



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
GENERATOR SET SISTEM *DUAL FUEL* SOLAR DAN  
*SYNGAS BIOMASS* SERBUK KAYU**

MUHAMMAD RASYIID AL MALNA  
NRP 2110 100 022

Dosen Pembimbing  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2015



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - TM 141585

**CHARACTERIZATION OF PERFORMANCE DIESEL  
ENGINE GENERATOR SET DUAL FUEL SYSTEM DIESEL  
OIL AND BIOMASS WOOD POWDER**

MUHAMMAD RASYIID AL MALNA  
NRP 2110 100 022

Supervisor  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT  
Faculty of Industrial Engineering  
Sepuluh Nopember of Institut Technology  
Surabaya 2015

**KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL  
GENERATOR SET SISTEM DUAL FUEL SOLAR DAN  
BIOMASS SERBUK KAYU**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelara Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Konversi Energi  
Program S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**MUHAMMAD RASYIID AL MALNA**  
NRP. 2110 100 022

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT..... ( Pembimbing )  
NIP. 197301161997021001
2. Ir. Kadarisman..... ( Penguji I )  
NIP. 194901091974121001
3. Dr. Wawan Aries widodo, ST, MT..... (Penguji II )  
NIP. 197104051997021001
4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD..... ( Penguji III )  
NIP. 197105241997021001

**SURABAYA**

**2015**

# **KARAKTERISASI UNJUK KERJA MESIN DIESEL GENERATOR SET SISTEM *DUAL-FUEL* SOLAR DAN SYNGAS BIOMASS SERBUK KAYU**

**Nama Mahasiswa** : Muhammad Rasyiid Al Malna  
**NRP** : 2110100022  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

## ***Abstrak***

*Kebutuhan akan energi alternatif semakin dibutuhkan, banyak cara yang digunakan untuk mencari energi alternatif. Gasifikasi adalah salah satunya, aplikasi gas hasil gasifikasi dapat digunakan untuk bahan bakar mesin diesel. Dimana mesin diesel nanti menggunakan sistem dualfuel. Dalam penelitian ini dilakukan aplikasi hasil gas gasifikasi serbuk kayu untuk mesin diesel. Sasaran utama adalah untuk mengkarakterisasi unjuk kerja mesin diesel juga untuk mendapatkan substitusi syngas yang maksimal pada mekanisme sistem dual fuel.*

*Karakterisasi unjuk kerja sistem dual fuel dilakukan dengan pengujian mesin diesel pada putaran konstan 1500 rpm. Pembebanan dimulai dari beban 200 hingga 2400 Watt dengan interval kenaikan pembebanan 200 Watt. Mekanisme pemasukan syngas dilakukan dengan pemasangan pressure regulator dan mixer berbentuk venturi dan di dalamnya dipasang mixing jet. Pengaturan jumlah syngas yang dimasukkan kedalam ruang bakar melalui pengaturan tekanan pada pressure regulator yaitu sebesar 0,5 bar, 1 bar, 1,5 bar, 2 bar, dan 2,5 bar. Kebutuhan solar mesin diesel turun dengan adanya penambahan bahan bakar syngas. Pengukuran dilakukan terhadap laju alir udara dan syngas, waktu konsumsi minyak solar 25 ml, waktu konsumsi minyak solar 10 ml, temperatur; gas buang, oli pelumas, dan cairan pendingin.*

*Hasil menunjukkan bahwa dengan penambahan syngas yang keluar dari pressure regulator pada tekanan 2,5 bar sebagai bahan bakar akan mengurangi konsumsi minyak solar 70,83 % pembebanan 2400 watt. Nilai specific fuel consumption (sfc) dual fuel mengalami peningkatan sebesar 54,37 % dari kondisi sfc standar, untuk specific fuel consumption (sfc) hanya solar saja mengalami penurunan mencapai 70,83 % dari kondisi standar single fuel, penurunan AFR sebesar 54,34 % dari AFR standar single fuel, serta nilai efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 36,51 %.*

**Kata kunci : Gasifikasi, Sistem dualfuel, Syngas, Unjuk kerja.**

# CHARACTERIZATION OF PERFORMANCE DIESEL ENGINE GENERATOR SET DUAL FUEL SYSTEM DIESEL OIL AND BIOMASS WOOD POWDER

**Name of student** : Muhammad Rasyiid Al Malna  
**NRP** : 2110 100 022  
**Department** : Mechanical Engineering  
**Supervisor** : Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT

## **Abstrak**

*The need for alternative energy increase year by year, so many to find alternative energy. Gasification is one of them, the application of the results of the gasification gas can be used to operate diesel engines. Where the diesel engine later use dualfuel system. In the application of the results of this research conducted wood powder gasification gas to diesel engines. The main objectives are to characterize the performance of diesel engines as well as to obtain maximum syngas substitution on the mechanism of dual fuel system.*

*Characterization of system performance dual fuel diesel engine testing on constant rotation 1500 rpm. The imposition starting from the load 200 to 2400 Watt with 200 Watt load increment interval. Inclusion mechanism syngas is done by installing a pressure regulator and venturi-shaped mixer and mixing jet mounted therein. Setting the amount of syngas which is inserted into the combustion chamber through the pressure setting on the pressure regulator is equal to 0.5 bar, 1 bar, 1.5 bar, 2 bar, and 2.5 bar. The need for diesel oil of the diesel engines down with the addition of fuel syngas. Measurements carried out on the flow rate of air and syngas, the duration to consume 25 ml of diesel oil, the duration to consume 10 ml of diesel oil, temperature; exhaust gas, lubricants, and coolant.*

*Results showed that with the addition of syngas out of the pressure regulator at a pressure of 2.5 bar as a fuel, would reduce consumption of diesel oil by 70.83% in 2400-watt load. The value of specific fuel consumption (sfc) dual fuel increased by 54.37% from the standard sfc conditions, for specific fuel consumption (sfc) diesel only just reached 70.83% decline of single fuel standard conditions, a decrease of 54.34 AFR % of AFR single standard fuel, as well as thermal efficiency value decreased by 36.51%.*

**Keyword : Gasification, Dual-Fuel System, Syngas, Performance.**



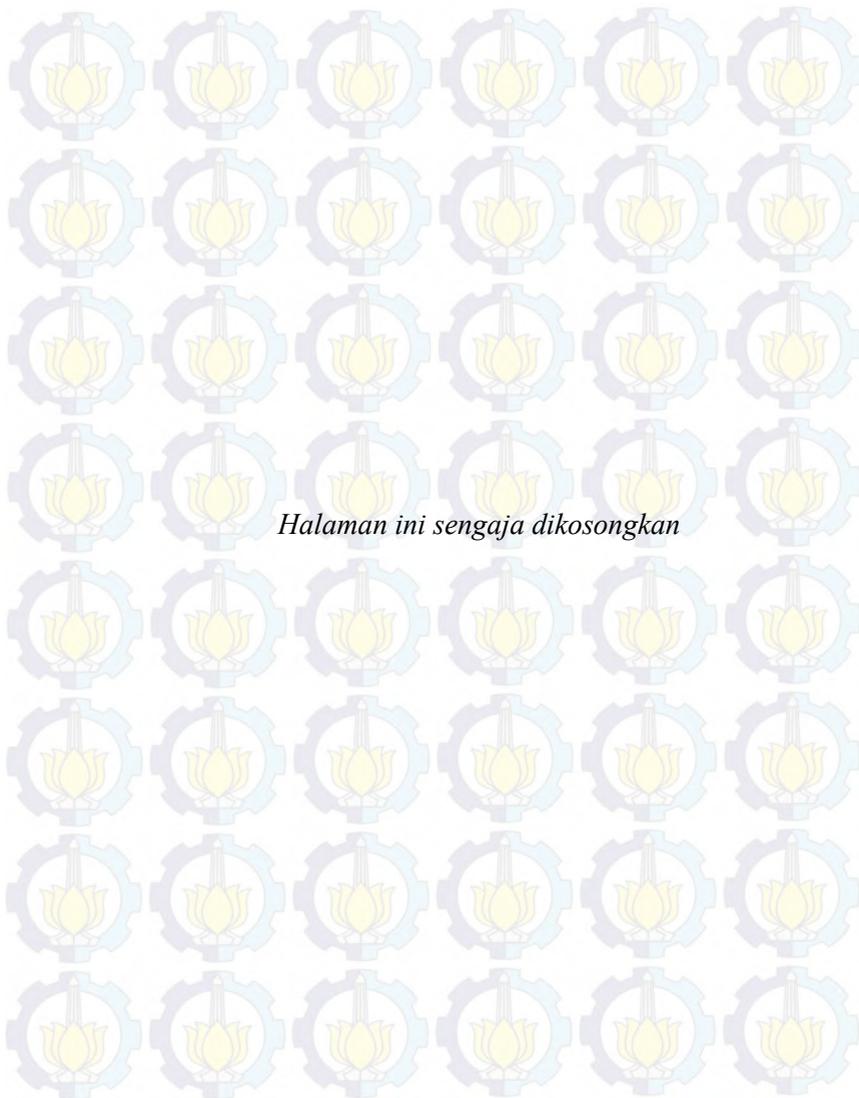
## KATA PENGANTAR

Bismillahir-rahmanir-rahim, allhamdullilah penulis panjatkan kepada ALLAH SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayahNya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul: “Karakterisasi Unjuk Kerja Mesin Diesel Generator Set Sistem *Dual Fuel* solar dan *Syngas biomass* serbuk kayu”. Tugas akhir ini tidak dapat terselesaikan dengan baik tanpa adanya bantuan dari berbagai pihak. Dengan ini penulis sampaikan terima kasih atas bantuan serta bimbingan kepada :

1. Kedua orang tua penulis, Sri Wandoyo dan Nur khoiriani atas dukungan moral dan materi. Serta tidak lupa adik-adik penulis, Ilham,rio;pasha;astro;dzaqiyya yang telah memberikan semangat kepada penulis.
2. Dr. Bambang Sudarmata, ST, MT. selaku dosen pembimbing.
3. Ir. Kadarisman, Dr. Wawan Aries Widodo, ST, MT; Ary Bactiar K.P.,ST.MT.Phd selaku dosen penguji
4. Prof. Dr. Ir. H. D. Sungkono Ahmad Kawano, M.Eng.Sc. atas pedoman, nasehat, dan ilmu yang selalu diberikan.
5. Teman-teman HMI cabang surabaya, teman-teman komisariat mesin sepuluh nopember, LDJ ash-shaff.
6. Teman-teman kelompok tugas akhir, mahatma komting, fadil, henik serta pak suli yang telah membantu serta memotifasi pengerjaan tugas akhir.
7. Teman ngopi, yanuar, hanafi, abah, husain, amirul, cubung, naufal, fira, yadi, ibnu, ilmi, ucai, adwi, niam yang telah memberi hiburan saat mengerjakan tugas akhir.

Penulis menyadari bahwa laporan tugas akhir ini masih memiliki banyak kekurangan. Untuk itu, penulis sangat berharap kritik dan saran dari pembaca.

Penulis

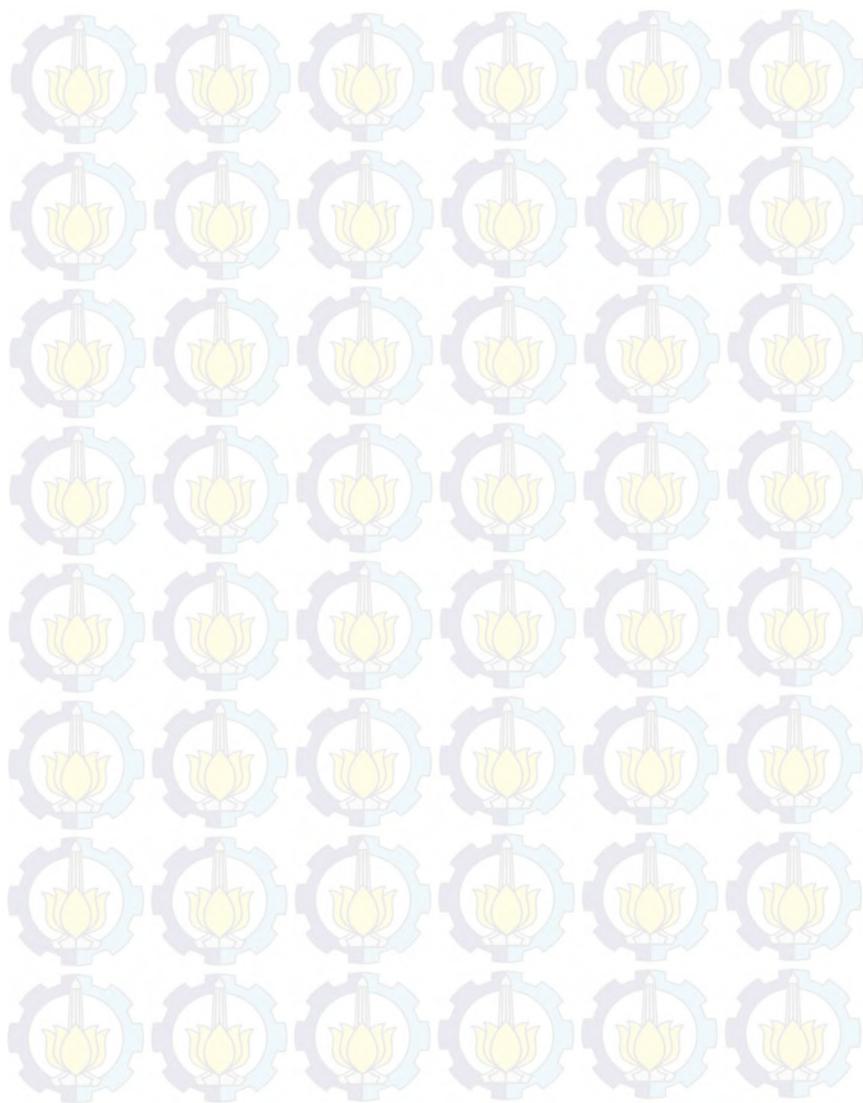


*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

	Halaman
Lembar pengesahan	v
Abstrak	vii
Kata pengantar	xi
Daftar isi	xiii
Daftar gambar	xv
Daftar tabel	xvii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar belakang	1
1.2 Perumusan masalah	4
1.3 Batasan masalah	5
1.4 Tujuan penelitian	5
1.5 Manfaat penelitian	5
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Bahan bakar	7
2.1.1 Bahan bakar solar	7
2.1.2 Bahan bakar gas	10
2.1.3 Gas hasil gasifikasi serbuk kayu	10
2.2 Teori pembakaran	11
2.2.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara	12
2.2.2 <i>Supercharger</i> dan <i>turbocharge</i>	12
2.3 Dasar teori mesin diesel	14
2.3.1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel	14
2.3.2 Prinsip kerja <i>dual fuel engine</i>	16
2.3.3 Unjuk kerja mesin diesel	16
2.3.4 Keuntungan dan kerugian dari sistem dual fuel	20
2.4 Penelitian terdahulu	21
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b>	
3.1 Metode penelitian	25
3.2 Alat uji	25
3.3 Alat ukur	27

3.4	Prosedur pengujian	29
3.4.1	Persiapan pengujian	30
3.4.2	Pengujian pada kondisi standart dengan bahan bakar minyak solar	30
3.4.3	Pengujian dengan bahan bakar kombinasi syngas-minyak solar	31
3.5	Rancangan eksperimen	33
3.6	Flowchart penelitian	35
3.6.1	Pengujian sistem single fuel	36
3.6.2	Pengujian sistem dual fuel	37
BAB IV DATA dan ANALISA		
4.1	Data pendukung	39
4.2	Perhitungan unjuk kerja	41
4.2.1	Daya	45
4.2.2	Torsi	46
4.2.3	Tekanan efektif rata-rata	47
4.2.4	<i>Specific fuel consumption</i>	47
4.3	Rasio udara bahan bakar	49
4.4	Effisiensi <i>thermal</i>	50
4.5	Analisi unjuk kerja	51
4.5.1	Daya	51
4.5.2	Torsi	52
4.5.3	Tekanan efektif rata-rata	53
4.5.4	<i>Specific fuel consumption</i>	55
4.6	Analisa rasio udara bahan bakar	58
4.7	Analisa effisiensi <i>thermal</i>	59
4.8	Analisa temperatur gas buang	60
4.9	Analisa temperatur oli dan pendingin	61
BAB V KESIMPULAN dan SARAN		
5.1	Kesimpulan	65
5.2	Saran	65
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
BIODATA PENULIS		



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar belakang

Dewasa ini penggunaan minyak bumi semakin tahun semakin bertambah, akan tetapi hasil yang di gali di dalam perut bumi akan semakin berkurang. Maka dari itu diperlukan energi alternatif untuk memenuhi kebutuhan bahan bakar. Dapat di ketahui banyak cara untuk mendapatkan energi alternatif, diantaranya bioetanol yang terbuat dari tumbuhan, serta proses gasifikasi gas dengan memanfaatkan biomassa.

