelah tahapan *uncontrolled combustion*, pembakaran campuran bahan bakar dengan udara berlanjut. Pada tahap ini, suhu dan tekanan pada ruang bakar akan mencapai titik maksimum.

4. *Afterburning*

Secara teoritis diharapkan proses pembakaran berakhir setelah selesainya *controlled combustion*. Namun karena pencampuran antara bahan bakar dengan udara yang kurang sempurna mengakibatkan tidak semua partikel bahan bakar terbakar seluruhnya sehingga pembakaran dilanjutkan pada tahap ini.

2.3.2. Governor pada Mesin

Pengaturan kecepatan putar pada mesin dikendalikan oleh suatu komponen yang bernama *governor*. *Governor* berfungsi dengan cara mengendalikan jumlah bahan bakar yang diberikan sehingga putaran mesin dapat dijaga konstan tanpa pengaruh dari pembebanan. Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif. Pada umumnya *governor* yang dipakai adalah tipe yang bekerja dengan mekanisme mekanis-hidrolik (*woodward governor*) atau dengan kendali elektronik.



Gambar 2.2 Skema *woodward governor*

Woodward governor bekerja dengan mengendalikan tuas control bahan bakar yang dikombinasikan dengan piston hidrolis dan gerakan bandul yang berputar. Posisi bandul ditentukan dari kecepatan putaran mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul akan berputar mekar terbuka atau menguncup. Gerakan bandul ini akan menggerakkan piston (*pilot valve*) pada sistem hidrolis. Gerakan ini mengatur aliran minyak ke *piston motor servo*. *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakan piston akan menambah atau mengurangi bahan bakar yang dialirkan.

2.3.3. Unjuk Kerja mesin Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel berhubungan dengan:

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang dihasilkan mesin untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran pada penelitian diberikan beban lampu dengan daya 500 watt hingga 10000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang terhubung dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif

pada generator (N_e). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos \varphi}{\eta_{\text{generator}} \times \eta_{\text{transmisi}}} \text{ (Watt)} \quad (2.9)$$

Di mana:

N_e	: Daya mesin (W)
V	: Tegangan listrik (Volt)
I	: Arus listrik (Ampere)
$\eta_{\text{generator}}$: Efisiensi generator (0,9)
$\eta_{\text{transmisi}}$: Efisiensi transmisi (0,95)
$\cos \varphi$: Faktor daya listrik ($\cos \varphi = 1$)

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil pembagian daya dalam satu menit dengan putaran mesin sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau *ft.lb (Imperial)*. Momen torsi dihitung dengan persamaan:

$$M_t = \frac{60 \times N_e}{n} \text{ (N. m)} \quad (2.10)$$

Di mana:

M_t	: Torsi (N. m)
N_e	: Daya (W)
n	: Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan terlihat bahwa besarnya torsi sebanding dengan daya yang dihasilkan mesin dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang dihasilkan mesin maka torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Semakin besar putaran mesin maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. *Brake Mean Effective Pressure (bmep)*

Proses pembakaran udara dengan bahan bakar akan menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston untuk melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah

sepanjang langkah piston. Jika tekanan yang bekerja pada piston diambil harga rata-rata yang bernilai konstan maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston untuk menghasilkan daya besarnya sama dengan daya efektif. Perumusan dapat ditulis sebagai:

$$bmep = \frac{Ne \times Z \times 60}{A \times L \times n \times i} (N/m^2) \quad (2.11)$$

Di mana:

- Ne : Daya poros mesin (Watt)
- A : Luas penampang piston (m^2)
- L : Panjang langkah piston (m)
- i : Jumlah silinder
- n : Putaran mesin diesel (rev/min)
- Z : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *Specific Fuel Consumption (sfc)*

SFC adalah jumlah bahan bakar yang terpakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 hp selama 1 jam. Apabila dalam pengujian diperoleh daya mengenai penggunaan bahan bakar m (kg) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar *bhp* (HP) maka pemakaian bahan bakar per jam m adalah:

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (\text{kg}) \quad (2.12)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.jam}} \right) \quad (2.13)$$

5. Efisiensi termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah

menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan sebagai:

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{m \text{ bahan bakar} \times \text{LHV bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.14)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{th \text{ single}} = \left(\frac{N_e}{m \text{ biodiesel} \times Q \text{ biodiesel}} \right) \times 100\% \quad (2.15)$$

Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan dari pembakaran suatu bahan bakar secara sempurna per satuan massa atau volum bahan bakar. *LHV* dinyatakan dengan rumus empiris sebagai berikut:

$$LHV = [16280 + 60(API)] \text{ (Btu/lb)} \quad (2.16)$$

API Gravity adalah suatu besaran yang menyatakan densitas dari bahan bakar dibandingkan dengan air. *API Gravity* diukur pada suhu minyak bumi sebesar 60°F. Persamaan *API Gravity* yaitu:

$$API = \frac{141.5}{\text{Specific Gravity pada } 60^\circ\text{F}} + 131.5 \quad (2.17)$$

Di mana *specific gravity* untuk bahan bakar diesel adalah 0.84.

2.4. Mesin Diesel dengan Sistem *Dual Fuel*

Sistem *dual fuel* adalah sistem yang mengaplikasikan dua bahan bakar yang berbeda wujudnya namun dipakai pada satu mesin. Pada mesin diesel, *dual fuel* menggunakan bahan bakar diesel atau biodiesel serta diberikan bahan bakar gas. Bahan bakar gas dapat dicampurkan dengan udara pada saluran *intake* dari mesin atau dapat diinjeksikan secara langsung ke ruang

bakar. Mesin *dual fuel* pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi untuk memakai bahan bakar gas sebagai bahan bakar utama, bahan bakar gas ini dicampurkan bersama udara pada saluran *intake*. Bahan bakar gas akan dipakai sebagai bahan bakar utama yang memberikan energi ke mesin. Bahan bakar gas akan dikompresi bersama dengan udara namun campuran ini tidak akan terbakar dengan sendirinya karena bahan bakar gas yang memiliki *flashpoint* yang lebih tinggi sehingga diperlukan bahan bakar diesel. Bahan bakar diesel pada sistem *dual fuel* disebut sebagai *pilot fuel*, berfungsi sebagai sumber pengapian untuk bahan bakar gas yang tercampur dengan udara. Bahan bakar diesel akan diinjeksikan ke ruang bakar pada saat akhir dari kompresi primer campuran bahan bakar gas dengan udara. *Pilot fuel* yang diinjeksikan hanya menyumbang energi yang lebih sedikit dibandingkan dengan bahan bakar gas.

2.4.1.Keuntungan dan Kerugian dari Sistem Dual Fuel

Pengembangan mesin diesel dengan sistem *dual fuel* sudah diteliti secara intensif dan menurut Slawomir, sistem *dual fuel* memiliki efek positif serta efek negatif dari penggunaan sistem *dual fuel*. Keuntungan serta kerugian dari penggunaan sistem *dual fuel* antara lain:

1. Adanya potensi sistem *dual fuel* untuk mencapai performa yang komparabel dengan diesel sistem *single fuel* konvensional.
2. Dapat meningkatkan efisiensi secara keseluruhan jika dibandingkan dengan diesel *single fuel*.
3. Mesin diesel lebih mudah untuk dihidupkan jika dihidupkan dengan bahan bakar diesel.
4. Potensi untuk mengurangi kandungan emisi gas-gas yang bersifat berbahaya akibat dari penggunaan bahan bakar gas yang lebih mudah tercampur dengan udara sehingga pembakaran dapat terlaksana lebih sempurna.

5. Keperluan modifikasi mesin untuk memakai sistem *dual fuel* tidak membutuhkan perubahan desain yang ekstensif. Kerugian yang ditimbulkan akibat dari penggunaan sistem *dual fuel* antara lain:

1. Adanya kemungkinan pembakaran yang tidak terkendali pada campuran bahan bakar dengan udara saat langkah kompresi terutama pada saat pembebanan mesin yang tinggi, di mana keadaan campuran bahan bakar dengan udara berada pada kandungan kaya bahan bakar.
2. Berpotensi menimbulkan *knocking* pada saat pembakaran pilot yang ikut membakar campuran bahan bakar dengan udara.

2.4.2. Perhitungan Unjuk Kerja Mesin Diesel *Dual Fuel*

Perhitungan daya, torsi, dan BMEP untuk sistem *dual fuel* memiliki persamaan yang sama dengan perhitungan dengan sistem *single fuel*. Perbedaan kedua sistem terletak pada perhitungan *specific fuel consumption (sfc)*. Persamaannya, menurut Tippawong adalah:

$$sfc = \frac{3600 \times (\dot{m}_{\text{syngas}} + \dot{m}_{\text{biodiesel}})}{N_e} \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.jam}} \right) \quad (2.18)$$

Di mana:

\dot{m}_{syngas} : Massa bahan bakar *syngas* yang terpakai (kg/s)

$\dot{m}_{\text{biodiesel}}$: Massa *biodiesel* yang terpakai (kg/s)

Selain *sfc*, parameter selanjutnya yang ada pada sistem *dual fuel* yaitu perhitungan substitusi *biodiesel*. Substitusi *biodiesel* adalah jumlah bahan bakar *biodiesel* yang tergantikan oleh *syngas* hasil gasifikasi. Substitusi *biodiesel* dihitung dari jumlah bahan bakar *biodiesel* pengujian *single fuel* dikurangi dengan bahan bakar *biodiesel* dengan sistem *dual fuel* dan dibandingkan

dengan jumlah bahan bakar sistem *single fuel*. Persamaan matematis substitusi *biodiesel* yaitu:

$$\text{substitusi} = \frac{\dot{m}_{\text{single}} - \dot{m}_{\text{dual}}}{\dot{m}_{\text{single}}} \times 100\% \quad (2.19)$$

Menurut Tippawong, untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi *syngas*-*biodiesel* persamaanya adalah:

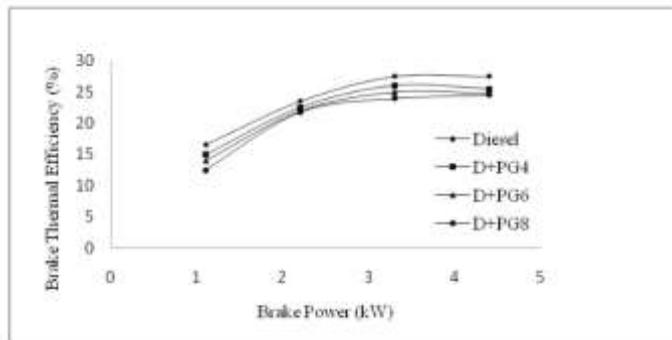
$$\eta_{\text{th dual}} = \frac{N_e}{\dot{m}_{\text{biodiesel}} \times Q_{\text{diesel}} + \dot{m}_{\text{syngas}} \times Q_{\text{syngas}}} \times 100\% \quad (2.20)$$

Di mana Q adalah *LHV* (kcal/kg bahan bakar).

2.5. Penelitian Terdahulu

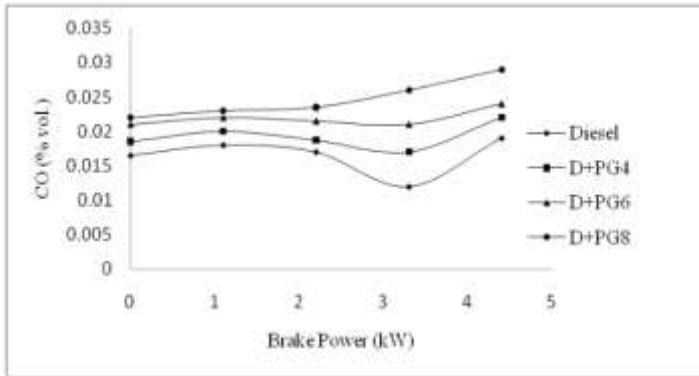
1. Penelitian yang dilakukan Shrivastava

Shrivastava melakukan penelitian dengan menggunakan bahan bakar diesel dan *syngas* hasil gasifikasi campuran antara 70% serbuk kayu dengan 30% *mustard oil*. Penelitian menggunakan mesin diesel satu silinder yang terhubung dengan *dynamometer*. Pada penelitian didapatkan pemakaian *syngas* dapat mengurangi konsumsi bahan bakar diesel meskipun akan menurunkan efisiensi termal diesel. Variasi yang digunakan adalah besarnya *massflow* dari *producer gas* yang dihasilkan, mulai dari 4 lpm (*liters per minute*), 6 lpm dan 8 lpm.

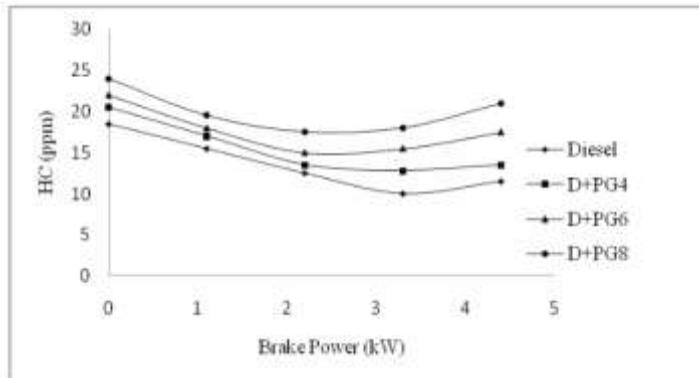


Gambar 2.3 Grafik perbandingan efisiensi termal dengan pembebanan

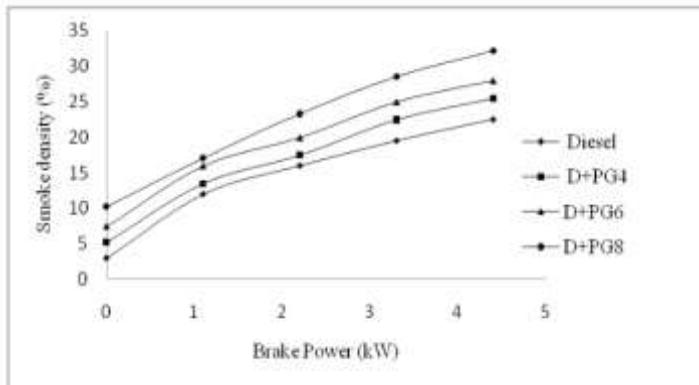
Dari segi emisi, penelitian Shrivastava memberikan hasil bahwa emisi gas CO, HC serta *smoke density* akan bertambah seiring bertambahnya jumlah konsentrasi *syngas* yang dikonsumsi mesin diesel. Berikut ini adalah grafik perbandingan antara emisi gas CO, HC, dan *smoke density* dibandingkan dengan besar beban.



Gambar 2.4 Grafik perbandingan emisi CO dengan pembebanan

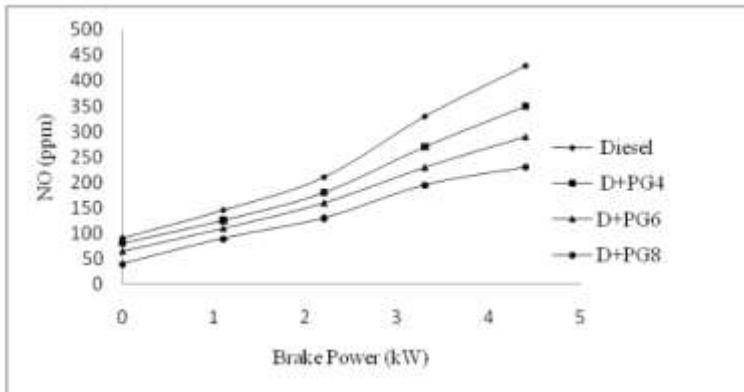


Gambar 2.5 Grafik perbandingan emisi HC dengan pembebanan



Gambar 2.6 Grafik perbandingan emisi *smoke density* dengan pembebanan

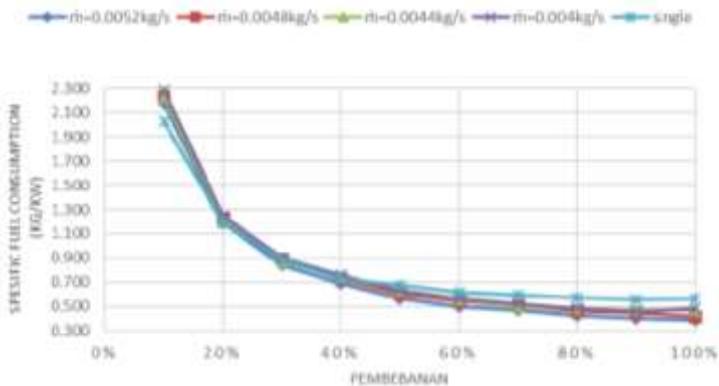
Selain emisi CO, HC dan *smoke density*, emisi yang juga diteliti yaitu NO_x . Emisi NO_x turun seiring dengan penambahan jumlah *syngas*. Pembentukan NO_x dipengaruhi oleh jumlah oksigen yang terdapat pada ruang bakar. Hal ini menandakan jumlah oksigen yang berkurang seiring pertambahan *syngas* sehingga pembakaran pada mesin akan kurang sempurna dan mengakibatkan penambahan emisi gas lain.



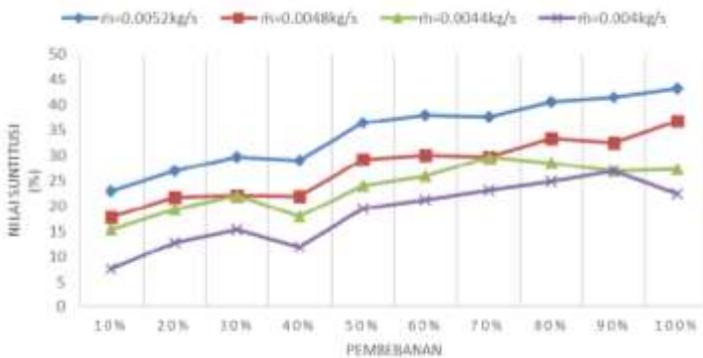
Gambar 2.7 Grafik perbandingan emisi NO_x dengan pembebanan

2. Penelitian yang dilakukan Gemilang

Penelitian Gemilang menggunakan *biodiesel* dan *syngas* hasil dari gasifikasi *municipal solid waste (MSW)* dengan tambahan *blower* pada saluran *intake* mesin diesel. Penelitian dilakukan dengan mesin diesel satu silinder yang dihubungkan ke generator. Variasi yang digunakan dalam penelitian yaitu *AFR* dengan mengatur besarnya *massflow* dari udara yang disuplai dari *blower* menuju mesin.



Gambar 2.8 Grafik perbandingan *sfc* dengan pembebanan



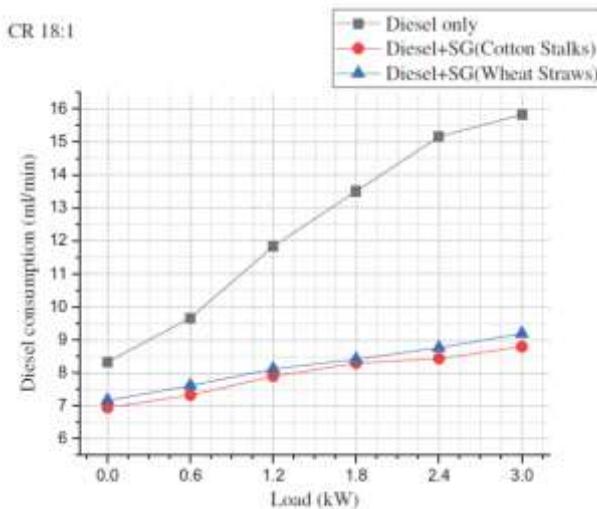
Gambar 2.9 Grafik perbandingan substitusi *biodiesel* dengan pembebanan

Pada grafik perbandingan *sfc* dengan pembebanan, secara garis besar ditunjukkan bahwa seiring dengan kenaikan massa udara yang disuplai ke mesin maka jumlah bahan bakar yang dikonsumsi akan turun. Kurva penggunaan diesel *single fuel* juga ditambahkan sebagai pembandingan dengan efek

penambahan *syngas* serta penggunaan *blower*. Penurunan konsumsi bahan bakar makin terlihat pada pembebanan 60%. Pada pembebanan 60% terlihat bahwa kurva dari diesel *single fuel* memiliki konsumsi bahan bakar terbesar. Pada grafik perbandingan substitusi biodiesel terlihat seiring dengan bertambahnya massa udara ke mesin maka jumlah bahan bakar yang tersubstitusi akan meningkat, dengan substitusi terbesar diperoleh pada *massflow* terbesar, 0.0052 kg/s.

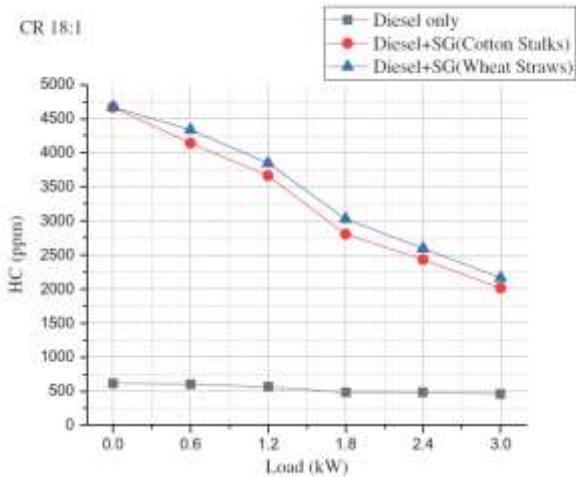
3. Penelitian yang dilakukan Singh

Penelitian yang dilakukan oleh Singh menggunakan batang dari kapas serta batang gandum sebagai *feedstock* untuk reaktor *gasifier* tipe *downdraft*. Gasifikasi dari batang kapas dan gandum bertujuan untuk mendapatkan sumber energi yang terbarukan dengan aplikasinya pada diesel *dual fuel*. *Syngas* yang dihasilkan akan dipakai untuk diesel dengan sistem *dual fuel* dan hasil dari gasifikasi kedua bahan akan dibandingkan dalam segi performa dan emisi.



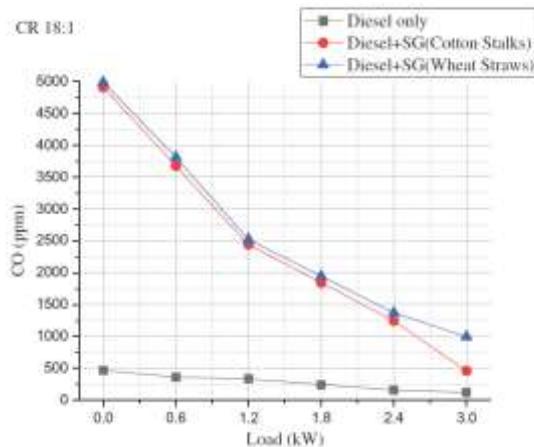
Gambar 2.10 Grafik perbandingan konsumsi bahan bakar dengan pembebanan

Pada grafik perbandingan konsumsi bahan bakar, ditunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* dari kedua bahan bakar gasifikasi, batang kapas dan batang gandum akan menurunkan konsumsi bahan bakar diesel. Penurunan konsumsi bahan bakar dengan menggunakan *syngas* hasil gasifikasi batang gandum lebih besar dibandingkan dengan *syngas* hasil gasifikasi batang kapas. Besarnya penurunan konsumsi bahan bakar akan berkurang seiring dengan kenaikan pembebanan pada mesin diesel. Penurunan maksimum dari kedua bahan terjadi pada beban 3 kW dengan penurunan sebesar 44,44% pada *syngas* batang kapas dan 41,94% pada *syngas* batang gandum.



Gambar 2.11 Grafik perbandingan emisi HC dengan pembebanan

Pada grafik emisi HC, ditunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* dari kedua bahan bakar gasifikasi, batang kapas dan batang gandum akan menghasilkan emisi HC yang lebih tinggi dibandingkan dengan diesel standar. Besarnya emisi HC sendiri menurun seiring dengan penambahan beban pada mesin. Hal ini disebabkan dengan pembakaran campuran bahan bakar diesel dengan udara dan *syngas* yang kurang sempurna pada pembebanan rendah. Pemakaian *syngas* dari batang kapas akan memberikan emisi HC yang lebih rendah dari *syngas* yang berasal dari batang gandum akibat dari *carbon content* dari batang kapas.



Gambar 2.12 Grafik perbandingan emisi CO dengan pembebanan

Pada grafik emisi CO, ditunjukkan bahwa dengan penambahan *syngas* dari kedua bahan bakar gasifikasi, batang kapas dan batang gandum akan menghasilkan emisi CO yang lebih tinggi dibandingkan dengan diesel standar. Sama seperti emisi HC, emisi CO akan menurun seiring dengan penambahan beban pada mesin. Hal ini disebabkan dengan pembakaran campuran bahan bakar diesel dengan udara dan *syngas* yang kurang sempurna pada pembebanan rendah.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Pengujian dilakukan pada mesin diesel *constant speed electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan *electrical generator* sebagai *electrical dynamometer*. *True experimental method* pada penelitian ini dibagi atas 2 (dua) kelompok, yaitu:

- Kelompok kontrol dengan mesin diesel menggunakan minyak *biodiesel*,
- Kelompok uji dengan mesin diesel menggunakan *dual fuel syngas-biodiesel*.

3.2. Alat Uji

Alat uji yang dipakai dalam penelitian ini antara lain:



Gambar 3.1 Satu set mesin diesel merk Diamond dengan generator DongFeng

1. Mesin diesel dengan spesifikasi:

- Merk dan model : Diamond DI1100L
- Karakteristik mesin : 4 *stroke*, pendingin air
- Sistem Pembakaran : *Direct injection*
- *Bore* dan *stroke* (mm) : 90×96
- Tenaga maksimum (*HP/RPM*) : 11/2400
- Tenaga rata-rata (*HP/RPM*) : 10/2200
- Torsi maksimum (*Kgm/RPM*) : 3.4/1900
- Perbandingan kompresi : 18:1
- Sistem pengasutan : Dengan engkol
- Sistem pendingin : Kondensor
- Kapasitas air pendingin (L): 1.2
- Sistem pelumasan (L) : *Rotary type*
- Kapasitas pelumas (L) : 2.2
- Kapasitas tangki bahan bakar (L) : 9.5
- Panjang (mm) : 700
- Lebar (mm) : 348
- Tinggi (mm) : 515
- Berat kosong (kg) : 86

2. Generator listrik dengan spesifikasi:

- Merk dan model : DongFeng ST-10, *single phase*
- Frekuensi (Hz) : 50
- RPM : 1500
- Voltase (V) : 220
- *Power* (kW) : 10
- *Excitation voltage* (V) : 80
- *Excitation current* (A) : 4.1

3. Beban Listrik

Beban lampu yang dipakai terdiri dari lampu LED sebanyak 20 buah dengan konsumsi daya masing-masing sebesar 500 watt sehingga total beban listrik yang dapat diberikan sebesar 10000 watt, namun dalam percobaan

hanya memakai hingga 7500 watt. Lampu disusun secara paralel dengan sakelar untuk masing-masing lampu.