Indonesia merupakan negara berkembang, yang memiliki banyak sumber daya alam diantaranya hewan, tumbuhan, minyak bumi, gas alam dan berbagai jenis logam. Dari sini Indonesia memiliki potensi akan penggunaan sumber daya alam yang begitu besar. Apabila ini dapat di gali secara maksimal potensinya maka kebutuhan akan terpenuhi.

Indonesia dengan luas hutan pada tahun 2012 mencapai 130,61 juta ha memungkinkan untuk menghasilkan ekspor dibidang mebel. Ekspor mebel di indonesia yang mencapai nilai 1,41 miliar dollar AS dan menduduki peringkat 18 duni a [1]. Dalam pembuatan mebel tersebut tidak akan terlepas dari yang namanya limbah, limbah yang disini dimaksud adalah limbah serbuk kayu. Maka potensi untuk memanfaatkan energi alternatif dari penggunaan biomassa dari serbuk kayu sangat besar.

Biomassa, dalam industri produksi energi merujuk pada bahan biologis yang hidup atau baru mati yang dapat digunakan sebagai sumber bahan bakar. Biomassa dapat pula meliputi limbah terbiodegradasi yang dapat terbakar sebagai bahan bakar. Biomassa inilah yang akan menjadi sumber sebagai bahan bakar alternatif karena dapat meningkatkan nilai guna material yang sudah menjadi limbah atau produk samping.

Pengelolaan biomassa ini menjadi energi alternatif dapat dilakukan melalui metode gasifikasi. Gasifikasi adalah suatu

proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran, Suyitno [2]. Gas ini mempunyai sifat mudah terbakar yang kemudian digunakan sebagai bahan bakar pada motor pembakaran. Contoh gas hasil biomassa dari serbuk kayu yang penelitiannya dilakukan oleh Ferry [3] yang gas hasil gasifikasi mengandung unsur  $C=43,01\%$  *weight*,  $H = 6,42\%$  *weight*,  $O = 39,64\%$  *weight*,  $N = 0,17\%$  *weight* dan  $S= 0,02\%$  *weight*. *Lower heating value (LHV)* serpihan kayu sebesar 14,88 MJ/kg. Dimana pada proses pembakaran unsur C dan H yang diperlukan ada di dalam gas hasil gasifikasi.

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel (DDF)* adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar lain pada *intake manifold* dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Aplikasi *syngas* dengan sistem *dual fuel* pada mesin diesel dapat meningkatkan unjuk kerja dan efisiensi mesin, Azimov [4].

Teknologi aplikasi sistem *dual fuel* ada 3 macam, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*, *High Pressure Injected Gas (HPING)*, dan *Combustion Air Gas Integration*. Ketiganya dapat diaplikasikan untuk mesin yang menggunakan sistem *dual-fuel*, Ari [5]. Pertama, *Low Pressure Injected Gas (LPIG)*. Model ini bekerja dengan melakukan injeksi gas pada saluran isap mesin bakar. Proses dilakukan pada tekanan yang cukup rendah, biasanya lebih kecil dari 50 *psi*. Keuntungan dari pemakaian sistem ini adalah mengurangi potensi gas terbuang karena gas hanya disuplai pada saat katup intake terbuka, dan sistem ini tidak lebih mahal dibandingkan model *High Pressure Injected Gas*. Kekurangan dari pemakaian sistem ini adalah sampai sekarang model ini hanya cocok digunakan pada mesin diesel dengan putaran rendah. Oleh sebab itu sistem ini digunakan pada aplikasi penggerak kapal dan pemutar generator listrik skala besar.

Kedua, *High Pressure Injected Gas*. Model ini bekerja dengan menyediakan gas langsung keruang bakar dengan tekanan yang sangat tinggi sekitar 3000 *psi*. Tekanan yang tinggi ini

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

Ketiga, *Combustion Air Gas Integration*. Model ini bekerja dengan mencampur udara-bahan bakar gas sebelum memasuki saluran isap atau sebelum memasuki kompresor-*turbocharger*, apabila mesin diesel yang digunakan adalah *turbocharged system*. Tekanan bahan bakar gas yang dibutuhkan diperkirakan sama dengan tekanan udara luar/sekitar, bahkan untuk menjaga tidak terjadi kebocoran gas saat mesin diesel tidak beroperasi maka tekanan keluaran *gas pressure regulator* diatur sedikit lebih rendah dari tekanan udara sekitar. Sistem pencampuran dilakukan dengan alat yang dinamakan *mixer* yang diletakkan pada saluran isap mesin diesel. Keuntungan dari pemakaian sistem seperti ini antara lain murah secara ekonomis dibandingkan kedua sistem sebelumnya karena tidak menggunakan injektor maupun pompa bertekanan tinggi, tidak membutuhkan model yang rumit sehingga apabila suplai gas habis atau tersendat sistem akan langsung bekerja dengan 100% bahan bakar diesel. Sementara kerugian dari sistem ini adalah adanya kemungkinan gas sebagian keluar bersama gas buang pada saat katup isap dan buang terbuka bersamaan.

Penelitian tentang sistem dual fuel telah ada sebelumnya, yang telah dilakukan oleh beberapa peneliti sebelumnya [6, 7, 8]. Penelitian yang dilakukan oleh Tammam [6] yang menggunakan bahan baku dari batu bara, yang mana hasilnya dengan penambahan *syngas* batubara sebagai bahan bakar dapat

menggantikan porsi minyak solar hingga rata-rata 55,59 % sedangkan konsumsi minyak solar berkurang 42,2%.

Bedoya [7] melakukan penelitian dengan *syngas* biogas mendapatkan peningkatan rasio ekivalen biogas-udara sekitar 6% dan pengurangan konsumsi minyak solar sebesar 10% serta efisiensi termal meningkat hingga hampir 8%

Jefri [8] melakukan penelitian tentang pemanfaatan gas hasil gasifikasi sekam padi pada mesin diesel stasioner yang mana hasilnya terjadi penurunan konsumsi minyak solar, meningkatkan temperatur gas buang, ruang bakar dan campuran menjadi terlalu kaya.

Berdasarkan urian tersebut penelitian untuk unjuk kerja mesin diesel dari *syngas* hasil gasifikasi dapat menggantikan konsumsi solar, akan tetapi rasio bahan bakar dan *syngas* masih rendah. Maka dari itu saya ingin melakukan penelitian tentang gasifikasi dari hasil serbuk kayu yang mana nantinya bertujuan untuk mencari *af<sub>r</sub>* yang dapat digunakan untuk menghasilkan kombinasi yang sesuai agar penggunaan bahan bakar solar dapat berkurang dan penggunaan bahan *syngas* bisa bertambah. Jadi sesuai dengan yang diinginkan yaitu penghematan minyak bumi yang semakin lama semakin berkurang jumlahnya.

## 1.2 Perumusan masalah

Dalam penelitian ini, permasalahan dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* serbuk kayu dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel dengan udara bakar tambahan.
2. Bagaimana pengaruh AFR (*air fuel ratio*) *syngas* biomassa terhadap unjuk kerja motor diesel stasioner.
3. Bagaimana besar penurunan penggunaan solar dalam sistem mesin diesel generator set *dual fuel*.

### 1.3 Batasan masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah yang telah dimodifikasi pada bagian saluran isap untuk menyuplai *syngas* dari biomassa
2. Kondisi mesin diesel dalam keadaan standar
3. Kondisi udara dalam keadaan ideal
4. Penelitian tidak membahas mengenai pembuatan reaktor gasifikasi serta reaksi kimia yang terjadi
5. Bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar dan gas hasil gasifikasi dari bahan baku serbuk kayu
6. Minyak solar yang digunakan adalah minyak solar yang diproduksi oleh Pertamina dengan spesifikasi minyak solar sesuai dengan keputusan Dirjen Migas No. 113.K/72/DJM/1999 tanggal 27 Oktober 1999

### 1.4 Tujuan penelitian

Penelitian ini bertujuan sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja sistem *dual fuel syngas* serbuk kayu dan solar yang diaplikasikan pada mesin diesel dengan udara bakar tambahan.
2. Untuk mengetahui pengaruh AFR (*air fuel ratio*) *syngas* biomassa terhadap unjuk kerja motor diesel stasioner.
3. Untuk mengetahui besar penurunan penggunaan solar dalam sistem mesin diesel generator set *dual fuel*

### 1.5 Manfaat penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Dapat mengetahui bahan bakar alternatif yang dapat digunakan pada motor diesel
2. Dapat menghasilkan teknologi yang memanfaatkan hasil dari limbah yang sudah tidak di manfaatkan lagi



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Bahan bakar

Bahan bakar dalam aplikasi motor pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik. Tapi untuk motor pembakaran dalam, khususnya mesin diesel bentuk fisik bahan bakar hanya ada dalam dua bentuk fisik, yaitu cair dan gas. Meskipun ada yang dikatakan berasal dari bahan bakar padat, tapi telah melalui proses gasifikasi dan menghasilkan bahan bakar dalam wujud gas.

#### 2.1.1 Bahan bakar solar

Mesin diesel dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 °C sampai 370 °C. Bahan bakar diesel dari dalam bumi berupa rantai dari hidrokarbon (HC) yang terdapat di dalamnya terdiri dari *parafin*, *naftene*, *olefin* dengan jumlah atom karbon bervariasi mulai 12 sampai 18, Kawano [9]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan stasioner putaran menengah keatas serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah. Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*), Nasution [10].

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain, Mathur [11]:

##### a. *Density, Specific Gravity dan API Gravity*

*Density* didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C.

Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah *volume* minyak bakar terhadap berat air untuk *volume* yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan:

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara hubungan nilai *Spesific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut:

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

#### b. Viskositas

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan, Fox, [12]. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas mempengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi jelek.

#### c. Titik nyala bahan bakar

Titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar, bahan bakar dapat menimbulkan ledakan.

#### d. Pour Point

*Pour point* atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya

gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

*e. Shulpur Content*

*Shulpur content* atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

*f. Distillation atau Destilasi*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

*g. Cetane Number*

*Cetane number* atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ( $C_{16}H_{34}$ ) dan  *$\alpha$ -methylnaphthalene* ( $C_{10}H_7CH_3$ ) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

*h. Calorific Value*

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

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

#### i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

### 2.1.2 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas memiliki banyak jenis tergantung dari asal gas tersebut & proses pembuatannya. Jenis-jenis gas tersebut antara lain:

1. Bahan bakar yang secara alami didapatkan dari alam
  - Gas alam
  - Metan dari penambangan batu bara
2. Bahan bakar gas yang terbuat dari bahan bakar padat
  - Gas yang terbentuk dari batu bara
  - Gas yang terbentuk dari limbah dan biomassa
  - Dari proses industry lainnya (*gas blast furnace*)
3. Gas yang terbuat dari minyak bumi
  - Gas petroleum cair (LPG)
  - Gas hasil penyulingan
  - Gas dari gasifikasi minyak
4. Gas-gas dari proses fermentasi.

### 2.1.3 Gas hasil gasifikasi serbuk kayu

Gasifikasi adalah suatu proses perubahan bahan bakar padat secara termokimia menjadi gas, di mana udara yang diperlukan lebih rendah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran, Suyitno [2]. Proses gasifikasi bertujuan untuk menghasilkan produk gas yang sesuai dengan penggunaannya baik sebagai sumber energi atau sebagai bahan baku industri

kimia. Gas gasifikasi biasa dikenal sebagai produser gas atau *syngas*.

Proses gasifikasi serbuk kayu merupakan proses konversi secara kimia dari serbuk kayu yang berbentuk partikel atau padatan menjadi gas yang bernilai bakar atau *combustible*. Pada dasarnya gasifikasi serbuk kayu adalah reaksi oksidasi parsial dari serbuk kayu dengan oksigen atau udara. Proses gasifikasi dilakukan dalam suatu reaktor yang disebut dengan *gasifier*. *Combustible gas* atau *syngas* yang dapat dihasilkan dari proses gasifikasi adalah  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CH}_4$  dan sebagainya.

Keuntungan dari gasifikasi adalah penerapannya dapat dilakukan untuk berbagai macam bahan baku. Hampir semua zat karbon dapat digasifikasi: bahan bakar fosil seperti batubara, minyak, atau gas alam, biomassa (yaitu setiap jenis limbah pertanian seperti bongkol jagung atau berbagai tanaman), aspal, atau bahkan limbah, plastik, dan sampah kota. Gasifikasi dapat digunakan untuk menghasilkan berbagai produk, termasuk listrik, gas alam, bahan bakar cair (seperti bensin, solar, dan bahan bakar jet), hidrogen, dan berbagai bahan kimia.

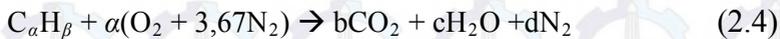
*Syngas* yang dihasilkan dari gasifikasi bervariasi tergantung pada bahan baku dan proses gasifikasi yang terlibat.

## 2.2 Teori pembakaran

Pembakaran adalah proses campuran bahan bakar dan udara dalam suatu medium sehingga dapat menghasilkan kerja. Dalam proses pembakaran ada tiga syarat yaitu bahan bakar, udara, dan sumber pengapian yang kontinu. Pada proses pembakaran pada mesin diesel yaitu udara di hisap dengan rasio tekanan (14-22:1), Kawano [9]. Pada saat kompresi inilah tekanan dan temperatur naik tinggi, diatas temperatur nyala bahan bakar, memanasi ruang bakar dan dapat membakar dalam keadaan uap bahan bakar yang di semprotkan.

### 2.2.1 Perhitungan stoikiometri kebutuhan udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh, yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida ( $\text{CO}_2$ ) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air ( $\text{H}_2\text{O}$ ). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ( $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ ) dengan udara dituliskan sebagai berikut:



Kesetimbangan:

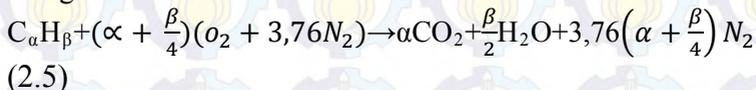
$$\text{C} : \quad \alpha = b$$

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

$$\text{O} : \quad 2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$$

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

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran  $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$  menghasilkan persamaan sebagai berikut:



### 2.2.2 Supercharger dan Turbocharger

*Supercharger* dan *turbocharger* pada dasarnya berfungsi untuk memberikan tambahan tenaga pada mesin dengan cara menambah asupan udara yang masuk ke dalam ruang pembakaran, namun cara kerja serta penerapannya berbeda antara keduanya. *Turbocharger* memiliki *lag* untuk dapat aktif menambah tenaga mesin.

#### *Supercharger* (S/C)

*Supercharger* adalah sebuah kompresor gas yang digunakan untuk memasok udara tambahan ke dalam silindere ruang bakar dengan mengikuti putaran mesin. Massa oksigen

tambahan yang dipaksa masuk ke ruang bakar menjadikan mesin membakar lebih banyak bahan bakar sehingga meningkatkan efisiensi volumetrik mesin dan membuatnya lebih bertenaga. Putaran *supercharger* dapat diatur dengan menggunakan diameter *pulley* yang berbeda, semakin kecil diameter *pulley* pada *supercharger* akan semakin tinggi tekanan udara yang dihasilkan.