4. Bahan bakar *syngas*
Bahan bakar *syngas* diperoleh dari hasil gasifikasi limbah kelapa sawit dari *gasifier* tipe *downdraft*.
5. Bahan bakar diesel
Bahan bakar diesel yang dipakai adalah bahan bakar *biodiesel* yang diolah dari kelapa sawit.

3.3. Alat Ukur

1. Pipet Volumetrik
Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar yang akan dipakai mesin diesel. Pipet volumetrik yang dipakai memiliki kapasitas 10ml.



Gambar 3.2 Pipet volumetrik

2. *Tachometer* digital

Alat ini digunakan untuk mengukur kecepatan putaran mesin diesel.



Gambar 3.3 Tachometer digital

3. Vascolab DAQ 517 Thermocouple Logger
Alat ini digunakan untuk *logging* data suhu dari termokopel yang akan diinput pada *software*.



Gambar 3.4 Vascolab DAQ 517

4. Stargas 898 Gas Analyzer
Alat ini digunakan untuk mendeteksi dan mengukur emisi dari gas buang mesin. Stargas dapat mendeteksi dan mengukur kadar gas CO, CO₂, HC serta *particulate*

matter. Untuk mendeteksi *particulate matter* diperlukan *smokemeter*.



Gambar 3.5 Stargas 898 Gas Analyzer

5. *Smokemeter*

Alat ini merupakan modul tambahan untuk Stargas untuk mendeteksi dan mengukur *particulate matter* pada gas buang.



Gambar 3.6 *Smokemeter*

6. *Display Voltmeter dan Avometer*

Alat ini digunakan untuk mengukur voltase dan arus yang mengalir ke pembebanan lampu.



Gambar 3.7 *Display Voltmeter dan Avometer*

7. *Pitot tube dan mass flowmeter*

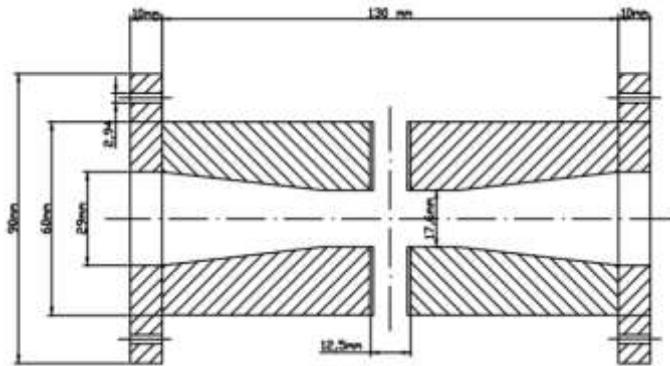
Alat ini digunakan untuk mendeteksi perbedaan tekanan pada *pitot tube* yang kemudian dapat dihitung kecepatan aliran yang terukur dari perbedaan tekanan.



Gambar 3.8 *Mass flowmeter*

8. *Mixer*

Mixer adalah komponen pada saluran *intake* yang bertujuan untuk mencampurkan *syngas* dengan udara. *Mixer* menggunakan bentuk venturi.



Gambar 3.9 Skema *mixer*

9. *Blower*

Alat ini digunakan untuk menambah aliran udara yang masuk ke dalam *intake*. Tujuan dari penambahan aliran udara yaitu mengatasi penurunan AFR saat kondisi *dual fuel* yang akan terjadi akibat penambahan *syngas*.



Gambar 3.10 *Dimmer*

10. *Dimmer*

Alat ini digunakan untuk mengatur tekanan dari *blower* dengan cara memberikan resistansi yang besarnya dapat dikendalikan dengan *variable resistor*.

3.4. Prosedur Pengujian

Inti dari pengujian ini yaitu pengujian yang menggunakan sistem *dual fuel* untuk mengoptimalkan pemakaian *syngas* dari limbah kelapa sawit, mendapatkan AFR dengan campuran stoikiometri.

3.4.1. Persiapan Pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Memeriksa kondisi mesin yang meliputi kondisi fisik mesin diesel, kondisi pelumas, sistem pendingin, saluran bahan bakar dan kesiapan generator.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan koneksi listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat ukur

3.4.2. Pengujian pada kondisi standar dengan bahan bakar *biodiesel*

Pengujian dilakukan dengan kondisi putaran mesin yang konstan dengan variasi beban listrik. Tahapan yang dilakukan adalah:

1. Menghidupkan mesin diesel dengan bahan bakar *biodiesel*.
2. Membiarkan mesin dalam keadaan *idle* untuk memanaskan mesin hingga temperatur mesin mencapai *operating temperature* yang sesuai.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai dari 500W sampai 7500W dengan interval kenaikan 500W

dan menjaga putaran mesin pada 2000 RPM setiap pembebanan.

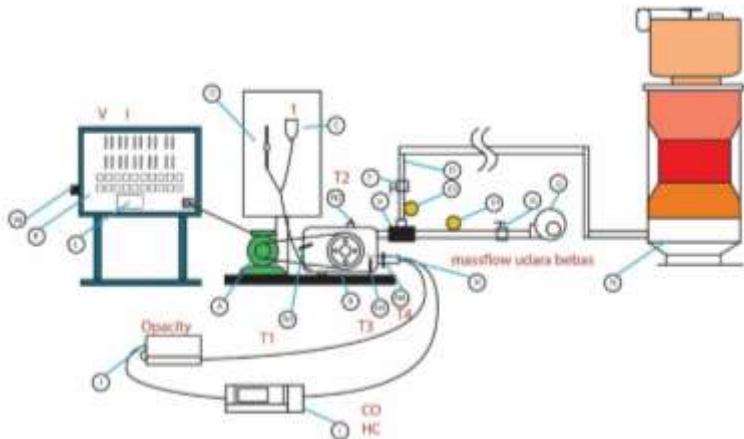
4. Mencatat data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi *biodiesel*
 - *Mass flow* dari saluran *intake*
 - Temperatur oli, cairan pendingin dan gas buang
 - Tegangan listrik dan arus listrik
 - Emisi CO, HC, dan partikulat
5. Setelah pengambilan data selesai, maka beban diturunkan secara bertahap hingga nol.
6. Mesin dibiarkan *idling* untuk sekitar ± 5 menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu hingga dingin.

3.4.3. Pengujian dengan bahan bakar kombinasi *biodiesel-syngas*

1. Memasang saluran *intake* dari reaktor.
2. Memeriksa kembali kondisi mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta saluran bahan bakar *biodiesel* dan *syngas*.
3. Menghidupkan mesin diesel dengan bahan bakar *biodiesel*.
4. Menghidupkan *blower* pada saluran *intake*.
5. Membiarkan mesin dalam keadaan *idle* untuk memanaskan mesin hingga temperatur mesin mencapai *operating temperature* yang sesuai.
6. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai dari 500W sampai 7500W dengan interval kenaikan 500W dan menjaga putaran mesin pada 2000 RPM setiap pembebanan.
7. Mencatat data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi *biodiesel*

- *Mass flow* dari saluran *intake* udara bebas dan reaktor
 - Temperatur oli, cairan pendingin dan gas buang
 - Tegangan listrik dan arus listrik
 - Emisi CO, HC dan partikulat
8. Setelah pengambilan data selesai, maka beban diturunkan secara bertahap hingga nol.
 9. Mesin dibiarkan *idling* untuk sekitar ± 5 menit.
 10. Mesin dimatikan dan ditunggu hingga dingin.

3.5. Skema Pengujian



Gambar 3.11 Skema percobaan

Keterangan:

- | | |
|---|---------------------------------------|
| A. Generator | L. Skala <i>Ampere</i> |
| B. Mesin Diesel | M. Display |
| C. Gelas ukur | N. Reaktor |
| D. Saluran <i>intake</i> dari reaktor | O. Pipet Volumetrik |
| E. 1. Pitot <i>intake</i> 2. Pitot syngas | P. <i>Mixer</i> |
| F. <i>Valve intake</i> dari reaktor | Q. <i>Blower</i> |
| G. <i>Valve intake</i> udara bebas | N1. <i>Thermocouple</i> suhu mesin |
| H. <i>Exhaust</i> | N2. <i>Thermocouple</i> suhu radiator |
| I. <i>Stargas Analyzer</i> | N3. <i>Thermocouple</i> suhu oli |
| J. <i>Smokemeter</i> | N4. <i>Thermocouple</i> suhu exhaust |
| K. Pembebanan lampu | |

3.6. Rancangan Eksperimen

Dalam perancangan eksperimen ini ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dalam percobaan ini dengan menetapkan parameter input dan parameter output yang dinyatakan dalam tabel 3.1 yaitu:

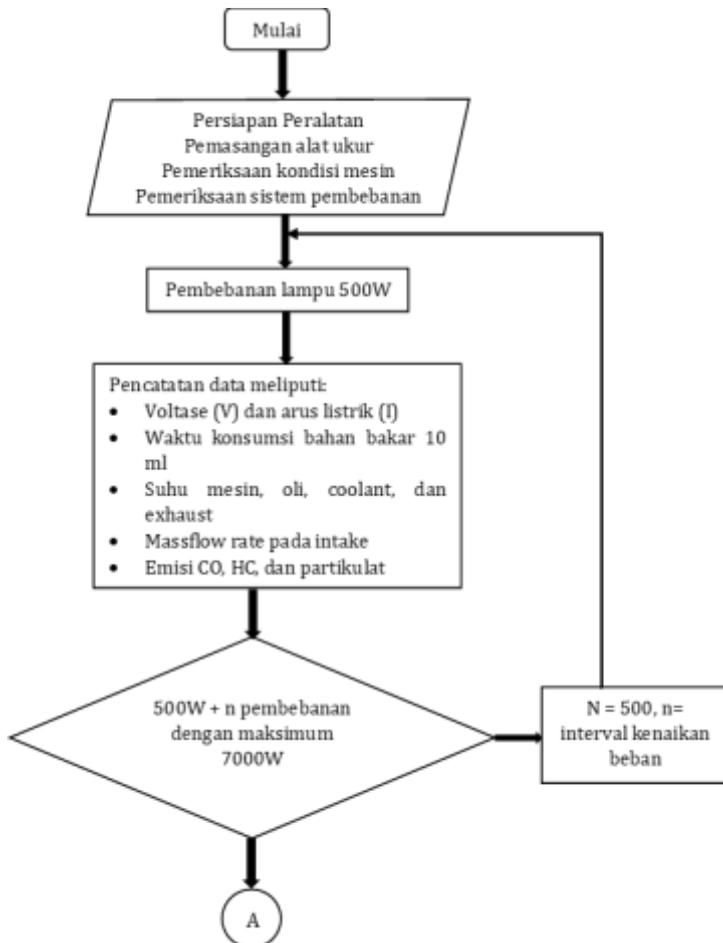
Tabel 3.1 Parameter Eksperimen

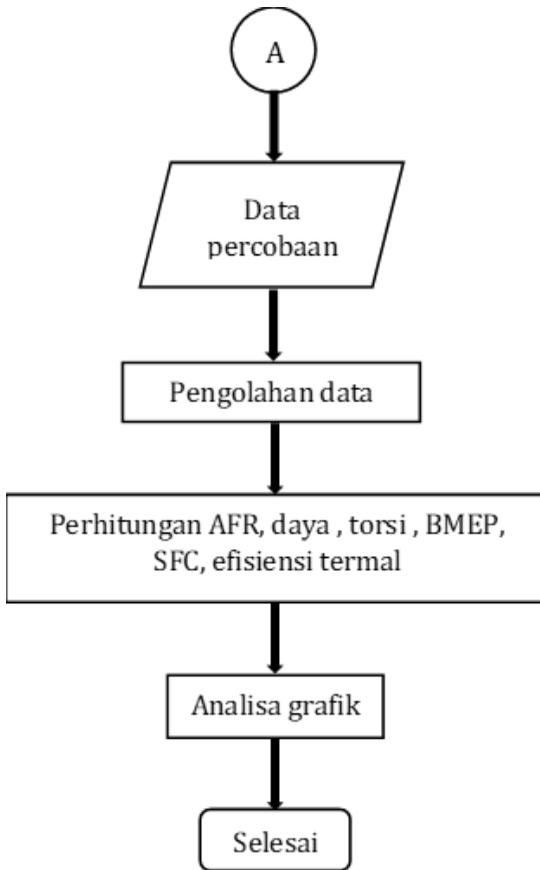
Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	AFR	Beban listrik		
<ul style="list-style-type: none"> • Jenis set mesin diesel-generat or • Putaran mesin 2000 RPM • Bahan bakar <i>biodiesel</i> dan <i>syngas</i> • Volume gelas ukur <i>biodiesel</i> 10 ml 	AFR1 $\Delta p = 0.5$ kPa	Pembeban an listrik 500W-7000W dengan interval 500W	<ul style="list-style-type: none"> • Emisi CO, HC dan partikula t • Teganga n 	<ul style="list-style-type: none"> • Unjuk kerja mesin diesel: daya, torsi, <i>sfc</i>, <i>bmp</i>, dan efisiensi termal • AFR mesin diesel • <i>Biodiesel</i> tersubtit usi
	AFR2 $\Delta p = 0.45$ kPa	Pembeban an listrik 500W-7000W dengan interval 500W	<ul style="list-style-type: none"> • Voltase • Suhu operasio nal (pelumas , pendingi n gas buang dan mesin) 	
	AFR3 $\Delta p = 0.4$ kPa	Pembeban an listrik 500W-7000W dengan interval 500W	<ul style="list-style-type: none"> • <i>Mass flow intake</i> (udara dan <i>syngas</i>) 	

Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	AFR	Beban listrik		
<ul style="list-style-type: none"> • Jenis set mesin diesel-generator • Putaran mesin 2000 RPM • Bahan bakar <i>biodiesel</i> dan <i>syngas</i> • Volume gelas ukur <i>biodiesel</i> 10 ml 	AFR4 $\Delta p = 0.35$ kPa	Pembebanan listrik 500W-7000W dengan interval 500W	<ul style="list-style-type: none"> • Emisi CO, HC dan partikulat • Tegangan • Voltase • Suhu operasional (pelumas, pendingin gas buang dan mesin) • <i>Mass flow intake</i> (udara dan <i>syngas</i>) 	<ul style="list-style-type: none"> • Unjuk kerja mesin diesel: daya, torsi, <i>sfc</i>, <i>bmep</i>, dan efisiensi termal • AFR mesin diesel • <i>Biodiesel</i> tersubstitusi
	AFR5 $\Delta p = 0.3$ kPa	Pembebanan listrik 500W-7000W dengan interval 500W		

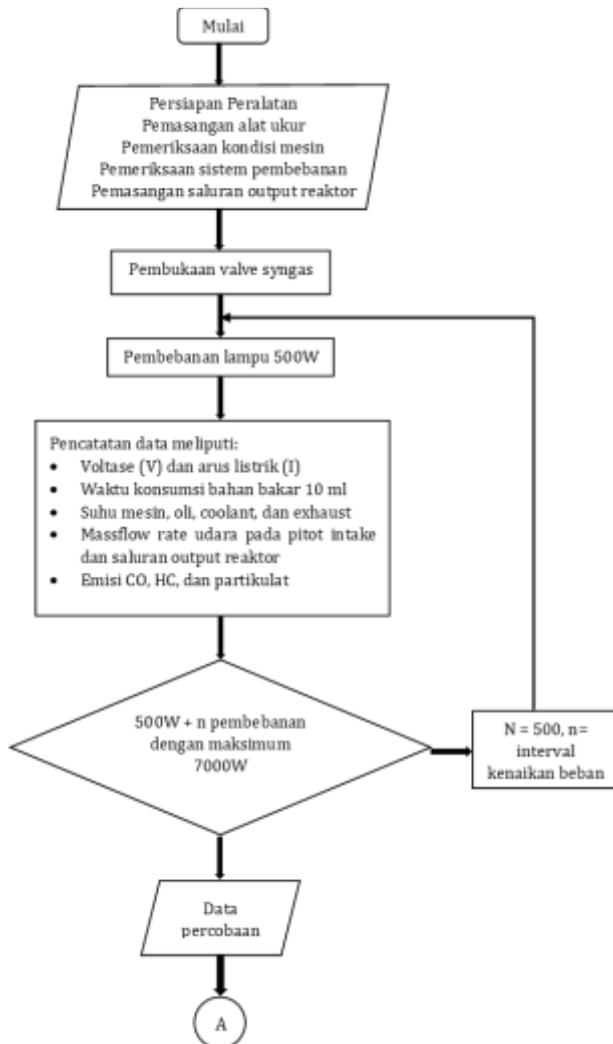
3.7. Flowchart Penelitian

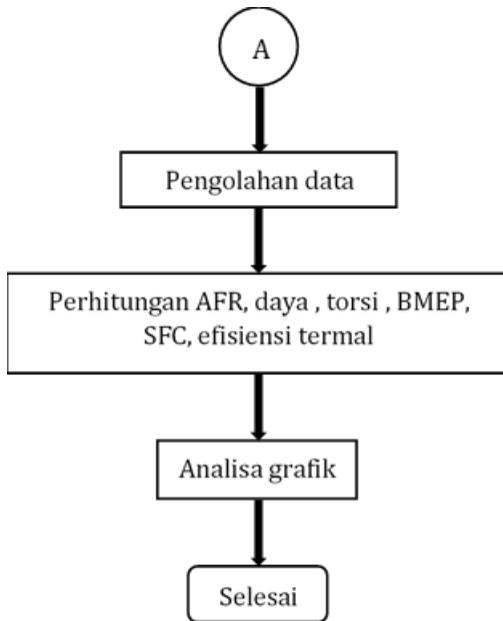
3.7.1. Pengujian sistem *single fuel*





3.7.2. Pengujian sistem *dual fuel*





BAB 4

DATA DAN ANALISA

Bab ini dikhususkan untuk membahas perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan-perhitungan yang diperlukan untuk menghitung unjuk kerja yaitu daya, torsi, *bmp*, *sfc*, efisiensi termal, substitusi biodiesel serta *AFR*.

4.1. Data Pendukung

a. Massa jenis *syngas*

Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Gafur, *syngas* yang dihasilkan oleh gasifikasi limbah kelapa sawit mengandung:

Komposisi	Persentase Volume (%)	ρ pada T=300K
CO	21.52	1.165
H ₂	14.21	0.0899
CH ₄	1.03	0.688
CO ₂	13.02	1.842
O ₂	7.35	1.331
N ₂	50.1	1.165

Tabel 4.1 Komposisi *syngas* hasil gasifikasi limbah sawit

Massa jenis dari *syngas* dapat dihitung dari komposisi gas yang terkandung dari *syngas* dengan menjumlahkan massa jenis dari setiap gas sesuai dengan persentasenya. Persamaannya adalah:

$$\rho_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (X_i \times \rho_i)$$

Di mana:

X_i adalah persentase volum gas yang terkandung dalam *syngas*

ρ_i adalah massa jenis masing-masing gas

$$\begin{aligned}\rho_{\text{syngas}} &= (0.2152 \times 1.165) + (0.1421 \times 0.0899) \\ &\quad + (0.0103 \times 0.688) \\ &\quad + (0.1302 \times 1.842) \\ &\quad + (0.0735 \times 1.331) + (0.501 \times 1.165) \\ \rho_{\text{syngas}} &= 2,072 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

b. *LHV syngas*

Nilai dari *LHV syngas* dapat dihitung dari komposisi gas penyusun *syngas* dengan persamaan:

$$\text{LHV}_{\text{syngas}} = \sum_{i=1}^n (Y_i \times \text{LHV}_i)$$

Di mana:

Y_i adalah persentase volum gas yang terkandung dalam *syngas*

LHV_i adalah *LHV* dari masing-masing gas

Nilai <i>LHVi</i> dari <i>flammable gas</i>		
CO (kJ/m ³)	H ₂ (kJ/m ³)	CH ₄ (kJ/m ³)
12696	35866	10768

Tabel 4.2 Nilai *LHVi* kandungan *syngas*

$$\begin{aligned}\text{LHV}_{\text{syngas}} &= (0.2152 \times 12696) + (0.1421 \times 35866) \\ &\quad + (0.0103 \times 10768) \\ \text{LHV}_{\text{syngas}} &= 4622,6 \text{ kJ/m}^3\end{aligned}$$

4.2. Contoh Perhitungan Unjuk Kerja

Perhitungan yang dipakai sebagai contoh di bawah ini adalah untuk kondisi mesin *dual fuel* dengan tekanan *blower* 0,4 kPa. Data-data yang diambil yaitu:

Beban (Watt)	Volt (V)	Ampere (A)	Suhu (°C)			
			Oli	Radiator	Mesin	Exhaust
4500	220	15.15	117.5	82	61.5	285.25

Δp manometer (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
		CO	HC	Opacity (%)
0.73	37.81	0.068	30	10.6

Tabel 4.2 Data pada tekanan *blower* 0,4 kPa dengan kondisi *dual fuel*

a. Aliran udara *intake*

Perhitungan *massflow* dari udara pada kondisi mesin standar dengan kondisi mesin *dual fuel* menggunakan rumus yang sama. Pengukuran aliran udara menggunakan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan manometer digital. Kecepatan aliran udara dihitung dengan rumus:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_{\text{udara}}}}$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times 0,73 \text{ kPa}}{1,2 \text{ kg/m}^3}}$$

$$v_{\max} = 34,881 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida menggunakan rumus:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{1,2 \text{ kg/m}^3 \times 34,881 \text{ m/s} \times 0,03 \text{ m}}{1,1 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^3}$$

$$Re = 114934,404$$

Bilangan Reynolds yang diperoleh dari perhitungan melebihi 20000 maka aliran udara *intake* termasuk aliran turbulen maka diperlukan faktor koreksi berupa:

$$n = -1,7 + 1,8 \log(Re)$$

$$n = -1,7 + 1,8 \log(114934,404)$$

$$n = 7,409$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times n^2}{(n+1)(2 \times n+1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times 7,409^2}{(7,409+1)(2 \times 7,409+1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = 0,825$$

$$\bar{v} = 28,986 \text{ m/s}$$

Massflow dari udara dapat dihitung dari kecepatan rata-rata yang sudah diperoleh dengan rumus:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \times A_{\text{pitot}} \times \bar{v}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,000314 \text{m}^2 \times 28,986 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0,010852 \text{ kg/s}$$

b. *Massflow syngas*

Massflow dari *syngas* dapat dihitung dengan persamaan yang sama dengan *massflow* dari *intake*, yaitu:

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times \Delta p}{\rho_{\text{syngas}}}}$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2 \times 0,06}{2,07}}$$

$$v_{\max} = 10 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu}$$

$$Re = \frac{2,07 \text{ kg/m}^3 \times 10 \text{ m/s} \times 0,03 \text{ m}}{1,1 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^3}$$

$$Re = 32727,27$$

Re dari *syngas* termasuk dalam aliran turbulen maka diperlukan faktor koreksi kecepatan:

$$n = -1,7 + 1,8 \log(Re)$$

$$n = -1,7 + 1,8 \log(32727,27)$$

$$n = 6,42$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times n^2}{(n+1)(2 \times n + 1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = \frac{2 \times 6,42^2}{(6,42 + 1)(2 \times 6,42 + 1)}$$

$$\frac{\bar{v}}{v_{\max}} = 0,8029$$

$$\bar{v} = 8,029 \text{ m/s}$$

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = \rho_{\text{syngas}} \times A_{\text{pitot}} \times \bar{v}$$

$$\dot{m}_{\text{syngas}} = 0,00272 \text{ kg/s}$$

c. *Massflow* biodiesel

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar biodiesel digunakan persamaan:

$$\dot{m}_{\text{biodiesel}} = \frac{m_{\text{biodiesel}}}{\text{waktu konsumsi}}$$

$$\dot{m}_{\text{biodiesel}} = \frac{880 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,00001 \text{ m}^3}{37,81 \text{ s}}$$

$$\dot{m}_{\text{biodiesel}} = 0,000233 \text{ kg/s}$$

4.2.1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang dihasilkan mesin untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dihubungkan dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya pada generator, yang bentuk kilowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos \varphi}{\eta_{\text{generator}} \times \eta_{\text{transmisi}}}$$

Daya yang dihasilkan pada variasi tekanan *blower* 0,4 kPa dengan beban 4500 watt adalah:

$$N_e = \frac{220 \times 15,15}{0,75 \times 0,75}$$

$$N_e = 4,444 \text{ kW}$$

4.2.2. Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi pada penelitian ini dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$M_t = \frac{60 \times N_e}{n}$$

$$M_t = \frac{60 \times 4,444 \text{ kW}}{2000 \text{ RPM}}$$

$$M_t = 21,21 \text{ Nm}$$

4.2.3. BMEP

Perhitungan *bmep* menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$bme_p = \frac{N_e \times Z \times 60}{A \times L \times n \times i}$$

$$bme_p = \frac{4,444 \text{ kW} \times 2 \times 60}{0,61 \text{ m}^2 \times 0,096 \text{ m} \times 1}$$

$$bme_p = 4365695,4 \text{ Pa}$$

$$bme_p = 4,365 \text{ bar}$$

4.2.4. SFC

SFC untuk kondisi *dual fuel* dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$sfc = \frac{3600 \times (\dot{m}_{\text{syngas}} + \dot{m}_{\text{biodiesel}})}{N_e}$$

$$sfc = \frac{3600 \times \left(0,00272 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0,000232 \text{ kg/s}\right)}{4,444 \text{ kW}}$$

$$sfc = 0,002395 \frac{\text{kg}}{\text{kWhr}}$$

4.3. AFR

Air fuel ratio atau rasio udara dan bahan bakar merupakan perbandingan antara massa dari udara dan bahan bakar pada suatu titik tinjau. Secara umum AFR dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{AFR}_{\text{dual}} &= \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{biodiesel}} + \dot{m}_{\text{syngas}}} \\ \text{AFR}_{\text{dual}} &= \frac{0,010852 \text{ kg/s}}{0,000232 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 0,00272 \text{ kg/s}} \\ \text{AFR}_{\text{dual}} &= 3,67 \end{aligned}$$

4.4. Efisiensi termal

Efisiensi termal untuk kondisi *dual fuel* dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{th dual}} &= \frac{N_e}{\dot{m}_{\text{biodiesel}} \times Q_{\text{diesel}} + \dot{m}_{\text{syngas}} \times Q_{\text{syngas}}} \times 100\% \\ \eta_{\text{th dual}} &= \frac{N_e}{0,000232 \times 45187,2 + 0,00272 \times 4622,6} \times 100\% \\ \eta_{\text{th dual}} &= 42,25\% \end{aligned}$$

4.5. Substitusi biodiesel

Substitusi biodiesel dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} \text{substitusi} &= \frac{\dot{m}_{\text{single}} - \dot{m}_{\text{dual}}}{\dot{m}_{\text{single}}} \times 100\% \\ \text{substitusi} &= \frac{0,000351 - 0,000232}{0,000351} \times 100\% \\ \text{substitusi} &= \frac{0,000351 - 0,000232}{0,000351} \times 100\% \\ \text{substitusi} &= 32,20\% \end{aligned}$$

4.6. Analisa Grafik Unjuk Kerja

Berikut ini adalah pembahasan dari data-data unjuk kerja mesin berupa daya, torsi, *bmep* dan *sfc*.