Keuntungannya adalah alat ini dapat menambah tenaga pada putaran bawah, sehingga respon mesin terhadap akselerasi meningkat. Sedangkan kelemahannya, *Supercharger* hanya dapat menambah tenaga pada putaran bawah saja, sehingga pada putaran atas akan terjadi efek kurangnya tenaga. Kelemahan yang lain adalah rata-rata *supercharger* dapat mengurangi tenaga mesin hingga sepertiganya, sehingga dianggap tidak sesuai dengan tujuan semula yaitu menaikkan tenaga mesin, karena tenaga mesin telah berkurang terlebih dahulu sebelum *supercharger* menaikkan tenaga.

#### *Turbocharger* (T/C)

Tidak seperti *supercharger* yang mengikuti putaran mesin, *turbocharger* tidak terikat dengan mesin karena cara kerja *turbocharger* adalah dengan cara mengompresikan sisa gas buang untuk dipadatkan kembali. Oleh karenanya jika dibandingkan dengan *supercharger*, *turbocharger* dapat berputar hingga 30000 rpm. Pada awalnya *turbocharger* kurang diminati untuk digunakan dikarenakan adanya *lag* serta prinsip kerjanya yang cukup rawan akibat dari gas buang tidak langsung dilepas melainkan dipadatkan untuk kembali masuk ke ruang pembakaran, yang mana jika temperatur mesin meningkat maka performa mesin akan semakin turun. Akan tetapi seiring perkembangan jaman, fenomena *lag* pada *turbocharger* tersebut dapat dihilangkan, bahkan ada yang sifatnya hampir seperti *supercharger* yang mana dapat menambah tenaga pada putaran bawah sekaligus menambah tenaga pada putaran tinggi.

*Turbocharger* memiliki keunggulan, dikarenakan putarannya tidak sama dengan putaran mesin, maka tenaga yang

dihasilkan sangat signifikan, namun kelemahannya memang hanya pada adanya *lag*-nya saja, sehingga kurang diminati.

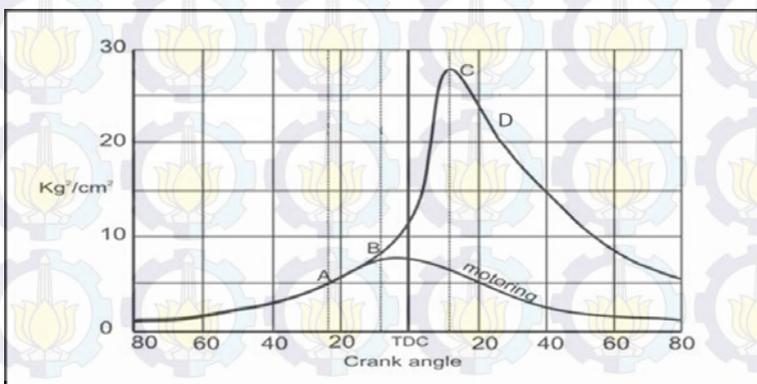
### 2.3 Dasar teori mesin diesel

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 tekanan yang sangat tinggi dalam bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran, Kawano [9].

#### 2.3.1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel

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

Proses pembakaran pada mesin diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- $\theta$  seperti pada gambar 2.1. Tahapan pembakarannya, Kawano [9] yaitu:



**Gambar 2.1** Tahapan pembakaran pada mesin diesel [11]

a. Tahap Pertama

*Ignition delay period* yakni waktu dimana bahan bakar siap terbakar namun belum dinyalakan. Ignition delay dihitung dari awal injeksi sampai titik dimana pada kurva  $p-\theta$  berpisah dengan kurva tekanan udara saja. *Delay period* ditunjukkan oleh titik A-B.

b. Tahap Kedua

*Rapid* atau *uncrolled combustion* (dapat digolongkan sebagai *pre-mixed flame*) terjadi setelah pengapian. Dalam tahap kedua ini kenaikan tekanan cepat karena selama dalam periode tunda butiran lembut bahan bakar telah mempunyai waktu untuk menyebarkan dirinya sendiri pada daerah yang luas dan mereka telah mendapatkan udara segar disekelilingnya. Periode *rapid* atau *uncontrolled combustion* dihitung mulai dari akhir dari periode tunda sampai dengan tekanan tertinggi pada diagram indikator. Kira-kira sepertiga dari panas terlibat sampai tahap ini.

c. Tahap Ketiga

*Controlled combustion*, periode kedua dari *rapid* atau *uncontrolled combustion* diikuti oleh tahap ketiga yakni *controlled combustion*. Pada akhir tahap kedua temperatur dan tekanan membuat butiran lembut bahan bakar yang terinjeksikan pada tahap akhir injeksi terbakar seketika, dan kenaikan tekanan dapat dikontrol dengan cara mekanisme murini yakni pengaturan laju injeksi. Periode *controlled combustion* diasumsi sampai akhir pada temperatur maksimum siklus. Panas yang terlibat sampai akhir *controlled combustion* sekitar 70 %-80% dari total panas dari bahan bakar yang disuplai selama siklus.

d. Tahap Keempat

Tahap keempat ini tidak terjadi pada semua kasus pembakaran pada motor CI, *After burning*. Secara teoritis diharapkan proses pembakaran berakhir setelah selesainya tahap ketiga. Namun karena distribusi partikel bahan bakar kurang baik, pembakaran berlanjut pada sisa langkah ekspansi. Dari itulah nama *after burning* atau tahap keempat dikembangkan. Panas total yang

terlibat sampai akhir pembakaran adalah 95%-97% sedangkan sisa panas, 3%-5% keluar ke sistim ekshause sebagai *unbrunt fuel*.

### **2.3.2. Prinsip kerja *dual fuel engine***

Dalam sistem ini bahan bakar gas disebut sebagai bahan bakar primer dan bahan bakar minyak solar disebut sebagai bahan bakar sekunder yang bertindak sebagai *pilot fuel* Bedoya [7].

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

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

### **2.3.3 Unjuk kerja mesin diesel**

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan :

## 1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai Daya Efektif pada Generator ( $N_e$ ). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus [5]:

$$N_e = \frac{V \cdot I \cdot \cos \phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi}} \cdot 1000 \text{ KW} \quad (2.8)$$

dimana:

V	= tegangan listrik (Volt)
I	= arus (Ampere)
Cos $\phi$	= faktor daya listrik (1)
$\eta_{gen}$	= efisiensi generator (0,9)
$\eta_{transmisi}$	= efisiensi transmisi (0,95)

## 2. Torsi

Torsi merupakan gaya yang bekerja pada poros engkol (*crankshaft*). Torsi adalah hasil perkalian gaya tangensial dengan lengannya sehingga memiliki satuan N.m (SI) atau ft.lb (*British*). Dalam prakteknya, torsi dari engine berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara ataupun terperosok, rumusan torsi sebagai berikut, [13]:

$$M_t = \frac{60000 \cdot N_e}{2,3,14 \cdot n} \text{ N.m} \quad (2.9)$$

dimana:

$N_e$	= daya efektif (KW)
n	= putaran mesin (rpm)

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

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

### 3. Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada *piston* sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah *piston* tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada *piston* dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per *volume* langkah *piston*. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang *volume* langkah *piston* sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. Tekanan efektif rata-rata dapat dirumuskan sebagai berikut, [14] :

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{z.A.l.i} \text{ (kg/cm}^2\text{)} \quad (2.10)$$

dimana:

$N_e$  = Daya motor (HP)

A = luas penampang *piston* (cm<sup>2</sup>)

l = panjang langkah *piston* (cm)

Z = Jumlah silinder

i = 1 (motor 2-langkah) atau 1/2 (motor 4-langkah)

### 4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) KW selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar Q (ml) dalam waktu s (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar bhp (HP) maka pemakaian bahan bakar per jam bahan bakar adalah:

$$\dot{m} = \frac{3600.m_{bb}}{s} \text{ (kg/jam)} \quad (2.11)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah:

$$\text{sfc} = \frac{\dot{m}_{\text{bb}}}{N_e} \quad (\text{kg/kW.jam}) \quad (2.12)$$

Untuk penggunaan dua bahan bakar yaitu *syngas* serbuk kayu-minyak solar, Tippawong [15] besar pemakaian bahan bakar spesifiknya yaitu:

$$\text{sfc}_d = \frac{\dot{m}_{\text{syngas}} + \dot{m}_{\text{d solar}}}{N_{e_d}} \quad (\text{kg/kW.jam}) \quad (2.13)$$

dimana:

$\dot{m}_{\text{bb}}$  = *mass flowrate* bahan bakar per jam (kg/jam)

$\dot{m}_{\text{syngas}}$  = *mass flowrate* bahan bakar gas per jam (kg/jam)

$\dot{m}_{\text{d solar}}$  = *mass flowrate* bakar minyak solar per jam (kg/jam)

### 5. Efisiensi Termal ( $\eta_{\text{th}}$ )

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

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{\text{th s}} = \frac{N_{e_s}}{\dot{m}_s \cdot Q_s} \times 100\% \quad (2.14)$$

Untuk efisiensi termal mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi gas hasil gasifikasi-minyak solar Tippawong [14], persamaannya adalah:

$$\eta_{\text{th d}} = \frac{N_{e_d}}{\dot{m}_{\text{d solar}} \cdot Q_{\text{solar}} + \dot{m}_{\text{syngas}} \cdot Q_{\text{syngas}}} \times 100\% \quad (2.16)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value*, LHV) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [ kcal/kg bahan bakar].

Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut:

$$\text{LHV} = [16280 + 60(\text{API})]\text{Btu/lb} \quad (2.17)$$

dimana:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[ \frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg}$$

*API Gravity* adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\text{API} = \frac{141,5}{\text{Spesific Gravity pada } 60^\circ\text{F}} - 131,5 \quad (2.18)$$

dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,87.

### 2.3.4 Keuntungan dan kerugian dari sistem *dual fuel*

Pada dasarnya mesin diesel yang menggunakan sistem *dual fuel* memiliki keuntungan dan kerugian, Luft [16]. Beberapa keuntungan yang mungkin terjadi antara lain:

1. Kemudahan men-*start* mesin, karena pada saat *start* hanya minyak solar yang digunakan sebagai bahan bakar.
2. Kemungkinan untuk mengurangi gas emisi yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (LNG, biogas, *syngas*, dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang,

3. Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem *dual fuel*. Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.
4. Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.
5. Apabila ada masalah dengan suplai gas, maka bahan bakar yang digunakan adalah minyak solar. Sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.

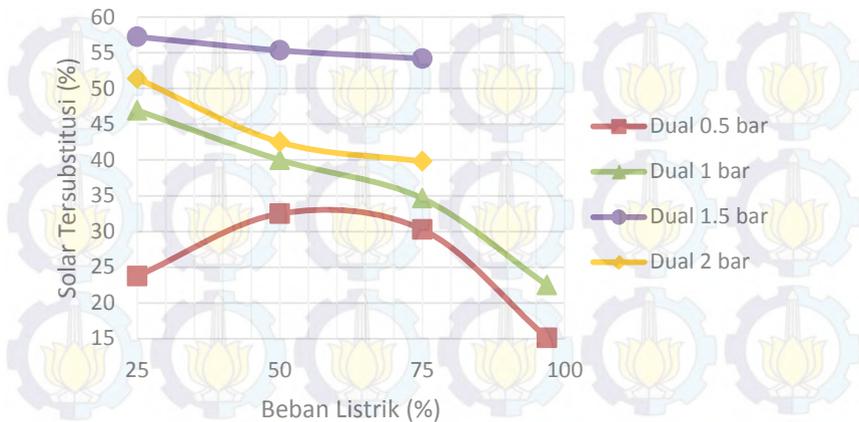
Sementara kerugian yang mungkin terjadi antara lain, adalah:

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

## **2.4 Penelitian terdahulu**

1. Penelitian yang dilakukan oleh Tamnam [6]

Tamnam [6] melakukan penelitian dengan menggunakan bahan bakar solar dan syngas hasil gasifikasi batu bara. Penelitian ini menggunakan mesin diesel 4 silinder yang sudah terkopel dengan generator. Pada pengujian ini syngas hasil gasifikasi batu bara dapat mengurangi konsumsi solar rata-rata 42,2 % dari rata-rata konsumsi solar 2,16 liter/h pada *single fuel* blower. Hal ini ditunjukkan oleh grafik dibawah ini.



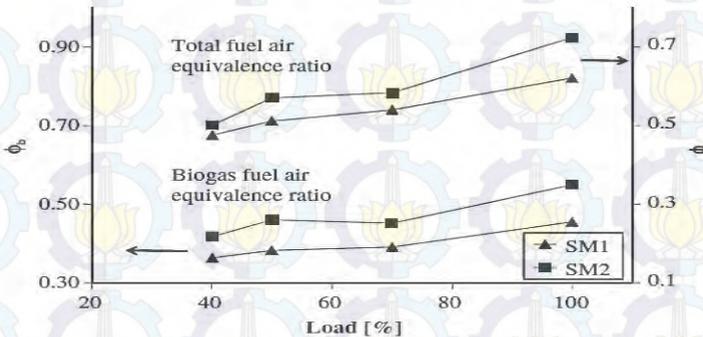
Gambar 2.2 Grafik solar tersubstitusi vs beban listrik Tammam

Melalui gambar di atas dapat dilihat jumlah persentase minyak solar yang digantikan oleh *syngas* setiap penambahan *syngas* dan beban listrik. Setiap kenaikan tekanan *syngas* yang keluar dari *pressure regulator*, maka terjadi kenaikan laju alir massa *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar untuk menjaga putaran mesin konstan akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan semakin besar.

## 2. Penelitian yang dilakukan oleh Bedoya [7]

Bedoya [7] melakukan pengujian unjuk kerja mesin diesel sistem *dual fuel* dengan dua percobaan dimana minyak solar dan biosolar sebagai bahan bakar utama dan biogas sebagai campurannya. Pada percobaan pertama pasokan udara bakar dilakukan secara alami (*naturally aspirated*) dengan minyak solar sebagai bahan bakar *pilot* (*pilot fuel*). Sedangkan pada percobaan berikutnya sistem pasokan udara bakar menggunakan *supercharger* dengan bahan bakar *pilot* menggunakan biosolar minyak palm. Dari kedua percobaan tersebut kemudian

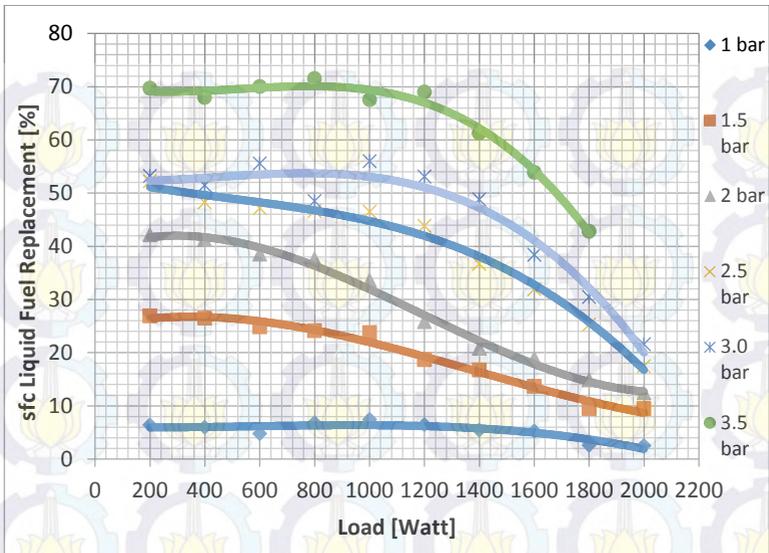
dibandingkan hasilnya, substitusi penuh dapat dicapai pada saat menggunakan bahan bakar campuran biosolar minyak palm dimana terjadi peningkatan rasio ekivalen biogas-udara sekitar 6% dan pengurangan konsumsi minyak solar sebesar 10% serta efisiensi termal meningkat hingga hampir 8%.