4.6.1. Daya

Daya adalah ukuran dari kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja per satuan waktu yang dinyatakan dalam kilowatt (kW). Unit generator set dioperasikan pada putaran yang konstan di 2000 RPM untuk menghasilkan tegangan

listrik yang stabil pada 220V. Grafik di bawah ini menggambarkan besarnya daya yang dihasilkan mesin pada kondisi standar dan kondisi *dual fuel* dengan variasi penelitian tekanan *blower* (Δp) 0.5 kPa, 0.45 kPa, 0.4 kPa, 0.35 kPa, dan 0.3 kPa.



Gambar 4.1 Grafik perbandingan daya mesin dengan pembebanan

Tren yang terlihat dari grafik menunjukkan bahwa semakin tinggi pembebanan yang diberikan pada mesin maka daya yang dihasilkan dari mesin sendiri akan naik untuk memenuhi kebutuhan dari pembebanan. Kenaikan kebutuhan daya akan diiringi dengan kenaikan konsumsi bahan bakar untuk memenuhi kebutuhan daya. Perbedaan antara kondisi mesin standar dengan kondisi mesin *dual fuel* tidak jauh berbeda. Hal ini disebabkan pada saat kondisi *dual fuel*, putaran mesin dijaga konstan seperti pada kondisi mesin standar.

4.6.2. Torsi

Torsi merupakan ukuran dari kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berfungsi untuk mengatasi hambatan ketika beban diberikan ke poros mesin. Grafik di bawah ini menggambarkan besarnya nilai torsi yang dihasilkan mesin pada kondisi standar dan kondisi *dual fuel*.



Gambar 4.2 Grafik perbandingan torsi mesin dengan pembebanan

Grafik torsi mesin fungsi beban listrik ini memiliki tren yang sama dengan grafik daya, yaitu besarnya torsi meningkat seiring dengan meningkatnya beban yang diterima mesin. Pada pengujian putaran mesin berputar dipertahankan pada 2000 RPM, maka perubahan nilai torsi bergantung variasi daya yang pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik perbandingan daya dengan beban. Pada grafik ini didapatkan tidak ada perbedaan signifikan antara nilai torsi mesin standar dan *dual fuel*, hal ini dikarenakan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang

dijaga konstan di putaran 2000 rpm dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar biodiesel menggunakan mekanisme *governor*.

4.6.3. *BMEP*

BMEP atau *brake effective mean pressure* adalah tekanan efektif rata-rata yang bekerja sepanjang langkah kerja piston. Dalam kondisi sebenarnya, tekanan yang dialami piston akan berubah-ubah sepanjang langkah piston. Jika tekanan yang bekerja sepanjang piston diambil tekanan yang bernilai konstan untuk menghasilkan kerja yang sama maka tekanan tersebut adalah tekanan efektif rata-rata. Berikut ini adalah grafik perbandingan *bmep* pada kondisi mesin standar dan kondisi mesin *dual fuel*.



Gambar 4.3 Grafik perbandingan *bmep* dengan pembebanan

Grafik *bmep* memiliki tren yang sama dengan grafik perbandingan daya dan torsi, di mana seiring dengan bertambahnya beban maka nilai *bmep* akan naik. Apabila ditinjau dari fenomena yang terjadi di dalam mesin, kenaikan

beban akan menyebabkan perubahan *air-fuel ratio* menjadi campuran kaya bahan bakar. Semakin banyak bahan bakar yang dikonsumsi pada ruang bakar maka tekanan ekspansi yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya kenaikan *bmep* seiring dengan kenaikan beban.

Grafik juga menunjukkan tidak ada perbedaan nilai *bmep* yang signifikan kondisi mesin standar dengan sistem *dual fuel*, hal ini disebabkan perubahan nilai arus dan tegangan yang dihasilkan oleh generator juga relatif kecil karena putaran mesin yang dijaga konstan di putaran 2000 RPM dengan melakukan kontrol pada pemasukkan bahan bakar biodiesel menggunakan mekanisme *governor*.

4.6.4.SFC

SFC atau *specific fuel consumption* adalah konsumsi bahan bakar yang terpakai oleh mesin untuk menghasilkan daya 1 kW selama satu jam. Grafik di bawah ini adalah grafik perbandingan *sfc* dari kondisi mesin standar dan kondisi mesin *dual fuel*.



Gambar 4.4 Grafik perbandingan *sfc* dengan pembebanan

Berdasarkan grafik *sfc*, nilai *sfc* untuk semua variasi mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Pada kondisi mesin *dual fuel*, konsumsi *syngas* terjaga konstan akibat debit udara yang melalui *mixer venturi* tetap untuk setiap pembebanan, maka *mass flowrate syngas* tidak berubah. Namun dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi biodiesel akan menurun. Sehingga nilai *sfc* menurun dengan penambahan beban, pada massa alir udara yang sama.

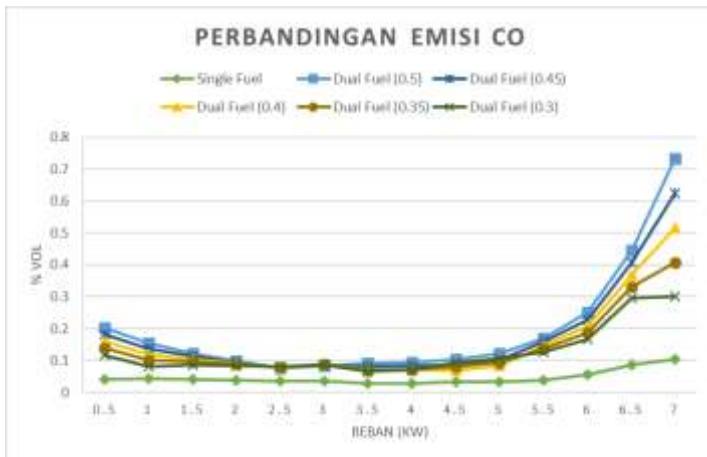
Untuk pembebanan yang sama, nilai *sfc* semakin turun dengan bertambahnya debit *syngas*. Hal ini disebabkan dengan penambahan *syngas* menyebabkan *mass flowrate* biodiesel semakin kecil karena *syngas* membuat pembakaran semakin besar jika pembakaran besar otomatis *governor* akan menurunkan konsumsi bahan bakar biodiesel. Berdasarkan perumusan *sfc*, *mass flowrate syngas* yang semakin bertambah akan menyebabkan *sfc* biodiesel turun. Dengan naiknya *massflowrate syngas*, *mass flowrate* biodiesel akan turun.

4.7. Analisa Grafik Emisi

Berikut ini adalah pembahasan dari data-data emisi gas buang dari mesin berupa emisi CO, HC dan *particulate matter*.

4.7.1. Emisi CO

Emisi gas buang berupa CO adalah indikator dari kondisi pembakaran pada mesin yang tidak mencapai kondisi stoikiometri. Gas CO akan dihasilkan pada pembakaran karbon pada kondisi udara yang kurang dari kondisi stoikiometri.



Gambar 4.5 Grafik perbandingan emisi CO dengan pembebanan

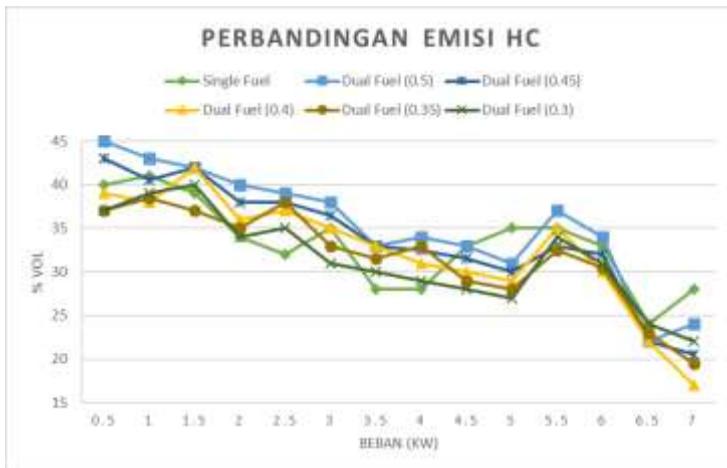
Emisi CO yang ditimbulkan pada mesin memiliki tren untuk menurun ketika memasuki pembebanan 2-3,5 kW dan kemudian akan naik ketika pembebanan 5,5 kW pada kondisi mesin standar dan tren yang sama pada mesin dalam kondisi *dual fuel*. Hal ini menandakan pembakaran bahan bakar pada rentang beban 2-3,5 kW mendekati kondisi stoikiometri sehingga emisi CO yang ditimbulkan lebih rendah. Kenaikan emisi CO pada pembebanan 5,5 kW dan seterusnya menandakan campuran bahan bakar pada mesin dalam kondisi kaya sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna dan menghasilkan emisi CO yang lebih tinggi dari rentang 2-3,5 kW. Emisi CO juga meningkat ketika mesin diberikan aliran *syngas* dari reaktor. *Syngas* yang dihasilkan dari reaktor juga mengandung gas CO, dan gas CO ini adalah salah satu dari bagian *syngas* yang *flammable*. Emisi CO yang lebih tinggi pada kondisi *dual fuel* khususnya pada pembebanan 5,5 kW menandakan bahwa semakin tinggi pembebanan diiringi

dengan keperluan untuk menghasilkan daya yang lebih besar maka diperlukan bahan bakar yang lebih banyak namun pada pembebanan 5,5 kW pembakaran yang terjadi tidak dapat memakai CO yang berasal dari *syngas* untuk menghasilkan daya yang cukup sehingga emisi CO mengalami peningkatan.

Tren kenaikan nilai emisi CO pada pemakaian sistem *dual fuel* dengan *syngas* hasil gasifikasi biomassa sesuai dengan penelitian yang dilakukan Singh dan Srivastava. Kenaikan emisi CO dengan pemakaian *syngas* dari gasifikasi limbah kelapa sawit ditemukan lebih tinggi dibandingkan dengan *syngas* gasifikasi serbuk kayu, tangkai kapas dan gerabah. Kenaikan emisi CO yang teramati lebih tinggi terjadi pada pembebanan tinggi. Hal ini dapat disebabkan karena pembakaran yang kurang sempurna pada pembebanan tinggi.

4.7.2. Emisi HC

Emisi gas buang berupa HC atau *hydrocarbon* adalah indikator dari pembakaran yang kurang sempurna. Pembakaran yang kurang sempurna akan menghasilkan hidrokarbon sisa yang tidak terbakar. Hidrokarbon ini akan dilepas bersamaan dengan gas buang.



Gambar 4.6 Grafik perbandingan emisi HC dengan pembebanan

Emisi HC yang ditimbulkan pada mesin memiliki tren untuk menurun seiring dengan kenaikan pembebanan yang diberikan pada mesin baik pada kondisi mesin standar dan kondisi *dual fuel*. Hal ini menandakan pembakaran pada mesin dapat mengubah lebih banyak hidrokarbon seiring dengan penambahan beban. Hidrokarbon yang berhasil terbakar tidak sepenuhnya dikonversikan menjadi CO_2 . Grafik emisi CO sebelumnya memberikan tanda bahwa pembakaran yang terjadi tidak sempurna sehingga masih menghasilkan gas CO. Kadar HC pada gas buang pada kondisi *dual fuel* meningkat jika dibandingkan dengan kondisi mesin standar. Hal ini menandakan penambahan *syngas* ke mesin diesel akan menggantikan sebagian biodiesel yang masuk ke ruang bakar namun pembakaran yang terjadi kurang sempurna sehingga kadar HC dalam gas buang meningkat. Seiring naiknya pembebanan yang diberikan pada mesin maka daya yang dibutuhkan juga meningkat dan penurunan kadar HC pada

kondisi *dual fuel* pada pembebanan 5,5 kW menandakan substitusi *syngas* menurun sehingga biodiesel yang terbakar dan terkonversi menjadi CO atau CO₂ meningkat.

Kenaikan emisi HC yang timbul pada penelitian sejalan dengan kenaikan emisi HC pada penelitian yang dilakukan Singh dan Srivastava. Besarnya kenaikan emisi HC paling rendah ditemukan pada penelitian Srivastava, dengan kenaikan tertinggi dicapai dengan bahan campuran serbuk kayu dengan nilai tertinggi sekitar 25 ppm. Kenaikan emisi HC lebih tinggi ditemukan pada penggunaan gasifikasi limbah kelapa sawit dan batang gandum serta kapas seperti pada penelitian Singh.

4.7.3. Particulate Matter

Particulate matter atau disingkat PM adalah campuran dari partikel-partikel yang berwujud padat maupun cair yang terkandung pada udara, dalam hal ini yang terkandung pada gas buang. *Particulate matter* yang terkandung pada gas buang mesin diesel adalah partikel karbon. Pengukuran *particulate matter* yang dipakai pada penelitian ini menggunakan *smokemeter* yang menguji properti *optical* dari gas buang.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan *opacity* gas buang terhadap pembebanan

Opacity yang terukur dari mesin memiliki tren untuk menurun ketika memasuki pembebanan 2-3,5 kW dan kemudian akan naik ketika pembebanan 4 kW pada kondisi mesin standar dan tren yang sama pada mesin dalam kondisi *dual fuel*. Hal ini menandakan pembakaran bahan bakar pada rentang beban 2-3,5 kW dapat membakar bahan bakar baik biodiesel maupun *syngas* dalam kondisi yang mendekati kondisi optimal sehingga *opacity* yang terukur dari gas buang rendah. Kenaikan *opacity* pada pembebanan 4 kW dan seterusnya menandakan campuran bahan bakar pada mesin dalam kondisi kaya sehingga pembakaran yang terjadi tidak sempurna dan menghasilkan kandungan karbon yang lebih tinggi dari rentang 2-3,5 kW. Kandungan karbon yang lebih tinggi ini menimbulkan gas buang yang berwarna gelap. *Opacity* dari gas buang juga meningkat ketika mesin diberikan aliran *syngas* dari reaktor. *Syngas* yang dihasilkan dari reaktor juga mengandung gas CO serta CO₂, tetapi gas CO₂ tidak

flammable. *Opacity* yang lebih tinggi pada kondisi *dual fuel* khususnya pada pembebanan 4 kW menandakan bahwa semakin tinggi pembebanan diiringi dengan keperluan untuk menghasilkan daya yang lebih besar maka diperlukan bahan bakar yang lebih banyak namun pada pembebanan 4 kW pembakaran yang terjadi menimbulkan kandungan karbon yang tinggi pada gas buang.

Kenaikan *opacity* dari gas buang sejalan dengan penelitian yang dilakukan oleh Srivastava. Kenaikan jumlah *particulate matter* pada gas buang yang ditemukan pada penelitian ini kurang lebih sama besarnya dengan penelitian yang dilakukan Srivastava, namun pada pembebanan tinggi kenaikan *opacity* yang drastis tidak dialami pada penggunaan gasifikasi serbuk kayu seperti pada penelitian oleh Srivastava.

4.8. Analisa AFR

Grafik perbandingan *AFR* menunjukkan pada kondisi tekanan *blower* 0.3 kPa merupakan kondisi *AFR* terendah, sedangkan pada kondisi mesin standar merupakan kondisi tertinggi. Hal ini memperlihatkan bahwa jumlah bahan bakar lebih banyak dari pada jumlah udara yang masuk. Sehingga menyebabkan campuran kaya bahan bakar. Untuk kondisi standar menurut Heywood, idealnya *AFR* untuk mesin diesel berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 80$. Hal ini berarti pengujian *single fuel* sudah memenuhi syarat *AFR* mesin diesel standar.



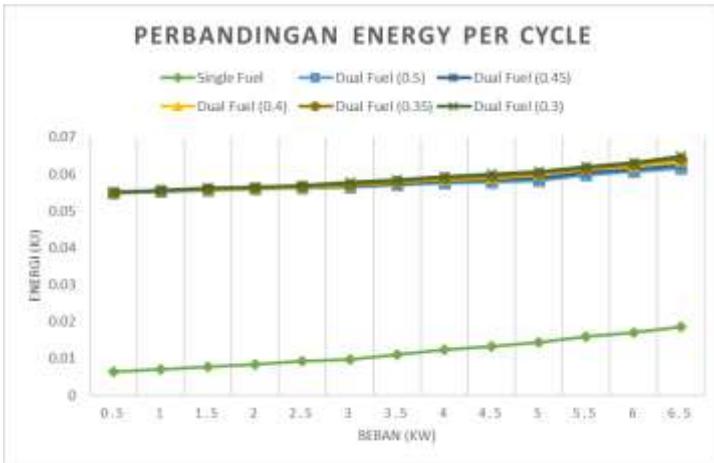
Gambar 4.8 Grafik perbandingan *AFR* mesin terhadap pembebanan

Bertambahnya beban yang diberikan ke mesin menyebabkan *AFR* berkurang karena pada ruang bakar, campuran bahan bakar menjadi semakin kaya dan kekurangan udara sehingga bahan bakar tercampur tidak dalam kondisi stokiometri, hal ini disebabkan untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Daya yang membesar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang sempurna antara campuran udara dan bahan bakar.

Nilai *AFR* yang turun akibat penambahan *syngas* masih belum dapat ditanggulangi dengan penambahan *blower*. *AFR* yang semula di kisaran 40 hingga 15 turun menjadi sekitar 5 dan konstan.

4.9. Analisa Energi per Siklus

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



Gambar 4.9 Grafik perbandingan energi per siklus terhadap pembebanan

Tren dari grafik di atas yaitu nilai energi masuk meningkat seiring dengan peningkatan beban, hal ini dipengaruhi oleh meningkatnya laju alir massa biodiesel seiring dengan meningkatnya beban dengan mekanisme pengaturan pada *governor*. Hal ini dilakukan untuk menjaga putaran mesin tetap konstan agar dapat menghasilkan listrik yang stabil dengan tegangan 220 volt.

Dari grafik ini pula didapatkan nilai energi pada pengoperasian *dual fuel* lebih tinggi dibandingkan pengoperasian *single fuel*. Hal ini disebabkan untuk setiap siklus pada setiap daya yang sama dengan adanya penambahan gas menyebabkan proses pencampuran bahan bakar menjadi lebih baik, sehingga untuk setiap siklus yang sama kebutuhan energi yang digunakan untuk proses pembakaran menjadi lebih baik untuk pembebanan yang sama pada setiap siklusnya.

4.10. Analisa Efisiensi termal

Efisiensi termal adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi dengan nilai kalor yang

terkandung dalam bahan bakar (LHV). Berikut adalah grafik efisiensi termal dibandingkan dengan pembebanan pada mesin.

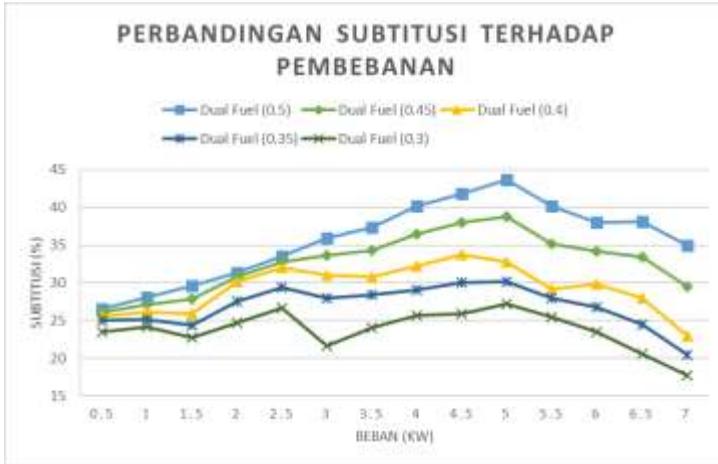


Gambar 4.10 Grafik perbandingan efisiensi termal mesin terhadap pembebanan

Dapat dilihat bahwa faktor yang membuat nilai efisiensi termal semakin naik adalah penurunan laju aliran massa bahan bakar bio mdiesel pada kondisi dual fuel yang tergantikan oleh bahan bakar *syngas* yang memiliki LHV jauh lebih rendah, sehingga dengan jumlah LHV bahan bakar yang lebih rendah akan menghasilkan daya yang sama. Sehingga efisiensi termal akan semakin meningkat seiring dengan semakin banyak bahan bakar *syngas* yang menggantikan bahan bakar biodiesel.

4.11. Substitusi *Syngas*

Penambahan *syngas* ke mesin diesel bertujuan untuk menggantikan sebagian dari konsumsi bahan bakar biodiesel. Perhitungan besarnya substitusi oleh *syngas* ditampilkan dalam bentuk grafik di bawah ini.



Gambar 4.11 Grafik perbandingan substitusi biodiesel terhadap pembebanan

Syngas yang dihasilkan dari reaktor dengan gasifikasi dari limbah kelapa sawit memiliki komposisi:

Komposisi	Persentase Volume (%)		
	Kelapa Sawit	Biogas	<i>MSW</i>
CO	22,08	-	9,99
H ₂	10,06	-	6,6
CH ₄	1,45	50-70	6,64
CO ₂	11,48	20-50	2,74
O ₂	5,5	0-2	7,65
N ₂	49,43	0-5	66,99

Dengan nilai *LHV* didapatkan dari hasil perhitungan sebesar 4321,192 kJ/m³ serta besar dari *massflow syngas* sebesar 0,00272 kg/s.

Substitusi *syngas* terbesar diamati terjadi pada variasi 0,5 kPa. Substitusi terbesar terjadi pada tekanan *blower* yang tinggi akibat dari pemakaian *mixer* berupa *venturi* pada saluran *intake*. Semakin besar tekanan yang terukur pada saluran *intake* maka akan semakin besar pula vakum yang timbul pada *venturi* sehingga *syngas* yang masuk akan lebih banyak serta tercampur lebih sempurna dengan udara. Dari grafik terlihat tren bahwa semakin tinggi beban yang diberikan pada mesin maka substitusi akan naik. Hal ini menunjukkan bahwa adanya *syngas* yang tidak terbakar namun ikut terbakar seiring dengan naiknya beban. Tidak terbakarnya beban diikuti dengan kenaikan pada emisi gas CO. Substitusi *syngas* terlihat menurun ketika pembebanan melewati 5 kW. Hal ini menandakan bahwa *LHV* dari *syngas* kurang cukup untuk memenuhi kebutuhan daya sehingga *governor* dari mesin akan mengatur konsumsi dari bahan bakar biodiesel untuk ditambahkan.

4.12. Analisa Karakteristik Operasional

Berikut ini adalah pembahasan dari data-data kondisi operasional dari mesin berupa suhu dari gas buang, oli, radiator, dan mesin.

4.12.1. Suhu Gas Buang

Suhu gas buang diambil sebagai data untuk indikator performa proses pembakaran yang terjadi pada mesin. Suhu gas buang diukur dengan menempatkan *thermocouple* ke dalam saluran *exhaust* dari mesin.



Gambar 4.12 Grafik perbandingan suhu *exhaust* terhadap pembebanan

Dari grafik terlihat bahwa seiring dengan kenaikan beban yang diberikan pada mesin, suhu dari gas buang akan meningkat. Hal ini terkait dengan kuantitas bahan bakar yang dikonversikan oleh mesin dengan proses pembakaran menjadi energi panas yang dilepaskan. Semakin besar kuantitas bahan bakar yang dipakai maka energi panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Pada sistem diesel *dual fuel* dengan penambahan *syngas* akan memberikan tambahan nilai *LHV* dari bahan bakar yang masuk ke dalam mesin. Penambahan nilai *LHV* akan menimbulkan penambahan energi panas yang dihasilkan pada pembakaran sehingga suhu gas buang pada sistem *dual fuel* akan cenderung naik jika dibandingkan dengan mesin diesel standar.

4.12.2. Suhu Oli

Suhu oli diambil sebagai data untuk indikator kondisi mesin selama penelitian. Suhu oli diukur dengan menempatkan *thermocouple* ke tutup dari *oil reservoir*.



Gambar 4.13 Grafik perbandingan suhu oli terhadap pembebanan

Dari grafik terlihat bahwa seiring dengan kenaikan beban yang diberikan pada mesin, suhu dari oli akan meningkat. Hal ini terkait dengan fungsi oli yang bekerja sebagai pelumas dari piston dalam mesin. Semakin banyak kuantitas bahan bakar yang dikonversikan oleh mesin dengan proses pembakaran menjadi energi panas yang dilepaskan maka akan meningkatkan suhu oli. Oli akan menyerap panas yang dilepas dari pembakaran di dalam silinder. Semakin besar kuantitas bahan bakar yang dipakai maka energi panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Pada sistem diesel *dual fuel* dengan penambahan *syngas* akan memberikan tambahan nilai *LHV* dari bahan bakar yang masuk ke dalam mesin. Penambahan nilai *LHV* akan menimbulkan penambahan energi panas yang dihasilkan pada pembakaran sehingga suhu oli pada sistem *dual fuel* akan cenderung naik jika dibandingkan dengan mesin diesel standar.

4.12.3. Suhu Radiator

Suhu radiator diambil sebagai data untuk indikator kondisi mesin selama penelitian. Suhu radiator diukur dengan menempatkan *thermocouple* ke tutup dari *coolant reservoir*. Mesin Diamond DI 1100L menggunakan air sebagai *coolant*.



Gambar 4.14 Grafik perbandingan suhu radiator terhadap pembebanan

Dari grafik terlihat bahwa seiring dengan kenaikan beban yang diberikan pada mesin, suhu dari *coolant* akan meningkat. Hal ini terkait dengan fungsi *coolant* yang bekerja sebagai pendingin dari mesin. Semakin banyak kuantitas bahan bakar yang dikonversikan oleh mesin dengan proses pembakaran menjadi energi panas yang dilepaskan maka akan meningkatkan suhu *coolant*. *Coolant* akan menyerap panas yang dilepas dari pembakaran di dalam silinder. Semakin besar kuantitas bahan bakar yang dipakai maka energi panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Pada sistem diesel *dual fuel* dengan penambahan *syngas* akan memberikan tambahan nilai *LHV* dari bahan bakar yang masuk ke dalam mesin.

Penambahan nilai *LHV* akan menimbulkan penambahan energi panas yang dihasilkan pada pembakaran sehingga suhu *coolant* pada sistem *dual fuel* akan cenderung naik jika dibandingkan dengan mesin diesel standar.

4.12.4. Suhu Mesin

Suhu mesin diambil sebagai data untuk indikator kondisi mesin selama penelitian. Data dari suhu mesin digunakan untuk mendukung data dari suhu gas buang. Suhu mesin diukur dengan menempatkan *thermocouple* pada *cylinder head* dari mesin.