Gambar 2.3 Grafik penggunaan minyak solar hasil Bedoya

### 3. Penelitian yang dilakukan oleh Jefri [8]

Jefri [8] melakukan penelitian *dualfuel* dengan menggunakan sekam padi sebagai hasil dari syngas gasifikasi. Setiap kenaikan laju alir massa *syngas*, maka besarnya jumlah persentase minyak solar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan semakin turun. Sehingga jumlah persentase minyak solar yang digantikan akan semakin besar. Saat beban listrik semakin besar, jumlah minyak solar semakin banyak untuk menjaga putaran konstan sehingga persentase pergantian semakin kecil. Akan tetapi pada tekanan *syngas* 3,5 bar campuran udara-bahan bakar telah menjadi sangat kaya dan menyebabkan pembakaran di dalam ruang bakar tidak lagi sempurna dan banyak bahan bakar yang tidak terbakar karena tidak mendapat udara yang cukup untuk pembakaran. Hal ini dapat terlihat pada tabel dibawah ini



Gambar 2.4 Grafik *sfc* vs *load* hasil penelitian jefri

## BAB III METODE PENELITIAN

### 3.1 Metode penelitian

Pengujian dilakukan secara ekperimental pada diesel *engine constant speed*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan *electrical generator* sebagai *electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan di gedung teknik mesin ITS.

### 3.2 Alat uji

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

#### 1. Mesin diesel dengan spesifikasi:

- Merk : Yanmar
- Model : TF 55 R
- Karakteristik mesin air : 4 langkah, pendingin
- Sistem pembakaran : *direct injection*
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume silider : 353 (cc)
- Daya kontinu : 4,5/2200 (hk/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2200 (hk/rpm)
- Perbandingan kompresi : 17,9 : 1
- Pompa bahan bakar : Tipe Bosch
- Tekanan injektor : 200 kg/cm<sup>2</sup>
- Sistem pelumasan : pelumas paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC

- Sistem pendingin : Radiator

Dimensi mesin

- Panjang : 607,5 (mm)
- Lebar : 311,5 (mm)
- Tinggi : 469,0 (mm)

2. Generator listrik/*electrical dynamometer* dengan spesifikasi:

- Merk : Noqiwa
- Model : ST-3
- Frekuensi (Hz) : 50
- RPM : 1500
- *Voltage* (V) : 220
- *Phase* : 1
- Base (kW) : 3
- Ev Volt (V) : 42
- Ex Curr (A) : 2

3. Beban Listrik.

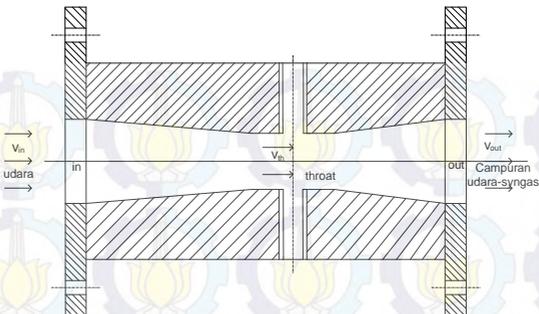
Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 12 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban bahan bakar minyak solar.

4. Bahan bakar gas hasil serbuk kayu.

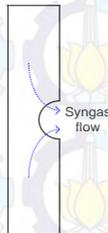
Bahan bakar gas yang digunakan adalah *syngas* hasil gasifikasi serbuk kayu dari *gasifier* tipe *downdraft*.

5. Mixer untuk mencampur/memasukkan *syngas* serbuk kayu ke dalam saluran *intake*.

Proses pemasukan *syngas* dengan sistem *dual fuel* menggunakan *mixer* sebagai tempat udara dan *syngas* dicampur sebelum masuk ke dalam ruang bakar, *mixer* dibuat dengan bentuk venturi. *Mixer* dipasang pada saluran masuk (*intake manifold*) udara.



**Gambar 3.1** Skema *mixer*



**Gambar 3.2** *Mixing jet*

Atas pertimbangan kemungkinan bahwa besarnya tekanan *syngas* yang keluar dari *pressure regulator* akan menyebabkan udara segar yang masuk ke ruang bakar menjadi terhambat, maka dipasang alat di antara dua saluran masuk *syngas* ke dalam *mixer* yang berada di sekitar *throat* seperti pada gambar 3.2. yang dinamakan *mixing jet*. Alat ini berupa silinder *hollow* (bukan pejal) yang ditambah satu lubang di tengah untuk keluaran *syngas* yang masuk dari kedua ujung lubang silinder dan pada pemasangannya lubang tersebut mengarah ke katup *intake*.

### 3.3 Alat ukur

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

#### 1. Pipet volumetrik

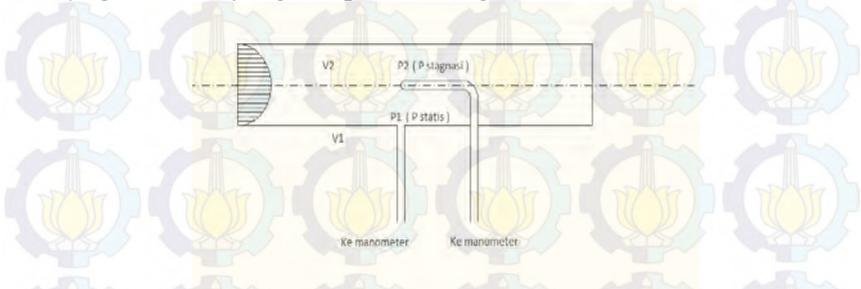
Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar minyak solar yang dikonsumsi oleh mesin diesel.

## 2. Stopwatch

Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar minyak solar.

## 3. Pitot static tube dan Manometer V

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *syngas* masuk yang disuplai keruang bakar.



**Gambar 3.3** Pitot Static Tube

*Pitot static tube* dihubungkan dengan manometer untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada manometer yang nantinya akan digunakan untuk mengetahui *syngas* yang masuk ke ruang bakar dengan menggunakan persamaan Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

Dimana :

$P_2$  = Tekanan stagnasi (pada titik 2) ( $P_o$ )

$P_1$  = Tekanan statis (pada titik 1) ( $P_a$ )

$\rho$  = Massa jenis ( $\text{kg/m}^3$ )

$V_1$  = Kecepatan di titik 1 (m/s)

$V_2$  = Kecepatan di titik 2, kecepatan pada P stagnasi = 0 (m/s)

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

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0}{\rho} - \frac{P}{\rho}$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk dari persamaan diatas menjadi:

$$V = \sqrt{\frac{2(P_0 - P)}{\rho_{udara}} \frac{m}{s}}$$

Dimana:

$$P_0 - P = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot h \cdot (SG_{red\ oil})$$

#### 4. Amperemeter dan Voltmeter

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

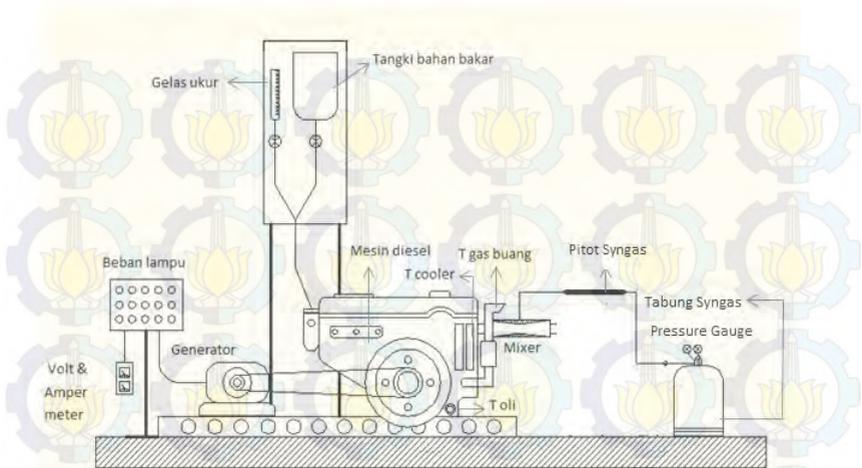
#### 5. Tachometer digital

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran *engine*.

### 3.4 Prosedur pengujian

Secara garis besar dalam pengujian yang dilakukan dengan sistem *dual fuel* ini untuk mengoptimalkan pemakaian *syngas* serbuk kayu dengan mengatur tekanan gas keluaran *pressure gauge*, sehingga pemakaian minyak solar bisa seminimal mungkin.

Berikut ini adalah gambar skema pengujian yang akan dilakukan:



Gambar 3.4 Skema peralatan generator set *dual fuel*

### 3.4.1 Persiapan pengujian

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

1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar, sistem udara masuk, tekanan *syngas* dalam tabung dan kesiapan generator listrik.
2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
3. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

### 3.4.2 Pengujian pada kondisi standar dengan bahan bakar minyak solar

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

1. Menghidupkan mesin diesel.

2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama  $\pm 20$  menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 w sampai dengan 2400 w dengan interval kenaikan setiap 200 w dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 1500 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
  - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml dan 10 ml.
  - Beda ketinggian manometer V.
  - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
5. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
6. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama  $\pm 5$  menit.
7. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

### **3.4.3 Pengujian dengan bahan bakar kombinasi Syngas–minyak solar**

1. Memasang *mixer*.
2. Memasang *pressure regulator valve* sebagai pengatur pemasukan gas.
3. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin diesel, pembebanan dan kelistrikan, serta sistem penyuplai bahan bakar gas (*syngas*) dan minyak solar.
4. Menghidupkan mesin diesel dengan menggunakan minyak solar sebagai bahan bakar, tanpa memberikan beban dan membiarkannya hingga  $\pm 20$  menit.
5. Mengatur mass flowrate *syngas* dengan cara mengatur bukaan *pressure regulator valve* pada tekanan 0,5 bar.
6. Memberikan beban mulai dari 200 w sampai dengan 2400 w dengan interval kenaikan setiap 200 w.
7. Setiap variasi beban, tekanan *syngas* (*gas pressure*) dan udara masuk, putaran engine harus tetap dijaga konstan 1500 rpm.

8. Setiap kenaikan beban, maka dilakukan pencatatan terhadap:
  - Waktu konsumsi minyak solar setiap 25 ml dan 10 ml.
  - Beda ketinggian manometer V.
  - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang.
  - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
9. Setelah pengambilan data seluruhnya selesai dilakukan, kemudian beban listrik diturunkan secara bertahap dan kemudian mengurangi jumlah aliran *syngas* yang masuk ke ruang bakar hingga tidak ada lagi suplai gas yang masuk ke *mixer*.
10. Membiarkan mesin diesel dalam kondisi tanpa beban kira-kira 5 menit, lalu mesin diesel dimatikan.
11. Mengulangi langkah 1 s ampai dengan 10 dengan variasi tekanan tahap selanjutnya hingga sampai pada tahap tekanan *syngas* 2,5 bar.

### 3.5 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

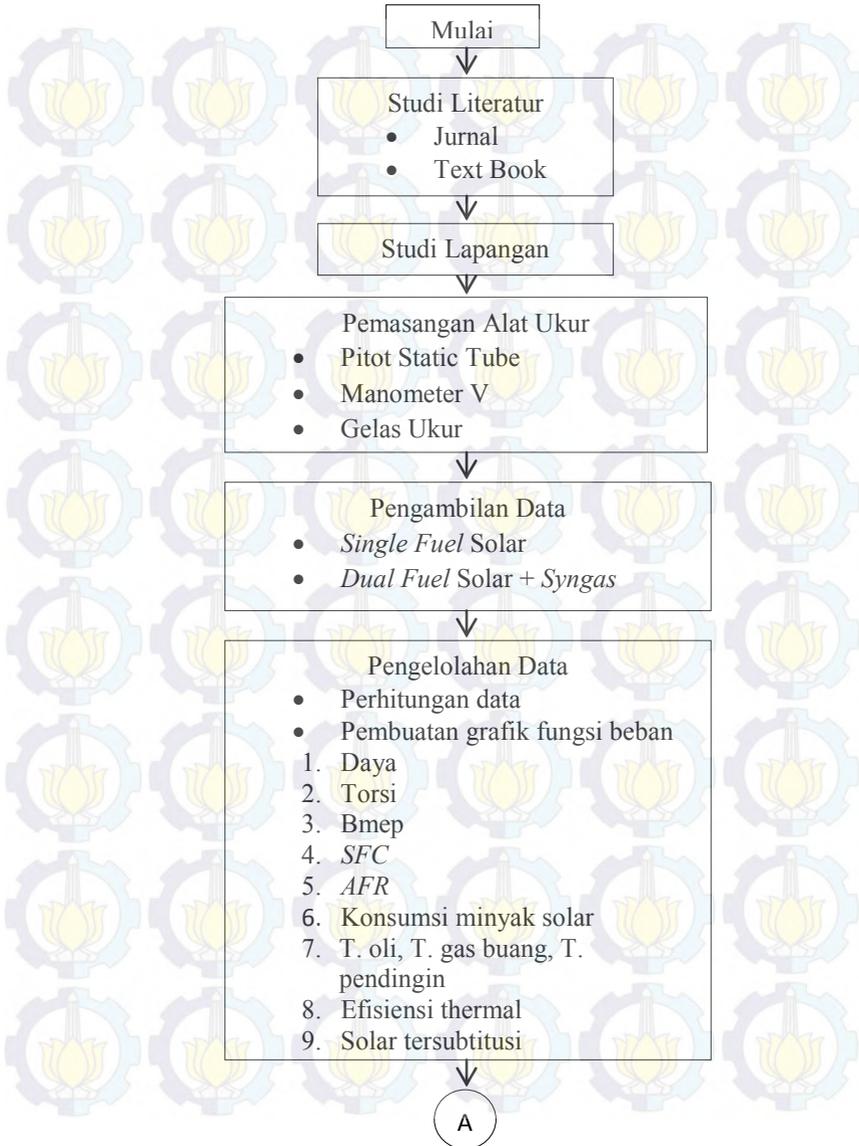
Parameter Input			Parameter Output	
Konstan	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	Tekanan Gas	Beban Listrik		
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Tipe generator set mesin diesel</li> <li>• Putaran mesin diesel 1500 rpm</li> <li>• Bahan bakar solar</li> <li>• Bahan bakar <i>syngas</i> serbuk kayu</li> <li>• Mixer</li> </ul>	• 0,5 bar	• 200 W hingga 2400 W dengan interval 200 W	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Konsumsi bahan bakar minyak solar</li> <li>• Flowrate udara</li> <li>• Pitot <i>syngas</i></li> <li>• Temp. mesin diesel</li> <li>• Arus</li> <li>• Tegangan</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Daya</li> <li>• Torsi</li> <li>• Bmep</li> <li>• SFC</li> <li>• Efisiensi <i>thermal</i></li> <li>• AFR</li> <li>• Solar tersubstitusi</li> </ul>
	• 1 bar	• 200 W hingga 2400 W dengan interval 200 W		
	• 1,5 bar	• 200 W hingga 2400 W dengan interval 200 W		
	• 2 bar	• 200 W hingga 2400 W dengan interval 200 W		

	• 2,5 bar	• 200 W hingga 2400 W dengan interval 200 W		
--	-----------	--	--	--

Dari percobaan ini data-data yang didapatkan dihitung, dan kemudian ditampilkan dalam bentuk grafik fungsi beban listrik terhadap:

- Daya efektif
- Torsi
- Tekanan efektif rata-rata
- SFC
- Konsumsi minyak solar
- AFR
- Temperatur gas buang
- Temperatur pendingin
- Temperatur oli
- Efisiensi *thermal*
- Solar tersubstitusi