Gambar 4.15 Grafik perbandingan suhu mesin terhadap pembebanan

Dari grafik terlihat bahwa seiring dengan kenaikan beban yang diberikan pada mesin, suhu dari mesin akan meningkat. Hal ini terkait dengan energi panas yang dilepaskan dari silinder mesin. Semakin banyak kuantitas bahan bakar yang dikonversikan oleh mesin dengan proses pembakaran menjadi energi panas yang dilepaskan maka akan

meningkatkan suhu mesin. *Cylinder head* dari mesin akan menyerap panas yang dilepas dari pembakaran di dalam silinder. Semakin besar kuantitas bahan bakar yang dipakai maka energi panas yang dihasilkan akan semakin tinggi. Pada sistem diesel *dual fuel* dengan penambahan *syngas* akan memberikan tambahan nilai *LHV* dari bahan bakar yang masuk ke dalam mesin. Penambahan nilai *LHV* akan menimbulkan penambahan energi panas yang dihasilkan pada pembakaran sehingga suhu mesin pada sistem *dual fuel* akan cenderung naik jika dibandingkan dengan mesin diesel standar.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian dan pengujian yang dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- a. Unjuk kerja mesin diesel yang dioperasikan menggunakan *dual fuel* mengalami perubahan dibandingkan dengan kondisi standar. Perubahan-perubahan tersebut antara lain:
 - Daya, torsi dan *bmep* mengalami kenaikan dibandingkan mesin pada kondisi standar, jika pada kondisi standar (daya = 6,75 kW; torsi = 32,24 Nm; dan *bmep* = 6,63 bar) maka pada *dual fuel* yaitu (daya = 7,3 kW; torsi = 34,91 Nm; dan *bmep* = 7,18 bar).
 - Untuk *sfc* pada kondisi *dual fuel* mengalami peningkatan jika dibandingkan dengan *single fuel*, yaitu sebesar 0,0151 kg/w.hr maka pada *single fuel* adalah 0,00285 kg/w.hr.
 - Untuk efisiensi termal mengalami kenaikan, jika pada *single fuel* efisiensi terbesar 28,39 % maka pada *dual fuel* sebesar 37.94 %.
- b. Dengan menggunakan sistem *dual fuel* dapat menggantikan biodiesel sebesar (rata-rata) 29,57% pada setiap variasi *AFR* dengan tekanan *blower* dari 0,5 kPa hingga 0,3 kPa.
- c. Kondisi operasi sistem diesel *dual fuel* yang ditunjukkan melalui suhu operasional mesin menunjukkan:
 - Suhu air pendingin 91.5°C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 95,75 °C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,5 kPa; 90,25°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,4 kPa

dan 91.87°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,3 kPa.

- Suhu oli $126,2^{\circ}\text{C}$ pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* 130°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,5 kPa; 128°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,4 kPa dan $126,95^{\circ}\text{C}$ pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,3 kPa.
- Suhu gas buang 385°C pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* $421,25^{\circ}\text{C}$ pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,5 kPa; 400°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,4 kPa dan 91.87°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 399,1 kPa.
- Suhu Mesin $72,75^{\circ}\text{C}$ pada *single fuel* mengalami kenaikan pada saat *dual fuel* $78,5^{\circ}\text{C}$ pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,5 kPa; 76°C pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,4 kPa dan $77,25^{\circ}\text{C}$ pada saat pembebanan 7000 W untuk tekanan 0,3 kPa.

5.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut:

- a. Kestabilan kualitas dari *syngas* harus dijaga sehingga hasil yang didapatkan dapat maksimal.
- b. Mekanisme pemasukan *syngas* harus diperhatikan karena pada saluran *output syngas* masih terdapat tar yang dapat masuk ke ruang bakar maka dari itu penyaringan pada saluran *output* harus diperhatikan.
- c. Pengukuran emisi gas buang sebaiknya menggunakan alat ukur yang mempunyai tingkat presisi yang lebih baik, khususnya pada pengukuran emisi HC.

DAFTAR PUSTAKA

- BPS. 2016. *Statistik Kelapa Sawit Indonesia*
- Basu, Prabir. 2010. *Biomass Gasification and Pyrolysis*. Academic Press.
- Gafur, Abdul. 2017. *Studi Eksperimental Gasifikasi Pelepah Sawit untuk Meningkatkan Performansi Reaktor Downdraft dengan Masukan Udara Bertingkat*. Tesis. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
<https://www.thoughtco.com/definition-of-combustion-605841>
(3 Oktober 2019)
- Kawano, D. Sungkono. 2014. *Motor Bakar Torak (Diesel)*. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- Nasution, A.S. 2010. *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat Penelitian dan Pengembangan Teknologi Minyak dan Gas Bumi, Jakarta.
- Heywood, J.B. 1988. *Internal Combustion Engine*, Mc. Graw Hill, London.
<https://slideplayer.com/slide/3709621/> (6 Oktober 2019)
<https://gyantrains.blogspot.com/2013/01/governors-on-diesel-locomotive-engines.html> (6 Oktober 2019)
- Luft, Slawomir. 2008. *Attempt to Compare Basic Combustion Parameters of A Dual Fuel Compression Ignition Engine for Various Main Fuels and Their Delivery Modes*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Krakowskiej.
- N. Tippawong, A., Promwungkwa, P., Rerkkriangkrai. 2006. *Long-term Operation of a Small Biogas/Diesel Dual Fuel Engine for On-Farm Electricity generation*. Chiang Mai University, Thailand.
- Shrivastava, V., Kumar Jha, A., Kumar Wamankar, A., Murugan, S. 2013. *Performance and Emission Studies of a CI Engine Coupled with Gasifier Running in Dual Fuel Mode*, Procedia Engineering, vol. 51

- Gemilang, S.E. 2017. *Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Biodiesel-Syngas hasil Gasifikasi Municipal Solid Waste dengan Variasi Air Fuel Ratio (AFR) Menggunakan Blower*. Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.
- Sarin, Amit. 2012. *Biodiesel: Production and Properties*. Royal Society of Chemistry. Cambridge.
- Higman, Christopher., Van der Burgt, Maarten. 2003. *Gasification*. Elsevier Science. USA
- Singh, J., Singh, S., Mohapatra, S.K. 2019. *Production of Syngas from Agricultural Residue as a Renewable Fuel and its Sustainable Use in Dual-Fuel Compression Ignition Engine to Investigate Performance, Emission, and Noise Characteristics*. Taylor & Francis.
- US EPA. *Particulate Matter (PM) Basics*,
<URL:<https://www.epa.gov/pm-pollution/particulate-matter-pm-basics>>

LAMPIRAN

Data single fuel

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)					Ap Intake (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oli	Radiator	Mesin	Exhaust	CO (%vol)			HC (%vol)	Opacity (%)	
500	220	1.8	81	66.25	48.5	185.25	0.32	51.51	0.041	40	7.9	
1000	220	3.54	90.4	68.5	50.75	180	0.34	46.13	0.042	41	7.5	
1500	220	5.22	94.5	70.25	50.5	190.75	0.34	42.81	0.04	39	6.2	
2000	220	6.99	99	72.75	51.25	201.5	0.34	39.35	0.037	34	4.2	
2500	220	8.71	104.7	75.25	53.5	207.25	0.33	35.67	0.035	32	4.6	
3000	220	10.38	108.3	77.5	55.25	211.5	0.33	33.84	0.036	35	4.6	
3500	220	12.13	111.4	78.25	57.25	241.5	0.33	30.14	0.028	28	4.2	
4000	220	13.98	113.8	79.5	59.5	255	0.33	26.75	0.028	28	4.2	
4500	220	15.67	116.1	81.5	61.75	271.5	0.33	25.05	0.034	33	6.8	
5000	220	17.44	117.9	83	62.75	293.75	0.33	23.18	0.033	35	8.2	
5500	220	19.08	119.9	85.25	65.75	310.75	0.33	20.85	0.039	35	9.5	
6000	220	20.73	123.5	88.75	69.25	345.5	0.33	19.54	0.055	33	12	
6500	220	22.26	125	91.5	71.5	378.25	0.32	17.84	0.086	24	19	
7000	220	23.74	126.2	91.5	72.75	385	0.31	16.72	0.105	28	21	

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmp	sfc	η
0.007126	0.000171	41.710	0.489	2.33427	0.480	0.00126	6.333
0.007350	0.000191	38.527	0.961	4.59074	0.945	0.00071	11.154
0.007350	0.000206	35.755	1.418	6.76939	1.393	0.00052	15.264
0.007350	0.000224	32.865	1.899	9.06476	1.865	0.00042	18.787
0.007239	0.000247	29.341	2.366	11.2953	2.324	0.00038	21.221
0.007239	0.00026	27.836	2.819	13.461	2.770	0.00033	23.992
0.007239	0.000292	24.792	3.295	15.7304	3.237	0.00032	24.971
0.007239	0.000329	22.004	3.797	18.1295	3.730	0.00031	25.543
0.007239	0.000351	20.605	4.256	20.3211	4.181	0.0003	26.811
0.007239	0.00038	19.067	4.737	22.6165	4.654	0.00029	27.612
0.007239	0.000422	17.150	5.182	24.7433	5.091	0.00029	27.172
0.007239	0.00045	16.073	5.630	26.883	5.531	0.00029	27.667
0.007126	0.000493	14.446	6.046	28.8672	5.940	0.00029	27.124
0.007011	0.000526	13.321	6.448	30.7865	6.335	0.00029	27.112

Data tekanan *blower* 0,3 kPa

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)			Ap intake (kPa)	Δp syngas (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oli	Radiator	Mesin				Exhaust	CO (%vol)	HIC (%vol)
500	220	1.79	83.375	68.75	52	0.62	0.06	67.34	0.117	37	6.4
1000	220	3.31	92.75	70	51.75	0.64	0.06	60.84	0.082	39	4.4
1500	220	5.21	96.25	71.5	52.25	0.64	0.06	55.45	0.086	40	5.7
2000	220	7.25	100.5	72.75	53	0.64	0.06	52.24	0.084	34	6.4
2500	220	8.84	106	75.25	55.63	0.63	0.06	48.65	0.081	35	6
3000	220	10.46	111.25	77.75	57.25	0.63	0.06	43.21	0.086	31	6.7
3500	220	12.32	112.5	78.5	58.75	0.63	0.06	39.71	0.067	30	7
4000	220	14.64	115.5	80.5	61	0.63	0.06	35.99	0.071	29	13.8
4500	220	16.24	116.75	82	62.75	0.63	0.06	33.81	0.094	28	14.7
5000	220	18.14	119.25	82.75	64.75	0.63	0.06	31.84	0.106	27	15.6
5500	220	20.01	121.5	85.25	67.5	0.63	0.06	27.96	0.127	34	26.4
6000	220	21.46	123.5	86	72	0.63	0.06	25.53	0.166	31	40.1
6500	220	23.64	126	90	75	0.62	0.06	22.46	0.295	24	58.4
7000	220	25.12	126.75	91.75	77.25	0.61	0.06	20.34	0.3	22	77.5

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	massflow syngas (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmepp	sfc	η	subtitusi
0.009985	0.000131	0.002213	4.261	0.486	2.321	0.478	0.017	8.352	23.508
0.010148	0.000145	0.002213	4.305	0.899	4.292	0.883	0.009	11.617	24.178
0.010148	0.000159	0.002213	4.279	1.415	6.756	1.390	0.006	15.377	22.795
0.010148	0.000168	0.002213	4.262	1.969	9.402	1.935	0.004	19.291	24.675
0.010067	0.000181	0.002213	4.206	2.401	11.464	2.359	0.004	21.865	26.680
0.010067	0.000204	0.002213	4.166	2.841	13.565	2.791	0.003	23.635	21.685
0.010067	0.000222	0.002213	4.136	3.346	15.977	3.287	0.003	25.899	24.100
0.010067	0.000245	0.002213	4.097	3.976	18.985	3.906	0.002	28.372	25.674
0.010067	0.00026	0.002213	4.071	4.411	21.060	4.333	0.002	29.905	25.909
0.010067	0.000276	0.002213	4.045	4.927	23.524	4.840	0.002	31.749	27.198
0.010067	0.000315	0.002213	3.983	5.435	25.949	5.339	0.002	31.888	25.429
0.010067	0.000345	0.002213	3.936	5.829	27.830	5.726	0.002	31.966	23.463
0.009985	0.000392	0.002213	3.834	6.421	30.657	6.308	0.001	31.952	20.570
0.000000	0.000433	0.002213	3.744	6.823	32.576	6.703	0.001	31.493	17.797

Data tekanan *blower* 0,35 kPa

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)				Ap Intake (kPa)	Ap syngas (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oil	Radiator	Mesin	Exhaust				CO (%vol)	HC (%vol)	Opacity (%)
500	220	1.81	85.063	68.5	51.25	189.25	0.67	0.06	68.74	0.139	37	3.6
1000	220	3.42	93	69.25	51	187	0.69	0.06	61.65	0.100	38.5	2.8
1500	220	5.268	97.25	71	51.5	192.75	0.69	0.06	56.635	0.095	37	4.8
2000	220	7.278	102.25	72.25	52.5	205	0.69	0.06	54.29	0.088	35	6.5
2500	220	8.92	106.75	74.25	55.75	214.25	0.68	0.06	50.54	0.079	38	5.2
3000	220	10.55	110.75	78	57	235	0.68	0.06	47.01	0.088	33	5.7
3500	220	12.46	113	78.75	58.75	249.25	0.68	0.06	42.13	0.069	31.5	6.2
4000	220	14.66	114.75	80.75	60.75	257.5	0.68	0.06	37.725	0.072	33	10.2
4500	220	16.39	117	82	62	283.5	0.68	0.06	35.81	0.081	29	11.7
5000	220	18.22	119.5	82.75	64.25	305.5	0.68	0.06	33.165	0.095	28	15.2
5500	220	20.06	121.75	85.25	67	321.75	0.68	0.06	28.96	0.138	32.5	26.6
6000	220	21.67	124	85.75	71.25	368.5	0.68	0.06	26.68	0.187	30.5	40.2
6500	220	23.71	126	88.25	74.75	389.5	0.67	0.06	23.62	0.333	23	60.2
7000	220	25.24	127.25	91	76.5	399.5	0.66	0.06	21.025	0.409	19.5	78.7