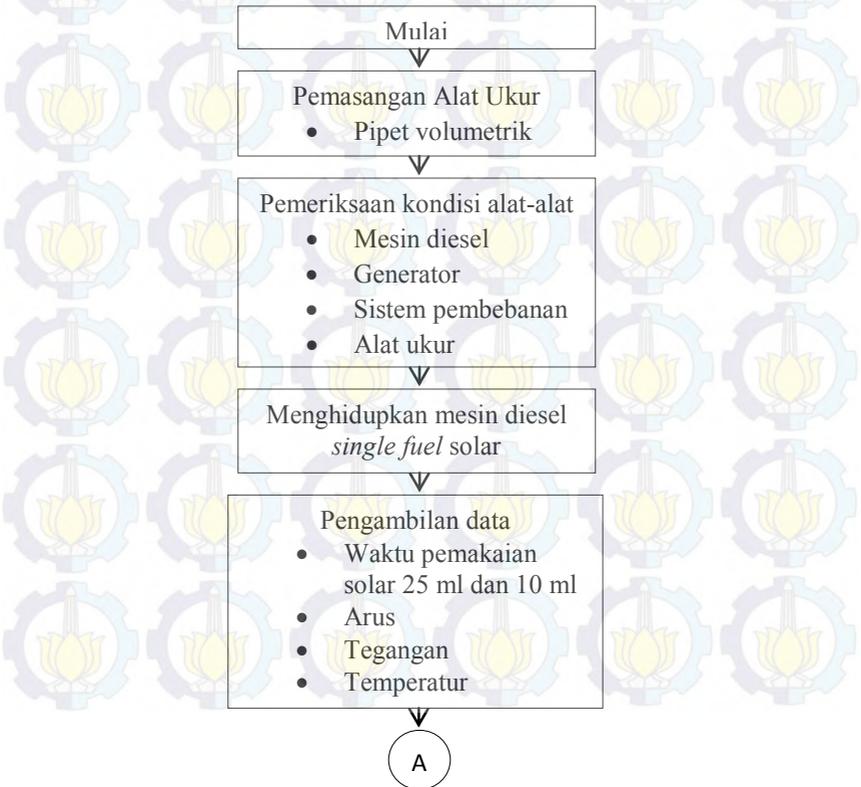
### 3.6 Flowchart penelitian

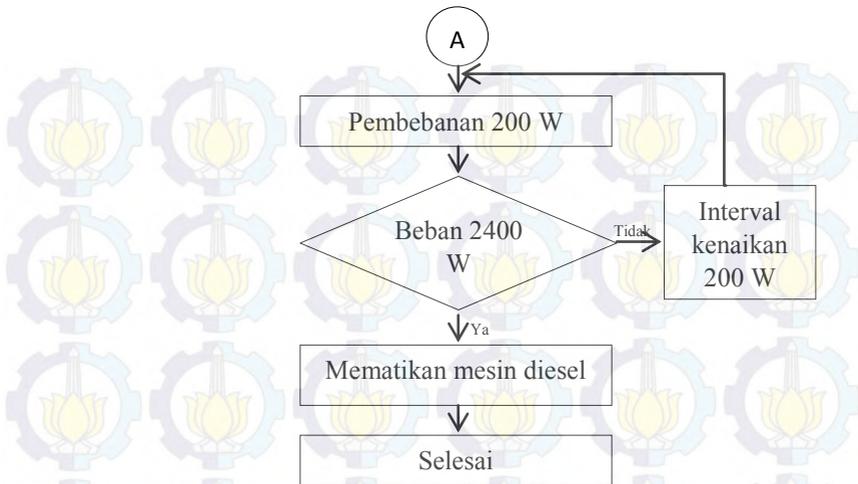




**Gambar 3.5** *Flowchart* penelitian

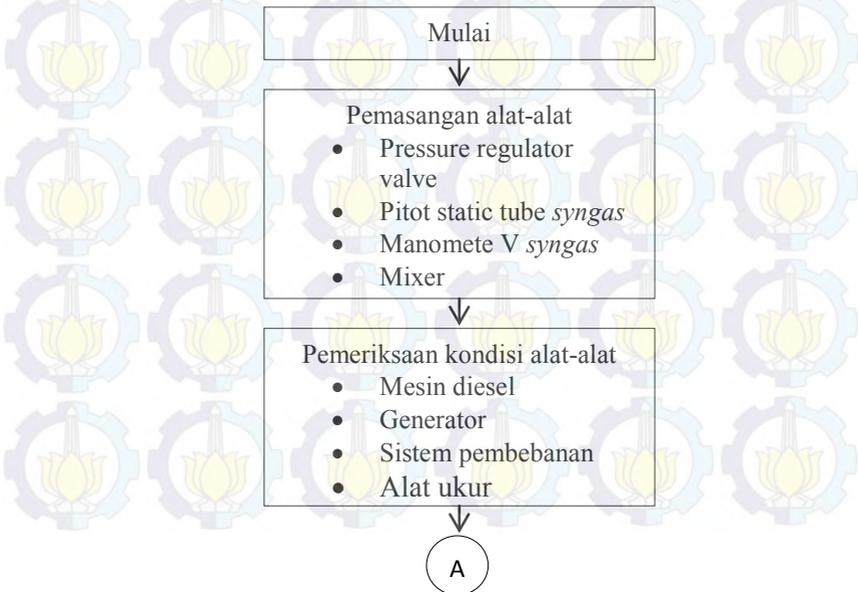
### 3.6.1 Pengujian sistem *single fuel*

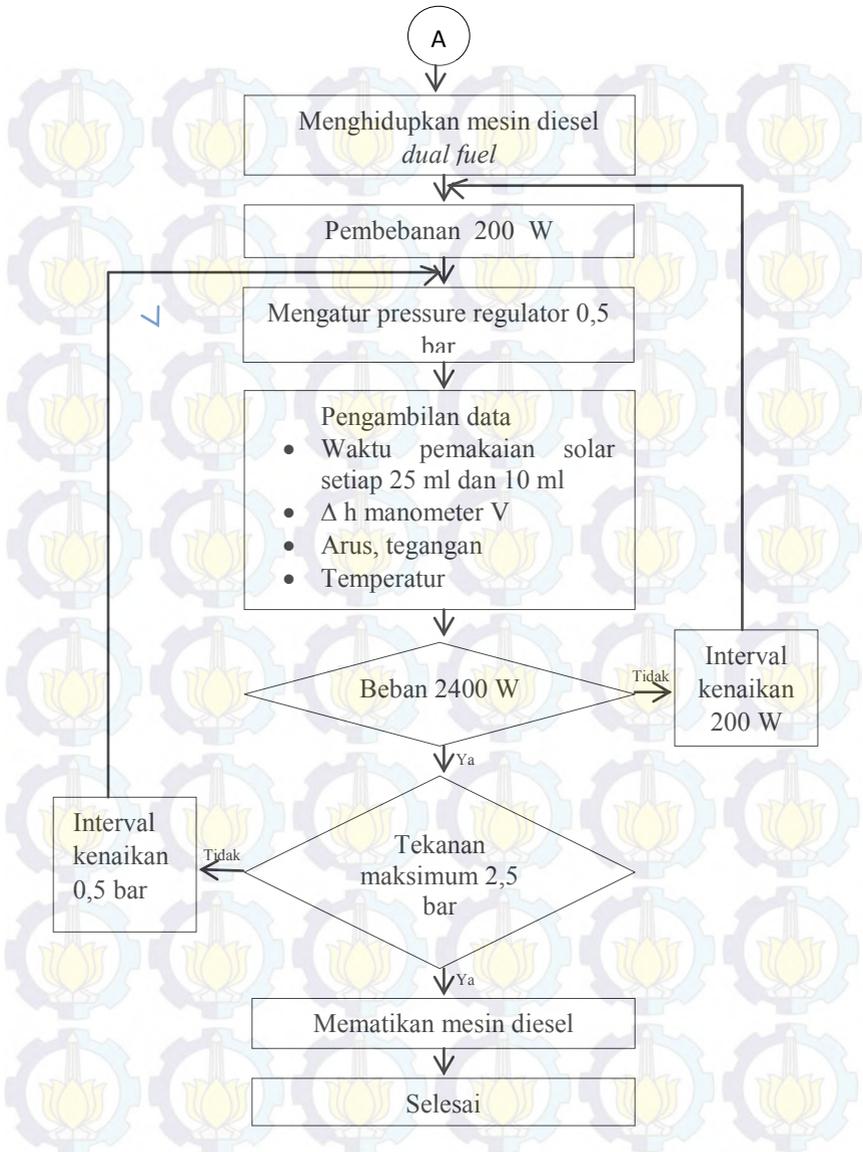




**Gambar 3.6** *Flowchart* pengujian sistem *single fuel*

### 3.6.2 Pengujian sistem *dual fuel*





**Gambar 3.7** Flowchart pengujian sistem *dual fuel*

## BAB IV

### DATA DAN ANALISA

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan-perhitungan yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain daya, torsi, *bmep*, *sfc*, *afr*, dan *efisiensi thermal*. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

#### IV.1 Data pendukung

- a. Densitas *syngas* dan Viskositas *syngas*

Berdasarkan hasil uji yang dilakukan Fadhil [17], kandungan yang ada dalam gas adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1. Tabel besarnya komposisi kandungan *syngas* serbuk kayu

Komposisi	Persentase volume (%)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> ), pada T = 300 K [18]	$\mu$ ( 10 <sup>-5</sup> Pa S ), pada T = 20 ° C [18]
CO	19,57	1,165	1,74
H <sub>2</sub>	5,34	0,0899	0,88
CH <sub>4</sub>	1,81	0,688	0,99
CO <sub>2</sub>	11,23	1,842	1,47
N <sub>2</sub>	49,26	1,165	1,76
O <sub>2</sub>	12,79	1,331	2,04

Dari hasil pengujian tersebut, maka nilai massa jenis *syngas* serbuk kayu dapat diketahui, yaitu dengan cara menjumlahkan massa jenis dari setiap unsur kimia yang ada sesuai dengan prosentasenya, sehingga didapatkan massa jenis *syngas* untuk tekanan 1 atm sebagai berikut :

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

Dimana :

$X_i$  = Persentase volume unsur kimia yang terdandung dalam *syn-gas* (%)

$\rho_i$  = Massa jenis masing-masing unsur kimia yang terkandung dalam *syn gas* ( $\text{kg/m}^3$ )

$$\begin{aligned}\rho_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,1957 \times 1,165) + (0,0534 \times 0,0899) + \\ &\quad (0,0181 \times 0,688) + (0,1123 \times 1,842) + \\ &\quad (0,4926 \times 1,165) + (0,1279 \times 1,331) \\ &= 1,1958 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dengan komposisi diatas maka di dapatkan *viscosity* :

$$\begin{aligned}\mu_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (X_i \times \mu_i) \\ \mu_{\text{syngas}} &= \sum_{i=1}^n (0,1957 \times 1,74) + (0,0534 \times 0,88) + \\ &\quad (0,0181 \times 1,10) + (0,1123 \times 1,47) + \\ &\quad (0,4926 \times 1,76) + (0,1279 \times 2,04) \\ &= 1,682\end{aligned}$$

b. Nilai kalor bawah (*lower heat value*)

Dari prosentase komposisi *syngas* dapat dilakukan perhitungan *Low heating value* (LHV) pada *synthetic gas*, yaitu :

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

Dimana :

$Y_i$  = Persentase volume gas yang terbakar ( $\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$ )

$\text{LHV}_i$  = Nilai kalor bawah *syngas* ( $\text{CO}, \text{CH}_4, \text{H}_2$ )

Nilai LHV<sub>i</sub> dapat dilihat pada tabel di bawah LHV<sub>i</sub> dari gas yang terbakar ( $CO, CH_4, H_2$ ). Berikut perhitungan *Low heating value syngas* :

Tabel 4.2. Tabel nilai lhv kandungan *syngas* [18]

Nilai kalor bawah (LHV <sub>i</sub> ) gas yang terbakar		
CO (kJ/m <sup>3</sup> )	H <sub>2</sub> (kJ/m <sup>3</sup> )	CH <sub>4</sub> (kJ/m <sup>3</sup> )
120479	102575	339430

- Y<sub>i</sub> untuk gas CO = 19,57% = 0,1957
- Y<sub>i</sub> untuk gas H<sub>2</sub> = 5,34% = 0,0534
- Y<sub>i</sub> untuk gas CH<sub>4</sub> = 1,81% = 0,0181

$$LHV_{syngas} = \sum_{i=1}^n (0,1957 \times 120479) + (0,0534 \times 102575) + (0,0181 \times 339430)$$

$$LHV_{syngas} = 35198,92 \frac{kJ}{m^3}$$

Jadi untuk nilai *lower heating value* adalah sebagai berikut :

$$LHV_{syngas} = 4594,75 \frac{kJ}{m^3} : \rho_{syngas}$$

$$LHV_{syngas} = 4594,75 \frac{kJ}{m^3} \times \frac{1}{1,1958 \frac{kg}{m^3}}$$

$$LHV_{syngas} = 29434,173 \frac{Kj}{Kg}$$

## IV.2 Perhitungan unjuk kerja

Perhitungan yang dihitung dibawah ini adalah sebagai perbandingan antara *single fuel* dan *dual fuel*. Untuk sistem *dual fuel* dilakukan pada tekanan 2,5 bar. Perbandingan dilakukan

pada pembebanan lampu 2400 watt dengan data-data yang dimiliki sebagai berikut :

Tabel 4.3. Tabel pengujian *single fuel* dan *dual fuel*

Data	V	I	Waktu konsumsi solar 25 ml	Waktu konsumsi solar 10 ml	Temperatur (°C)		
					Gas buang	Oli	Pendingin
<i>Single fuel</i>	220	9.1	133	-	166,4	67,1	55,2
<i>Dual fuel</i>	220	9,1	-	120	130,2	68,8	53

a. Aliran bahan bakar *syngas* masuk

Pengukuran aliran *syngas* masuk menggunakan perhitungan dengan rumusan yang ada di *pitot-static tube*. Dimana pada pembacaan digunakan untuk mendapatkan tekanan dinamis, kemudian dihitung untuk mendapatkan kecepatan fluida, yang mana perhitungannya adalah sebagai berikut :

$$v = \sqrt{\frac{2(p_o - p)}{\rho}}$$

Dimana :

$v$  : kecepatan fluida pada *pitot static tube* (m/s)

$P_o - P$  : tekanan dinamis fluida yang mengalir pada *pitot static tube* (kg/ms<sup>2</sup>)

$\rho$  (kg/m<sup>3</sup>) : massa jenis fluida yang mengalir pada *pitot static tube*

$$P_o - P = \rho . g . h$$

Contoh perhitungan, *syngas* dengan tekanan 2,5 bar

$$v = \sqrt{\frac{2(\rho \cdot g \cdot h)}{\rho}}$$

$$v = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot g \cdot L \sin 15)}{\rho_{syngas}}}$$

$$v = \sqrt{\frac{2(999 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,038 \cdot \sin 15)}{1,142}}$$

$$v = 12,99 \frac{m}{s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida di gunakan rumusan sebagai berikut :

$$R_e = \frac{\rho \cdot U_{max} \cdot D}{\mu}$$

$$R_e = \frac{1,1958 \cdot 12,99 \cdot 0,088}{1,682}$$

$$R_e = 0,812$$

Nilai  $R_e \leq 2300$ , maka aliran laminar, maka kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$v = 2 \bar{v}$$

$$\bar{v} = \frac{1}{2} v$$

$$\bar{v} = \frac{1}{2} \cdot 12,99$$

$$\bar{v} = 6,49 \frac{m}{s}$$

b. Massa aliran udara dan bahan bakar

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

$$m_{udara} = \rho_{udara} \cdot A_{udara} \cdot v_{udara}$$

$$\begin{aligned} m_{udara} &= 1,205 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \times 0,029^2\right) \cdot 9,36 \frac{m}{s} \\ &= 0,00744 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Untuk nilai laju massa aliran syngas adalah sebagai berikut :

$$m_{syngas} = \rho_{syngas} \cdot A_{syngas} \cdot v_{syngas}$$

$$\begin{aligned} m_{syngas} &= 1,1958 \frac{kg}{m^3} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot 0,088^2\right) m^2 \cdot 6,49 \frac{m}{s} \\ &= 0,0004718 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

Untuk menghitung laju aliran bahan bakar solar (*solar mass flowrate*) digunakan persamaan sebagai berikut :

$$m_{solar} = \frac{m_{solar}}{t_{solar}} \frac{kg}{s}$$

$$m_{solar} = \rho_{solar} \left(\frac{kg}{m^3}\right) \cdot V_{solar} (m^3)$$

$$m_{solar} = \rho_{H_2O} \cdot SG_{solar} \cdot V_{solar}$$

$$m_{solar} = 999 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \cdot 0,87 \cdot 0,000025 (m^3)$$

$$= 0,021728 \text{ kg}$$

*Mass flowrate* solar untuk pengujian *single fuel* dengan beban 2400 w :

$$m_{\text{solar}} = \frac{m_{\text{solar}} \text{ kg}}{t_{\text{solar}} \text{ s}}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{solar}} &= \frac{0,021728 \text{ kg}}{164 \text{ s}} \\ &= 0,0001325 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

*Mass flowrate* solar untuk pengujian *dual fuel* dengan beban 2400 w, dengan tekanan 2,5 bar :

$$m_{\text{solar}} = \frac{m_{\text{solar}} \text{ kg}}{t_{\text{solar}} \text{ s}}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{solar}} &= \frac{0,0000869 \text{ kg}}{120 \text{ s}} \\ &= 0,0000724 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

#### IV.2.1 Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel dikopel dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator ( $N_e$ ), yang mana satuannya dalam bentuk killowatt. Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini :

$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{\text{gen}} \cdot \eta_{\text{transmisi}} \cdot 1000} \text{ KW} \quad [5]$$

Daya untuk percobaan *single-fuel* solar dengan beban 2400 watt,

dengan data sebagai berikut :

$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000}$$

$$Ne = \frac{210,9,1,1}{0,9,0,95,1000} \text{ KW}$$

$$= 2,235 \text{ KW}$$

Daya untuk percobaan *dual-fuel* dengan beban 2400 watt dengan tekanan 2,5 bar :

$$Ne = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000}$$

$$Ne = \frac{220,9,1,1}{0,9,0,95,1000} \text{ KW}$$

$$= 0,234 \text{ KW}$$

#### IV.2.2 Torsi

Perhitungan torsi menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2,3,14.n} \text{ N.m [13]}$$

Torsi untuk pengujian *single fuel* dengan pembebanan 2400 watt :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2,3,14.n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000,2,235}{2,3,14,1500} \text{ N.m}$$

$$M_t = 14,2362 \text{ N.m}$$

Torsi untuk pengujian *dual fuel* dengan pembebanan 2400 watt, pada tekanan 2,5 bar :

$$M_t = \frac{60000.N_e}{2,3,14.n} \text{ N.m}$$

$$M_t = \frac{60000,2,34}{2,3,14,1500} \text{ N.m}$$

$$M_t = 14,914 N.m$$

### IV.2.3 Tekanan efektif rata-rata

Perhitungan tekanan efektif rata-rata menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} \frac{kg}{cm^2} \quad [14]$$

Untuk pengujian *single fuel* solar dengan pembebanan 2400 watt

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} \frac{kg}{cm^2}$$

$$bmep = \frac{1,341.450000.2,235}{1.353.1500.0,5} \frac{kg}{cm^2}$$

$$bmep = 5,094 \frac{kg}{cm^2}$$

Untuk pengujian *dual fuel* solar dengan pembebanan 2400 watt, pada tekanan 2,5 bar :

$$bmep = \frac{1,341.450000.N_e}{Z.A.l.n.i} \frac{kg}{cm^2}$$

$$bmep = \frac{1,341.450000.2,34}{1.353.1500.0,5} \frac{kg}{cm^2}$$

$$bmep = 5,337 \frac{kg}{cm^2}$$

### IV.2.4 Specific fuel consumption

Perhitungan *specific fuel consumption* menggunakan rumusan sebagai berikut :

$$sfC_{single} = \frac{3600.m}{N_e} \frac{solar}{N_e} \quad [15]$$

Untuk perhitungan *single fuel* dengan pembebanan 2400 watt

$$sfC_{single} = \frac{3600 \cdot m_{solar}}{N_e}$$

$$sfC_{single} = \frac{3600 \cdot 0,000163}{2,235}$$

$$sfC_{single} = 0,263 \frac{kg}{KW h}$$

Untuk pembebanan *specific fuel consumption dual fuel* menggunakan rumusan sebagai berikut, dengan pengujian pada 2400 watt tekanan 2,5 bar :

$$sfC_{dual} = \frac{(m_{solar} + m_{syngas}) \cdot 3600}{N_e}$$

$$sfC_{dual} = \frac{(0,0000724 + 0,000471) \cdot 3600}{2,34}$$

$$sfC_{dual} = 0,836 \frac{kg}{kw h}$$

Pada pengujian *dual fuel* nilai *sfc* ditentukan oleh dua komponen, yaitu nilai *sfc* solar dan nilai *sfc* dari *syngas*.  
Nilai *sfc* solar dual :

$$sfC_{dual \text{ solar}} = \frac{3600 \cdot m_{solar}}{N_e}$$

$$sfC_{dual \text{ solar}} = \frac{3600 \cdot 0,0000724}{2,34}$$

$$sfC_{dual \text{ solar}} = 0,111 \frac{kg}{KW.h}$$

Nilai *sfc* *syngas* :

$$sfC_{syngas} = \frac{3600 \cdot m_{syngas}}{N_e}$$

$$sfc_{syngas} = \frac{3600,0,000471}{2,34}$$

$$sfc_{syngas} = 0,724 \frac{kg}{KW.h}$$

Besarnya pergantian *syngas* terhadap bahan bakar solar pada beban 2400 watt pada tekanan 2,5 bar dengan persamaan dibawah ini :

$$\%BB_{solar} \text{ tersubsitusi} = \left( \frac{sfc_{single} - sfc_{solar\ dual}}{sfc_{single}} \right) \times 100\%$$

$$\%BB_{solar} \text{ tersubsitusi} = \left( \frac{0,381 - 0,111}{0,381} \right) \times 100\%$$

$$\%BB_{solar} \text{ tersubsitusi} = 70,832\%$$

### IV.3. Rasio udara-bahan bakar

Untuk mendapatkan pembakaran yang ideal maka diperlukan rasio udara bahan bakar yang tepat. Maka rasio udara-bahan bakar yang didapatkan adalah sebagai berikut :

- a. Untuk *single fuel* pada pembebanan 2400 watt :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar}}$$

$$AFR = \frac{0,0074 \frac{kg}{s}}{0,000163 \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 45,295$$

- b. Untuk *dual-fuel* tekanan 2,5 bar, pada pembebanan 2400 watt :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar} + m_{syngas}}$$

$$AFR = \frac{0,0074 \frac{kg}{s}}{(0,0000724 + 0,000471) \frac{kg}{s}}$$

$$AFR = 13,6$$

#### IV.4. Efisiensi *thermal*

##### a. $\eta_{th}$ *Single-Fuel*:

Pada pembebanan 2400 watt :

$$\eta_{th} = \left( \frac{Ne}{m_{solar} \cdot Q_{solar}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \left( \frac{2,235}{0,00016,43400} \right) \times 100\%$$

$$= 31,523$$

##### b. $\eta_{th}$ *Dual-Fuel*:

Untuk *dual-fuel* tekanan 2,5 bar, pada pembebanan 2400 watt :

$$\eta_{th} = \left( \frac{Ne}{\left( \left( m_{syngas} \cdot LHV_{syngas} \right) + \left( m_{solar\,dual} \cdot LHV_{solar\,dual} \right) \right)} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \left( \frac{0,20585}{\left( (0,000472 \cdot 29434,173) + (0,0000724 \cdot 43400) \right)} \right) \times 100\%$$

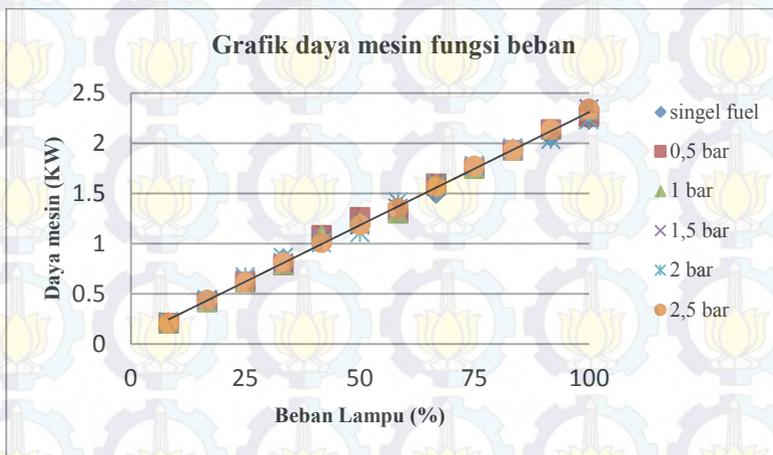
$$\eta_{th} = 13,750\%$$

## IV.5. Analisa unjuk kerja

### IV.5.1. Daya

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

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



Gambar 4.1 Gambar grafik daya fungsi beban

Pada mekanisme sistem *dual-fuel*, untuk mendapatkan putaran generator yang konstan pada 1500 rpm bahan bakar *syngas* yang masuk dijaga konstan yang diatur dengan *pressure regulator* dan jumlah minyak solar yang diinjeksikan diatur oleh *throtel* manual mesin.

Berdasarkan grafik daya fungsi beban yang terlihat, besarnya nilai daya yang diperlukan akan naik dengan bertambahnya beban listrik yang diberikan sebagai kompensasi bertambahnya bahan bakar yang masuk ke ruang bakar.

Secara perumusan dibawah ini:

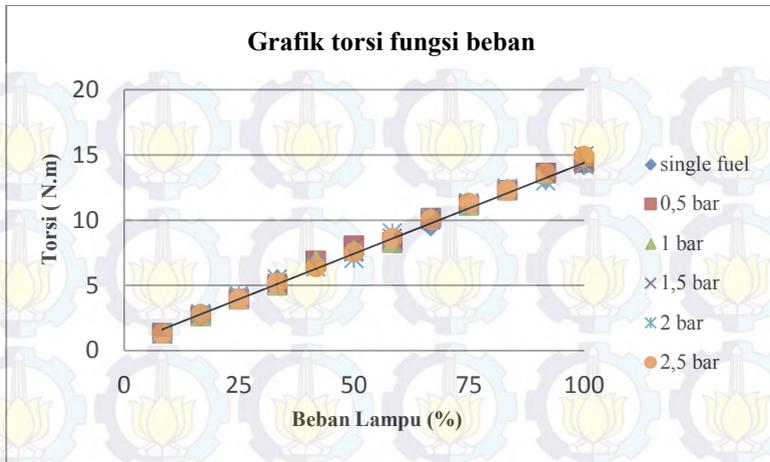
$$N_e = \frac{V.I.\cos\phi}{\eta_{gen} \cdot \eta_{transmisi} \cdot 1000} \text{ KW}$$

Dari perumusan diatas, apabila nilai V (tegangan),  $\cos \phi$ ,  $\eta_{gen}$  dan  $\eta_{transmisi}$  bernilai tetap maka nilai  $N_e$  akan sebanding dengan nilai I (arus listrik). Hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai V (tegangan),  $\cos \phi$ ,  $\eta_{gen}$  dan  $\eta_{transmisi}$  yang tetap maka dengan semakin bertambahnya beban yang diberikan akan menyebabkan tingginya arus listrik (I) yang dibutuhkan, sehingga daya yang diperlukan juga akan naik. Idealnya untuk putaran mesin konstan daya akan sebanding dengan bertambahnya beban

#### IV.5.2 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu beban diberikan ke poros mesin. Sehingga dapat disimpulkan, bahwa torsi akan semakin besar apabila beban yang diberikan juga semakin besar.

Berikut adalah grafik torsi terhadap penambahan beban untuk *single-fuel* dan *dual-fuel* :



Gambar 4.2. Grafik torsi fungsi beban

Secara perumusan di bawah ini:

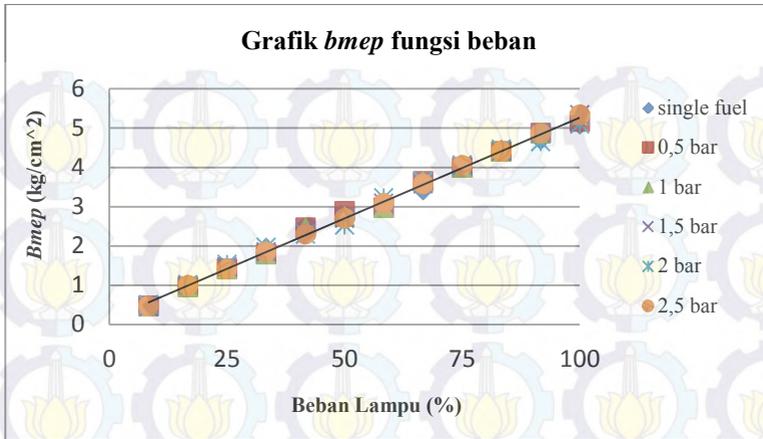
$$M_t = \frac{60000.Ne}{2.3,14.n} N.m$$

Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya ( $Ne$ ) dan putaran mesin ( $n$ ). Dalam pengujian penelitian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang ditunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi beban listrik.

Berdasarkan grafik torsi fungsi beban, untuk pembebanan yang sama antara *single-fuel* dan *dual-fuel*, nilai torsi hampir tidak ada perubahan. Hal ini sesuai dengan perumusan dari torsi apabila putaran mesin dijaga konstan.

#### IV.5.3 Tekanan efektif rata-rata

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



Gambar 4.3 Grafik tekanan efektif rata-rata fungsi beban

Berdasarkan grafik *b<sub>mep</sub>* fungsi beban diatas, terlihat bahwa nilai *b<sub>mep</sub>* mempunyai kecenderungan naik seiring dengan bertambahnya beban. Hal ini berlaku terhadap semua pengujian, baik yang *single-fuel* maupun *dual-fuel*.

Dari grafik *b<sub>mep</sub>* fungsi beban diatas juga terlihat nilai *b<sub>mep</sub>* untuk semua pengujian (*single-fuel* dan *dual-fuel*) dan pada pembebanan yang sama, nilai *b<sub>mep</sub>* tidak berbeda jauh. Hal ini sesuai dengan perumusan *b<sub>mep</sub>*. Nilai *b<sub>mep</sub>* didapat melalui persamaan:

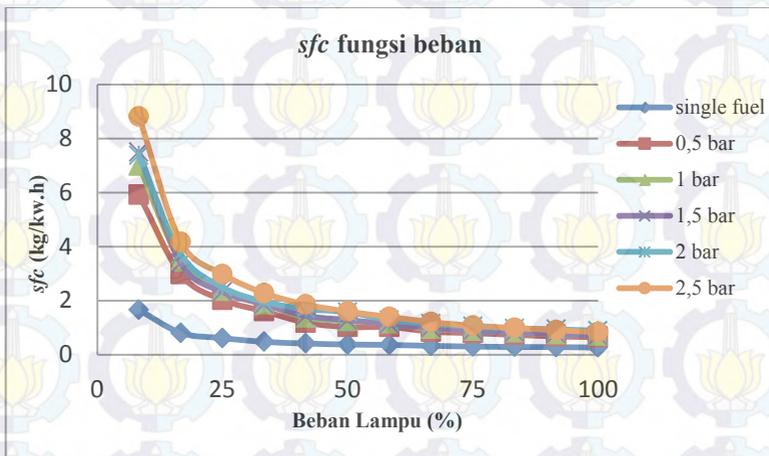
$$b_{mep} = \frac{1,341.450000 \cdot N_e}{z \cdot A \cdot l \cdot n \cdot i} \frac{kg}{cm^2}$$

Berdasarkan perumusan di atas dapat dilihat bahwa variabel yang mempengaruhi perubahan nilai *b<sub>mep</sub>* adalah daya mesin (*N<sub>e</sub>*), sementara variabel yang lain bernilai konstan termasuk putaran mesin (*n*). Sehingga pada semua pengujian, nilai *N<sub>e</sub>* untuk beban yang sama akan mempunyai nilai yang tidak jauh berbeda selama putaran mesin konstan.

Besar nilai antara daya, torsi, dan tekanan efektif mempunyai trend grafik yang sama. Hal ini di pengaruhi oleh governor yang ada pada mesin diesel, yang mana fungsi dari governor itu adalah sebagai pengontrol sumber energi ke penggerak utama untuk mengontrol daya. Sehingga apabila putaran pada mesin diesel dijaga konstan kemudian beban ditambahkan maka yang akan terjadi adalah nilai dari daya, torsi dan tekanan efektif rata-rata mengalami kenaikan.