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	massflow syngas (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmepp	sfc	η	substitusi
0.010388	0.000128	0.002213	4.43797	0.4916	2.34724	0.483	0.01714	8.448532	25.065
0.010545	0.000143	0.002213	4.47685	0.9289	4.43512	0.913	0.00913	11.92823	25.174
0.010545	0.000155	0.002213	4.45295	1.4307	6.83099	1.406	0.00596	15.64349	24.411
0.010545	0.000162	0.002213	4.44037	1.9766	9.43759	1.942	0.00433	19.69899	27.519
0.010467	0.000174	0.002213	4.38524	2.4227	11.5676	2.380	0.00355	22.44597	29.422
0.010467	0.000187	0.002213	4.36135	2.8641	13.6749	2.814	0.00302	24.86768	28.015
0.010467	0.000209	0.002213	4.3223	3.3835	16.1551	3.324	0.00258	27.00974	28.460
0.010467	0.000233	0.002213	4.2792	3.9824	19.0146	3.912	0.00221	29.19422	29.092
0.010467	0.000246	0.002213	4.25748	4.4516	21.2548	4.373	0.00199	31.19283	30.047
0.010467	0.000265	0.002213	4.22381	4.9473	23.6215	4.860	0.0018	32.66974	30.107
0.010467	0.000304	0.002213	4.15914	5.4491	26.0174	5.353	0.00166	32.68377	28.004
0.010467	0.00033	0.002213	4.11667	5.8857	28.102	5.782	0.00156	33.17968	26.762
0.010388	0.000373	0.002213	4.01817	6.4391	30.7443	6.326	0.00145	33.13431	24.471
0.010309	0.000419	0.002213	3.9178	6.856	32.7349	6.736	0.00138	32.35488	20.476

Data tekanan *blower* 0,4 kPa

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)				Ap intake (kPa)	Ap syngas (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oli	Radiator	Mesin	Exhaust				CO (%vol)	HC (%vol)	Opacity (%)
500	220	1.83	86.75	68.25	50.5	189	0.74	0.06	69.25	0.16	39	2.7
1000	220	3.53	93.5	68.5	50.25	185	0.73	0.06	62.46	0.118	38	3.2
1500	220	5.325	98.25	70.5	50.75	187	0.74	0.06	57.82	0.104	42	5.9
2000	220	7.305	104.25	71.75	52	204	0.75	0.06	56.34	0.091	36	8.5
2500	220	9	107.5	73.5	56	214.5	0.73	0.06	52.43	0.076	37	6.4
3000	220	10.63	110.25	78.25	56.8	244.75	0.73	0.06	49.1	0.089	35	6.7
3500	220	12.6	113.5	79	58.75	249.75	0.74	0.06	43.56	0.07	33	7.4
4000	220	14.69	114.25	81	60.85	253.25	0.74	0.06	39.46	0.072	31	8.6
4500	220	16.54	117.5	82	61.5	285.25	0.73	0.06	37.81	0.068	30	10.6
5000	220	18.29	119.75	82.75	64	307.25	0.73	0.06	34.49	0.083	29	16.8
5500	220	20.12	122	85.5	66.75	339.5	0.74	0.06	29.45	0.148	35	28.7
6000	220	21.88	124.5	85.75	70.8	374	0.74	0.06	27.83	0.208	30	42.2
6500	220	23.78	126.75	86.75	74.5	390.25	0.73	0.06	24.78	0.37	22	63.9
7000	220	25.37	128	90.25	76	400	0.74	0.06	21.71	0.517	17	81.8

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	massflow syngas (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmep	sfc	η	subtitusi
0.010928	0.000127	0.002213	4.670	0.497	2.373	0.488	0.017	8.515	25.617
0.010852	0.000141	0.002213	4.611	0.959	4.578	0.942	0.009	12.242	26.145
0.010928	0.000152	0.002213	4.621	1.446	6.906	1.421	0.006	15.910	25.960
0.011003	0.000156	0.002213	4.645	1.984	9.473	1.949	0.004	20.099	30.156
0.010852	0.000168	0.002213	4.559	2.444	11.671	2.402	0.004	23.022	31.966
0.010852	0.000179	0.002213	4.537	2.887	13.785	2.836	0.003	25.603	31.079
0.010928	0.000202	0.002213	4.525	3.421	16.333	3.361	0.003	27.764	30.808
0.010928	0.000223	0.002213	4.486	3.989	19.044	3.918	0.002	29.995	32.210
0.010852	0.000233	0.002213	4.438	4.492	21.449	4.413	0.002	32.463	33.748
0.010852	0.000255	0.002213	4.397	4.968	23.719	4.880	0.002	33.577	32.792
0.010928	0.000299	0.002213	4.351	5.463	26.085	5.367	0.002	33.109	29.202
0.010928	0.000316	0.002213	4.321	5.943	28.374	5.838	0.002	34.390	29.788
0.010852	0.000355	0.002213	4.226	6.457	30.832	6.344	0.001	34.298	28.006
0.010928	0.000405	0.002213	4.174	6.889	32.894	6.768	0.001	33.213	22.985

Data tekanan *blower* 0,45 kPa

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)				Ap intake (kPa)	Ap syngas (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oil	Radiator	Mesin	Exhaust				CO (%vol)	HC (%vol)	Opacity (%)
500	220	1.81	93.75	68.75	52	195.5	0.77	0.06	69.78	0.182	43	8.1
1000	220	3.45	98.75	70	51.75	195.75	0.79	0.06	63.295	0.136	40.5	7.9
1500	220	5.31	102.25	71.5	52.25	201	0.79	0.06	59.315	0.113	42	7.1
2000	220	7.21	106	72.5	53	211.5	0.79	0.06	56.845	0.095	38	8.7
2500	220	9.02	108.75	75.25	55.5	222	0.78	0.06	53.05	0.076	38	7.9
3000	220	10.52	111.75	78.25	57.4	246.25	0.78	0.06	50.97	0.087	36.5	7.7
3500	220	12.6	113.75	79.5	58.75	257.25	0.78	0.06	45.85	0.080	33	10.1
4000	220	14.64	115	82	61.2	265.25	0.78	0.06	42.105	0.083	32.5	18.0
4500	220	16.52	118.25	82.5	62.75	292.75	0.78	0.06	40.43	0.086	31.5	16.8
5000	220	18.32	120.25	83.25	64.7	314.75	0.78	0.06	37.835	0.103	30	24.5
5500	220	20.1	122.5	85.75	67.5	347.625	0.78	0.06	32.15	0.159	33	25.8
6000	220	21.82	125.25	86.5	72	381.5	0.78	0.06	29.685	0.229	32	41.1
6500	220	23.74	127.25	90.1	75.25	399	0.77	0.06	26.81	0.408	22	64.9
7000	220	25.34	129	93	77.25	410.5	0.76	0.06	23.715	0.626	20.5	87.9

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	massflow syngas (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmep	sfc	η	subtitusi
0.011151	0.000126	0.002213	4.76792	0.4916	2.34724	0.483	0.01713	8.483511	26.182
0.011298	0.000139	0.002213	4.80409	0.937	4.47402	0.9206	0.00903	12.11386	27.119
0.011298	0.000148	0.002213	4.7851	1.4422	6.8861	1.4169	0.00589	16.0485	27.826
0.011298	0.000155	0.002213	4.77207	1.9583	9.35006	1.9239	0.00435	19.97098	30.777
0.011225	0.000166	0.002213	4.71912	2.4499	11.6973	2.4069	0.0035	23.19687	32.762
0.011225	0.000173	0.002213	4.70573	2.8573	13.6425	2.8071	0.00301	25.86517	33.608
0.011225	0.000192	0.002213	4.668	3.4222	16.3399	3.3621	0.00253	28.55153	34.264
0.011225	0.000209	0.002213	4.63509	3.9763	18.9854	3.9065	0.00219	31.03064	36.468
0.011225	0.000218	0.002213	4.61858	4.4869	21.4234	4.4081	0.00195	33.71151	38.041
0.011225	0.000233	0.002213	4.59038	4.9758	23.7577	4.8884	0.00177	35.53996	38.734
0.011225	0.000274	0.002213	4.51445	5.4593	26.066	5.3634	0.00164	33.95757	35.148
0.011225	0.000296	0.002213	4.47356	5.9264	28.2966	5.8223	0.00152	35.75711	34.176
0.011151	0.000328	0.002213	4.38864	6.4479	30.7865	6.3347	0.00142	36.08198	33.458
0.011077	0.000371	0.002213	4.28722	6.8825	32.8614	6.7616	0.00135	35.23582	29.496

Data tekanan *blower* 0,5 kPa

Beban (Watt)	Volt (V)	Arus (A)	Suhu (°C)				Dp intake (kPa)	Dp syngas (kPa)	Waktu konsumsi (s)	Emisi		
			Oil	Radiator	Mesin	Exhaust				CO (%vol)	HC (%vol)	Opacity (%)
500	220	1.85	101	69.5	53.75	202	0.84	0.06	70.12	0.203	45	11.5
1000	220	3.61	104	71.75	53.5	206.5	0.83	0.06	64.13	0.154	43	10.6
1500	220	5.34	106	72.5	54	215	0.84	0.06	60.81	0.122	42	6.2
2000	220	7.4	108	74	54	219	0.83	0.06	57.35	0.098	40	6.8
2500	220	8.98	110	77.25	55.25	229.5	0.84	0.06	53.67	0.076	39	7.3
3000	220	10.74	113.25	78.25	58	247.75	0.84	0.06	52.84	0.084	38	6.7
3500	220	12.59	114	80	59	264.75	0.83	0.06	48.14	0.09	33	10.8
4000	220	14.73	116	82	61.5	277.25	0.83	0.06	44.75	0.094	34	30.2
4500	220	16.56	119	82.75	64	300.25	0.84	0.06	43.05	0.104	33	20.9
5000	220	18.26	121	85	65.75	322.25	0.83	0.06	41.18	0.122	31	30.2
5500	220	20.13	123	86.25	68.5	355.75	0.83	0.06	34.85	0.169	37	20.9
6000	220	21.94	126	87.25	73.25	389	0.84	0.06	31.54	0.25	34	38
6500	220	23.81	128	93.5	75.75	408	0.83	0.06	28.84	0.445	22	63.8
7000	220	25.39	130	95.75	78.5	421.25	0.83	0.06	25.72	0.734	24	92

massflow udara (kg/s)	massflow biodiesel (kg/s)	massflow syngas (kg/s)	AFR	power (kW)	torque (Nm)	bmep	sfc	η	subtitusi
0.011657	0.000125	0.002213	4.985	0.489	2.334	0.480	0.017	9.470	26.540
0.011586	0.000137	0.002213	4.930	0.980	4.682	0.963	0.009	13.551	28.068
0.011657	0.000145	0.002213	4.945	1.450	6.925	1.425	0.006	17.286	29.600
0.011586	0.000153	0.002213	4.897	2.010	9.596	1.975	0.004	21.475	31.386
0.011657	0.000164	0.002213	4.905	2.439	11.645	2.396	0.004	24.242	33.538
0.011657	0.000167	0.002213	4.899	2.917	13.928	2.866	0.003	27.804	35.958
0.011586	0.000183	0.002213	4.837	3.420	16.327	3.359	0.003	30.280	37.391
0.011586	0.000197	0.002213	4.809	4.001	19.102	3.930	0.002	33.270	40.223
0.011657	0.000204	0.002213	4.823	4.498	21.475	4.419	0.002	35.013	41.812
0.011586	0.000214	0.002213	4.775	4.960	23.680	4.872	0.002	37.235	43.711
0.011586	0.000253	0.002213	4.700	5.467	26.105	5.371	0.002	36.785	40.172
0.011657	0.000279	0.002213	4.678	5.959	28.452	5.854	0.002	37.339	38.047
0.011586	0.000305	0.002213	4.602	6.467	30.877	6.353	0.001	37.940	38.141
0.011586	0.000342	0.002213	4.535	6.896	32.926	6.775	0.001	37.271	34.992

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Jakarta, 28 April 1997, merupakan anak kedua dari dua bersaudara.

Penulis menempuh Pendidikan dasar di SD Santa Maria Juanda Jakarta, melanjutkan studi di SMP Santa Maria Juanda Jakarta kemudian dilanjutkan pada SMA Santa Theresia Jakarta. Pada tahun 2015 penulis mengikuti SBMPTN dan diterima di program S-1 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama perkuliahan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, penulis aktif mengikuti kegiatan organisasi. Penulis aktif pada organisasi di luar jurusan S-1 Teknik Mesin seperti TPKB ITS. Selama aktif di dalam TPKB, penulis menjabat sebagai staff PSDM dan kemudian sebagai sekretaris pada masa jabatan berikutnya.