#### IV.5.4 *Specific fuel consumption*

*Specific Fuel Consumption* adalah jumlah bahan bakar yang dikonsumsi mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 KW selama 1 jam



Gambar 4.4. Grafik *specific fuel consumption* fungsi beban

Semakin banyak bahan bakar *syngas* yang dimasukkan pada ruang bakar, semakin sedikit solar yang diinjeksikan. Penambahan tekanan *syngas* yang keluar dari pressure regulator menyebabkan semakin banyak *syngas* yang masuk kedalam ruang pembakaran. Maka dari itu nilai dari *sfc* semakin bertambah. Persamaan *sfc* secara umum sebagai berikut:

$$sfc_{dual} = \frac{3600.(m_{solar} + m_{syngas})}{Ne}$$

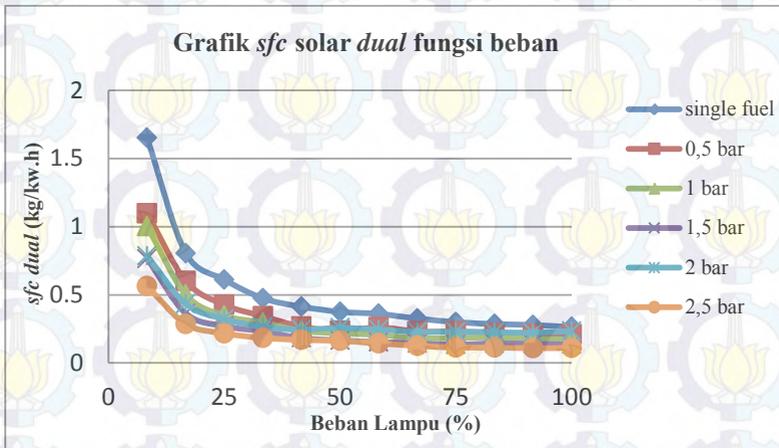
Berdasarkan grafik *sfc* fungsi beban, nilai *sfc* untuk semua pengujian mengalami penurunan dengan bertambahnya pembebanan. Untuk pengujian *single-fuel* penurunan nilai *sfc* dengan penambahan beban terjadi karena massa bahan bakar solar selalu konstan sementara waktu konsumsi bahan bakar semakin sedikit saat beban listrik ditambah. Jadi dengan bertambahnya beban (hambatan), torsi mesin harus diperbesar dengan cara menaikkan tekanan di ruang bakar (*bmep*). Sedangkan naiknya tekanan di ruang bakar terjadi ketika terdapat lebih banyak bahan bakar yang dibakar di dalam ruang bakar.

Demikian pula saat penggunaan *syngas*, ketika konsumsi *syngas* di jaga konstan untuk setiap pembebanan, *mass flowrate syngas* tidak berubah. Dengan penambahan tekanan *syngas* akan mengakibatkan waktu yang diperlukan untuk konsumsi minyak solar semakin lama. Namun, seiring dengan penambahan beban dan *mass flowrate syngas* yang konstan, waktu konsumsi solar akan menurun. Sehingga nilai *sfc* menurun dengan penambahan beban, pada tekanan yang sama.

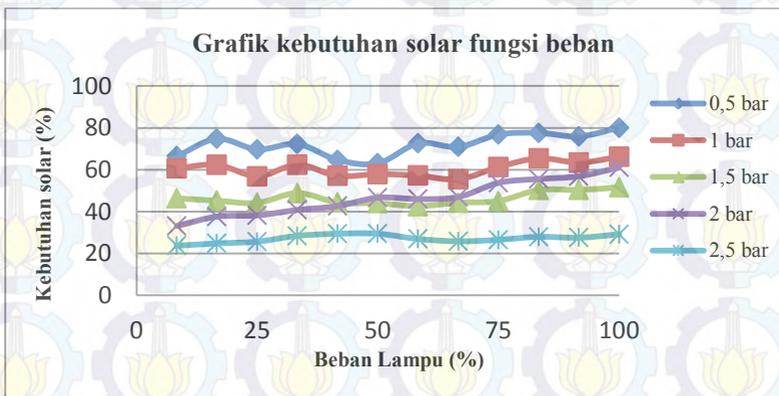
Untuk pembebanan yang sama, nilai *sfc* semakin turun dengan bertambahnya tekanan *syngas*. Hal ini disebabkan karena dengan penambahan *syngas* akan menyebabkan *mass flowrate syngas* naik dan *mass flowrate solar* semakin kecil. Berdasarkan perumusan *sfc*, *mass flowrate syngas* yang semakin bertambah akan menyebabkan *sfc* turun. Dengan naiknya *massflowrate syngas*, *mass flowrate solar* akan turun dan faktor ini lah yang menyebabkan *sfc* turun.

Pada gambar 4.5 di tunjukkan perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik minyak solar saja untuk *single-fuel* dan pada saat *dual-fuel* dioperasikan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa secara umum konsumsi minyak solar *dual* mengalami penurunan dari kondisi berbahan bakar solar *single*. Dengan

adanya penambahan jumlah *syngas* yang masuk ke dalam ruang bakar melalui variasi tekanan *syngas*, berarti jumlah *syngas* yang masuk ke ruang bakar dapat menggantikan sejumlah bahan bakar minyak solar untuk mendapatkan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi beban listrik



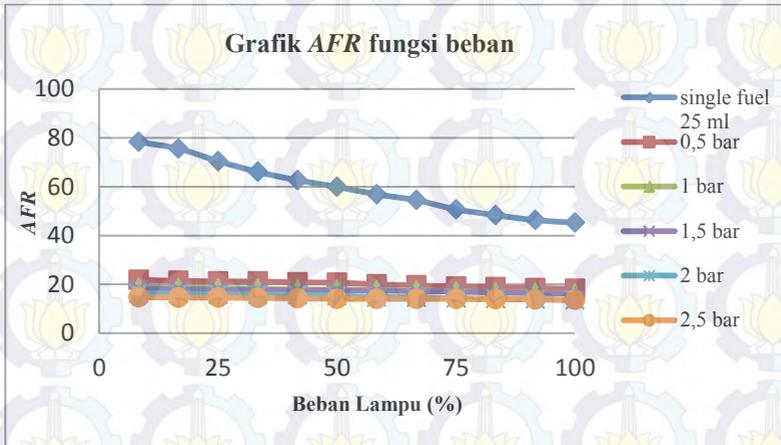
Gambar 4.5. Grafik *spesifik fuel consumption dual solar* fungsi beban



Gambar 4.6. Grafik konsumsi pergantian solar oleh *syngas* fungsi beban

#### IV.6 Analisa rasio udara-bahan bakar

Pada grafik terlihat pada tekanan 2,5 bar merupakan kondisi *afr* terendah, sedangkan pada kondisi *single fuel* 25 ml 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 *single* menurut Heywood [19]., 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 4.7. Grafik *air fuel ratio* fungsi beban

Pada setiap penambahan tekanan menunjukkan trend grafik yang menurun, hal ini disebabkan karena *mass flow rate* dari setiap tekanan mengalami penurunan nilai, sehingga *afr* nilainya menurun. Pengantian solar oleh *syngas* yang konstan pada setiap tekanan tidak cukup untuk memenuhi asupan bahan bakar yang dibutuhkan oleh mesin diesel dengan kecepatan konstan dan beban bertambah. Hal ini dapat dibuktikan dengan rumus sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar}}$$

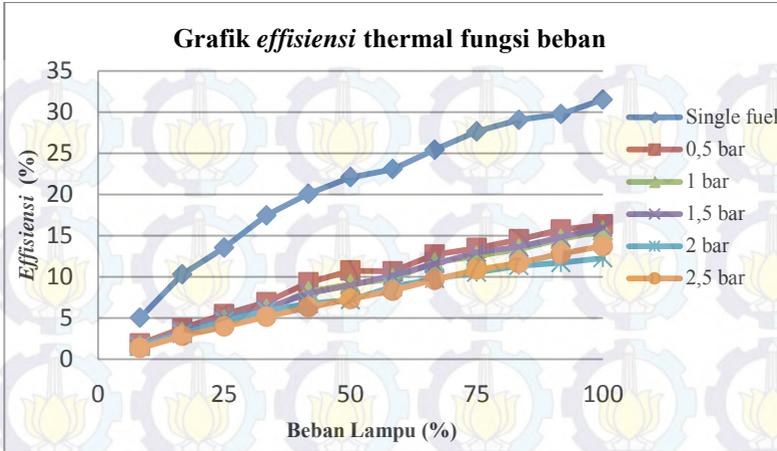
Sedangkan untuk AFR *dual fuel* sebagai berikut :

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{solar} + m_{syngas}}$$

Bertambahnya beban listrik menyebabkan AFR berkurang, hal ini disebabkan karena untuk mengatasi penambahan beban, mesin harus menghasilkan daya yang besar pula. Perhitungan untuk udara masuk seharusnya menggunakan alat ukur yang sesuai sehingga dapat di ketahui dengan tepat jumlah udara yang masuk. Karena menurut aktual seharusnya udara yang masuk berkurang karena semakin banyaknya bahan bakar *syngas* semakin banyak. Daya yang membesar ini dihasilkan dari pembakaran bahan bakar yang semakin banyak, dan bahan bakar yang ditambahkan adalah solar karena bahan bakar *syngas* dimasukkan secara konstan.

#### IV.7 Analisa efisiensi *thermal*

Effisiensi *thermal* adalah perbandingan antara bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi. Berikut adalah gambar dari grafik efisiensi *thermal*:



Gambar 4.8. Grafik efisiensi *thermal* fungsi beban

Rumusan efisiensi *thermal* sebagai berikut :

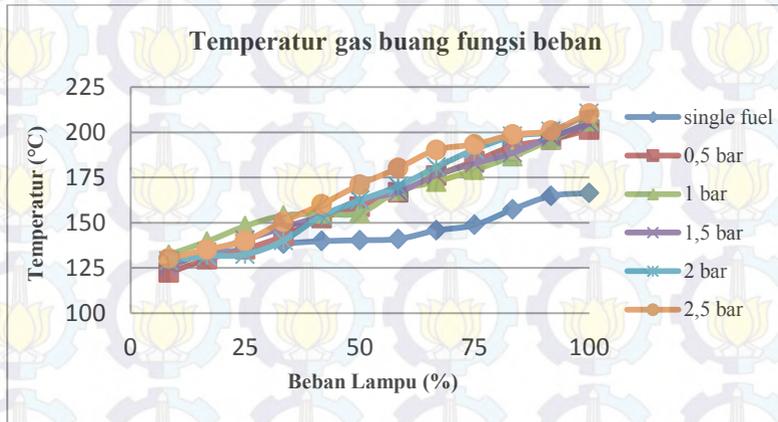
$$\text{efisiensi } thermal = \frac{N_e}{\left( m_{solar} \times LHV_{solar} + m_{syngas} \times LHV_{syngas} \right)} \times 100\%$$

Dapat dilihat bahwa faktor yang membuat nilai efisiensi termal semakin turun adalah laju alir massa *syngas* dan nilai ini mempengaruhi nilai effisiensinya yang semakin turun. *LHV* dan *mass florate syngas* yang rendah dan *LHV solar* dengan *mass flowrate* yang tinggi mengakibatkan nilai perbandingan dari rumus diatas mengalami penurunan. Hal ini dapat terlihat pada tekanan 0,5 bar sampai dengan 2,5 bar yang mengalami penurunan *efisiensi thermal*, sehingga pembakaran kurang optimal.

#### IV.8. Analisa temperatur gas buang

Grafik di bawah menunjukkan pengaruh laju alir massa *syngas* terhadap temperatur gas buang setiap kenaikan beban listrik. Dalam grafik digambarkan bahwa adanya peningkatan temperatur gas buang terhadap kenaikan beban, yang disebabkan

bertambahnya jumlah energi input ke dalam ruang bakar untuk memberikan daya mesin terhadap kenaikan beban listrik

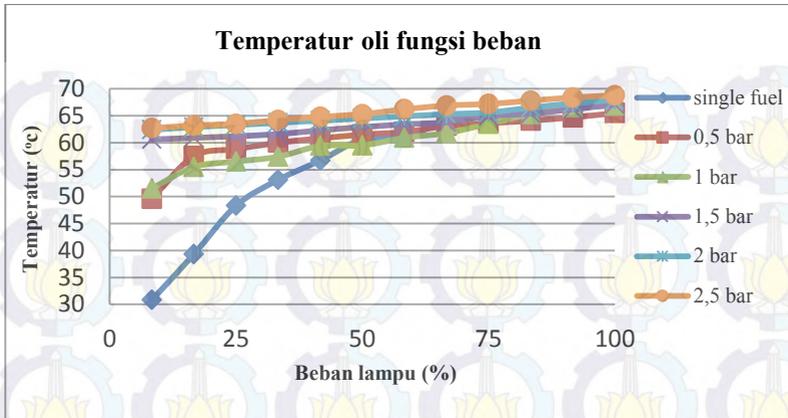


Gambar 4.9. Grafik perubahan temperatur gas buang fungsi beban

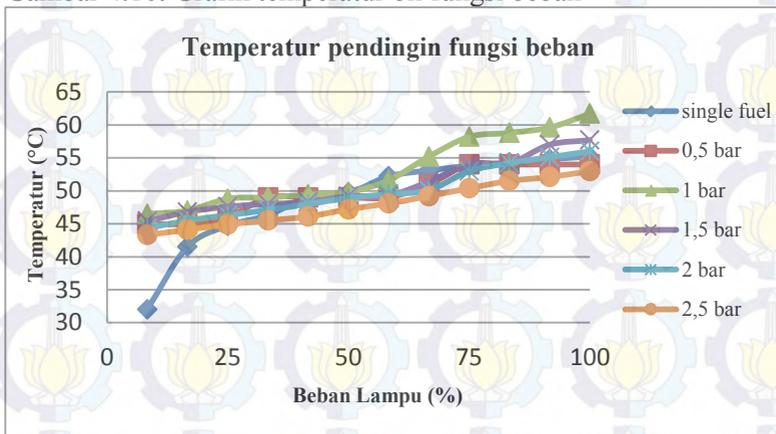
Analisa yang dipahami dari gambaran tersebut adalah bahwa penambahan energi input ke dalam ruang bakar dengan cara menambah kuantitas bahan bakar membuat semakin banyak energi yang dikonversi menjadi energi panas melalui proses pembakaran dalam ruang bakar. Dan apabila campuran bahan bakar menjadi terlalu kaya menyebabkan semakin banyak bahan bakar yang tidak terbakar selama proses pembakaran dan keluar.

#### IV.9. Analisa temperatur oli dan pendingin

Data yang diambil untuk temperatur gas buang didukung dengan data yang diambil untuk oli pelumas mesin dan cairan pendingin (*coolant*) di bawah ini :



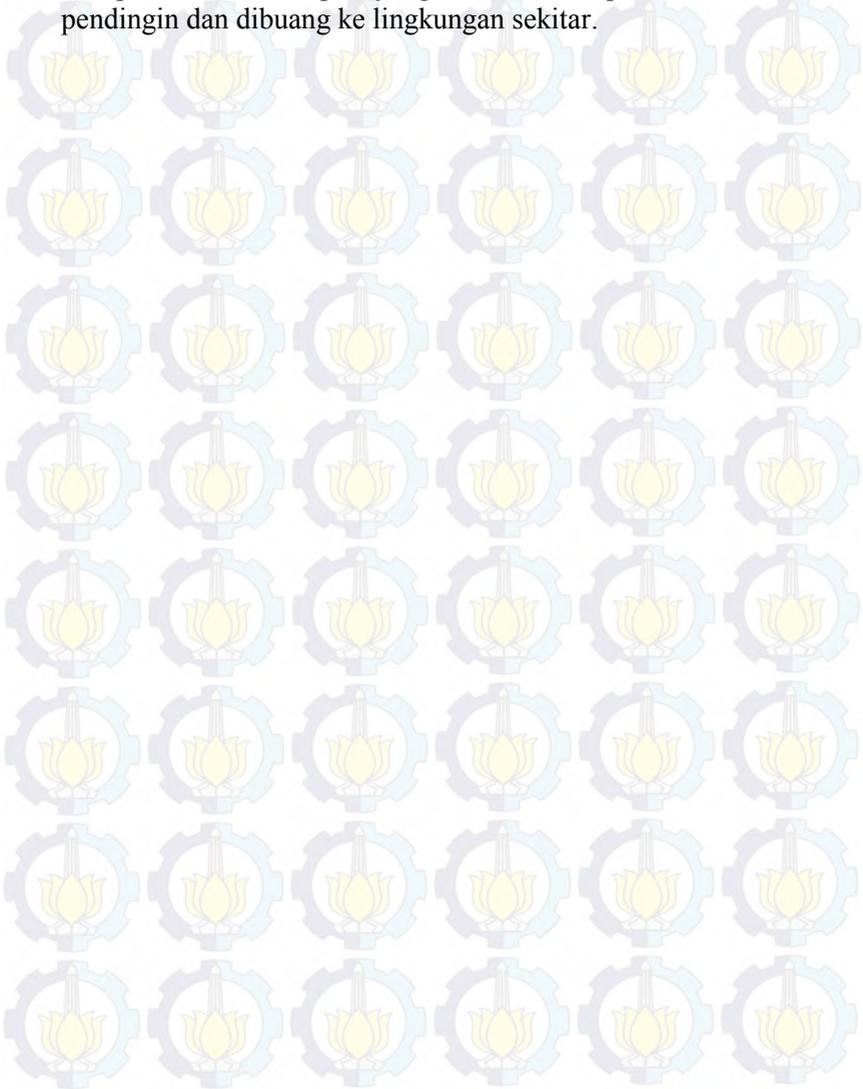
Gambar 4.10. Grafik temperatur oli fungsi beban



Gambar 4.11. Grafik temperatur pendingin fungsi beban.

Pada grafik terlihat dengan kenaikan beban listrik menyebabkan kenaikan temperatur oli pelumas. Akan tetapi pada grafik temperatur pendingin terjadi penurunan, hal ini di karenakan pada saat pengujian terjadi penambahan cairan pendingin sehingga menyebabkan temperature pendingin yang tidak terlalu panas. Semakin banyak bahan campuran udara-bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka semakin besar pula

energi panas yang dihasilkan, baik yang ikut terbang melalui gas sisa pembakaran ataupun yang diambil oleh pelumas dan cairan pendingin dan dibuang ke lingkungan sekitar.





*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### V.1. Kesimpulan

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

- a. Pada pembebanan maksimal sistem *dual fuel* solar dan *syngas* dapat mengurangi konsumsi solar sebesar 70,83 % dari kondisi standar.
- b. Nilai *specific fuel consumption* (sfc) sistem *dual fuel* pada pembebanan maksimal mengalami peningkatan sebesar 54,37 % dari kondisi sistem *single fuel*.
- c. Nilai *specific fuel consumption* (sfc) pada pembebanan maksimal untuk solar saja mengalami penurunan sebesar 70,83 % dari pada kondisi *single fuel*.
- d. *Air fuel ratio* (AFR) *dual fuel* pada pembebanan maksimal mengalami penurunan sebesar 54,34% dari pada sistem *single fuel*.
- e. Nilai *effisiensi thermal* pada pembebanan maksimal mengalami penurunan sebesar 36,51 % dari pada kondisi *single fuel*.

#### V.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

- a. Kestabilan kualitas dari *syngas* harus dijaga sehingga hasil yang didapatkan dapat maksimal.
- b. Jumlah bio massa harus diperhitungkan sehingga dapat diketahui dengan jumlah bio massa tertentu dapat menghasilkan sejumlah bahan bakar tertentu yang dapat digunakan.
- c. Pengukuran jumlah udara masuk menggunakan alat ukur yang sesuai.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## LAMPIRAN

Solar 10 ml

P	V	I	s	Temperatur (°C)			Ne (KW)	Mt (Nm)	bmep (kg/cm <sup>2</sup> )	m dot solar (kg/s)	sfc (kg/kW.jam)	afr	efisiensi thermal
				Gas Buang	Oli	Pendingin							
200	220	0,8	230	127	30,8	32	0,206	1,311	0,469	9,4E-05	1,652	78,331	5,021
400	220	1,7	222	133	39,3	41,5	0,437	2,786	0,997	9,8E-05	0,806	75,607	10,298
600	220	2,4	207	135	48,3	44,7	0,618	3,933	1,408	1,0E-04	0,612	70,498	13,556
800	220	3,3	194	138,3	53,1	46,3	0,849	5,408	1,935	1,1E-04	0,475	66,071	17,469
1000	220	4	184	139,8	56,7	49,1	1,029	6,556	2,346	1,2E-04	0,413	62,665	20,083
1200	220	4,6	176	140,3	60,6	49,7	1,184	7,339	2,698	1,2E-04	0,375	59,940	22,091
1400	210	5,3	167	141	61	52,2	1,302	8,291	2,967	1,3E-04	0,360	56,875	23,053
1600	210	6,1	160	145,7	64,1	53,1	1,498	9,543	3,415	1,4E-04	0,326	54,491	25,421
1800	220	6,8	149	148,7	65,5	53,8	1,750	11,145	3,988	1,5E-04	0,300	50,745	27,646
2000	220	7,5	142	157,4	65,8	54,3	1,930	12,292	4,399	1,5E-04	0,285	48,361	29,060
2200	210	8,4	136	164,8	66,4	54,8	2,063	13,141	4,703	1,6E-04	0,279	46,318	29,755
2400	210	9,1	133	166,4	67,1	55,2	2,235	14,236	5,094	1,6E-04	0,263	45,296	31,523



## Tekanan 1 bar

P	V (volt)	I (A)	Temperatur (°C)			Ne (KW)	Mt (N.m)	bmep (kg/cm <sup>2</sup> )	m dot solar	m dot syngas	sfc dual	sfc solar	kebutuhan solar	qfr	efisiensi thermal			
			Gas Buang	Oli	Pendingin													
																200	210	220
200	220	0,8	132,3	51,5	46,5	0,20	1,31	0,46	5,7E-05	0,000342	1,003	60,685	18,513	1,638				
400	210	1,7	139,6	55,5	47	0,41	2,66	0,95	5,8E-05	0,000342	0,502	62,352	18,471	3,312				
600	210	2,5	148,1	56,5	48,8	0,61	3,91	1,40	5,9E-05	0,000342	0,348	56,882	18,419	4,852				
800	210	3,2	154	57,4	49	0,78	5,00	1,79	6,5E-05	0,000342	0,296	62,384	18,179	6,100				
1000	220	4,2	154,8	59,4	49,4	1,08	6,88	2,46	7,1E-05	0,000342	0,236	57,086	17,911	8,219				
1200	210	4,9	155,4	59,5	49,8	1,20	7,66	2,74	7,3E-05	0,000342	0,217	57,889	17,829	9,096				
1400	210	5,3	167,7	60,9	51,6	1,30	8,29	2,96	7,4E-05	0,000342	0,206	57,194	17,754	9,782				
1600	220	6,2	172,7	61,8	55,2	1,59	10,11	3,63	8,0E-05	0,000342	0,181	55,449	17,512	11,767				
1800	220	6,8	179,2	63,5	58,2	1,75	11,14	3,98	8,9E-05	0,000342	0,188	61,325	17,158	12,535				
2000	220	7,5	186,7	65,3	58,8	1,93	12,29	4,39	1,0E-04	0,000342	0,187	65,448	16,723	13,380				
2200	220	8,3	195,9	66,5	59,6	2,13	13,60	4,86	1,0E-04	0,000342	0,174	63,464	16,542	14,595				
2400	220	9,1	206	66,9	61,7	2,34	14,91	5,33	1,1E-04	0,000342	0,174	66,131	16,244	15,621				



## Tekanan 2 bar

P	V (volt)	I (A)	S	Temperatur (°C)			Ne (KW)	Mt (Nm)	bmep (kg/cm <sup>2</sup> )	m dot solar	m dot syngas	sfc dual	sfc solar	kebutuhan solar	cfr	efisiensi thermal
				Gas Buang	Oli	Pendingin										
200	210	0,9	180	128,8	62,4	44,3	0,22	1,40	0,50	0,000048	0,000405	7,380	0,786	33,110	16,329	1,577
400	210	1,8	163	131,5	62,9	45,5	0,44	2,81	1,00	0,000053	0,000405	3,731	0,434	37,637	16,149	3,106
600	220	2,6	145	132,4	63,3	46,3	0,66	4,26	1,52	0,000060	0,000405	2,301	0,323	38,196	15,919	4,608
800	210	3,5	138	140,1	63,7	47,1	0,86	5,47	1,95	0,000063	0,000405	1,959	0,264	40,799	15,816	5,867
1000	210	4,1	127	133,8	64,1	48	1,00	6,41	2,29	0,000068	0,000405	1,692	0,245	42,653	15,634	6,764
1200	220	4,3	110	162,4	64,5	48,9	1,10	7,04	2,52	0,000079	0,000405	1,375	0,257	46,681	15,292	7,209
1400	220	5,5	90	170,2	64,9	49,5	1,41	9,01	3,22	0,000097	0,000405	1,276	0,246	45,992	14,757	8,785
1600	220	6,2	86	180,8	65,3	50,1	1,59	10,16	3,63	0,000101	0,000405	1,142	0,228	46,958	14,626	9,785
1800	220	6,9	77	190,5	65,6	53	1,77	11,30	4,04	0,000113	0,000405	1,050	0,229	53,756	14,292	10,558
2000	220	7,6	71	197,8	66,5	54,2	1,95	12,45	4,45	0,000122	0,000405	0,971	0,225	55,597	14,033	11,349
2200	210	8,3	69	200,5	67,3	55,1	2,03	12,98	4,64	0,000126	0,000405	0,937	0,222	56,854	13,940	11,726
2400	210	9,1	60	210,5	67,9	56	2,23	14,23	5,09	0,000145	0,000405	0,885	0,233	61,112	13,461	12,278

## Tekanan 2,5 bar

Temperatur (°C)	Pendingin	43,3	44,1	44,9	45,5	46,1	47,2	48,1	49,2	50,4	51,5	52,1	53
	Oli	62,7	63,2	63,5	64,2	64,8	65,3	66,2	66,9	67,2	67,8	68,4	68,8
Gas Buang	130,2	135,2	140,1	150,6	160,2	171,1	180,2	190,3	193,3	198,7	200,9	210,4	210,4
S	270	250	235	210	184	163	161	159	156	156	143	136	120
I (A)	0,8	1,7	2,5	3,3	4,1	4,6	5,5	6,1	6,9	7,5	8,3	9,1	9,1
V (volt)	220	220	210	210	210	220	210	220	220	220	220	220	220
P	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2400
efisiensi thermal		1,347	2,841	3,964	5,168	6,319	7,306	8,324	9,654	10,889	11,679	12,819	13,750
qfr		14,68	14,61	14,55	14,42	14,26	14,09	14,07	14,06	14,03	13,90	13,81	13,60
kebutuhan solar		23,704	24,802	25,678	28,435	29,440	29,448	26,934	25,815	26,533	27,972	27,534	29,167
sfc solar		0,563	0,286	0,217	0,184	0,169	0,162	0,144	0,125	0,113	0,113	0,108	0,111
sfc dual		8,814	4,169	2,983	2,279	1,855	1,597	1,401	1,207	1,070	0,993	0,903	0,837
m dot syngas		0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472	0,000472
m dot solar		3,2E-05	3,5E-05	3,7E-05	4,1E-05	4,7E-05	5,3E-05	5,4E-05	5,5E-05	5,6E-05	6,1E-05	6,4E-05	7,2E-05
bmep (kg/cm <sup>2</sup> )		0,46	0,99	1,40	1,84	2,29	2,69	3,07	3,57	4,04	4,39	4,86	5,33
Mt (Nm)		1,31	2,78	3,91	5,16	6,41	7,53	8,60	9,99	11,30	12,29	13,60	14,91
Ne (KW)		0,20	0,43	0,61	0,81	1,00	1,18	1,35	1,56	1,77	1,92	2,13	2,34

## Solar 25 ml

P	V (volt)	I (A)	S	Ne (KW)	Mt (Nm)	<i>b<sub>mep</sub></i> (kg/cm <sup>2</sup> )	m dot solar	<i>sfc</i>	<i>afr</i>	<i>efisiensi thermal</i>
200	220	0,8	64	0,20	1,311	0,469	0,000136	2,375	54,491	3,493
400	220	1,7	62	0,43	2,786	0,997	0,000140	1,154	52,788	7,190
600	220	2,4	60	0,61	3,933	1,408	0,000145	0,844	51,086	9,823
800	220	3,3	57	0,84	5,408	1,935	0,000152	0,646	48,531	12,831
1000	220	4	53	1,02	6,556	2,346	0,000164	0,574	45,126	14,462
1200	220	4,6	48	1,18	7,539	2,698	0,000181	0,551	40,868	15,062
1400	210	5,3	45	1,30	8,291	2,967	0,000193	0,534	38,314	15,530
1600	210	6,1	43	1,49	9,543	3,415	0,000202	0,486	36,611	17,080
1800	220	6,8	42	1,75	11,145	3,988	0,000207	0,426	35,760	19,482
2000	220	7,5	40	1,93	12,292	4,399	0,000217	0,405	34,057	20,465
2200	220	8,4	37	2,16	13,767	4,927	0,000235	0,391	31,503	21,201
2400	220	9,1	35	2,34	14,914	5,337	0,000248	0,382	29,800	21,727



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

1. [http://www.kemenperin.go.id/artikel/5801/Terapkan-Program-Hilirisasi:-Ekspor-Mebel-Bisa-Capai-US\\$2-Miliar](http://www.kemenperin.go.id/artikel/5801/Terapkan-Program-Hilirisasi:-Ekspor-Mebel-Bisa-Capai-US$2-Miliar) (11 maret 2015).
2. Suyitno, Techn. 2007. *Teknologi Gasifikasi Biomasa untuk Penyediaan Listrik dan Panas Skala Kecil Menengah*. Dalam Kumpulan Potret Hasil Karya IPTEK. UNS Press. Surakarta.
3. Ferry. 2011. *Karakterisasi gasifikasi biomassa serpihan kayu pada reaktor downdraft sistem batch dengan variasi air fuel ratio (AFR) dan ukuran biomassa*. Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
4. Azimov, U., Tomita, E., Kawahara, N. and Harada, Y. 2011. *Effect of Syngas Composition on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in A Pilot-Ignited Dual-Fuel Engine Operated in PREMIER Combustion Mode*, International Journal of Hydrogen Energy, vol. 36, no. 18.
5. Budi, ari. 2013. *Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan biogas dengan penambahan fan udara sebagai penyuplai udara*. Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
6. Tammam. 2012. *Karakterisasi unjuk kerja mesin diesel generator set sistem dual fuel solar dan snygas batubara*. Tesis. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
7. Bedoya, I.D. 2009. *Effect of Mixing System and Pilot Fuel Quality on Diesel-Biogas Dual Fuel Engine Performance*, Bioresearch Technology, Colombia.
8. Novrezeki, jefry. 2010. *Desain mekanisme sistem dual fuel dan uji unjuk kerja motor diesel stasioner menggunakan gas hasil gasifikasi dan minyak solar*. Tugas Akhir. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
9. Kawano, D. Sungkono. 2014. *Motor Bakar Torak (Diesel)*. Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Surabaya.

10. Nasution, A.S. 2010. *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.
11. Mathur, M.L.,& Sharma, R.P. 1980. *A Course in Internal Combustion Engine 3<sup>rd</sup> edition*, Dhanpat Rai & Sons, Nai Sarak, Delhi.
12. Robert W. Fox, Alan T. McDonald, Philip J.Pritchard. 2010. *Introduction to Fluid Mechanics 7<sup>th</sup> edition*, John Wiley & Sons, Denver.
13. <http://maruzar.blogspot.co.id/2012/02/hubungan-antara-daya-torsi-rpm>. (20 maret 2015)
14. <https://matrudian.wordpress.com/2010/11/03/motor-bakar-2/> ( 20 maret 2015).
15. 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.
16. Slawomir Luft. 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.
17. Akbar, fadil. *Pengaruh variasi perbandingan udara bahan bakar terhadap warna dan temperatur api pada gasifikasi reaktor downdraft dengan bahan baku serbuk kayu*, TA. Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya.
18. [www.engineeringtoolbox.com](http://www.engineeringtoolbox.com) (30 juni 2015)
19. Heywood, J.B. 1988. *Internal Combustion Engine*, Mc.Graw Hill, London.

## RIWAYAT PENULIS



Muhammad Rasyiid Al Malna dilahirkan di Malang, Jawa Timur pada tanggal 06 Juli 1993 dan merupakan anak pertama dari enam bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar Islam Alma'rif 02 Singosari (1998-2004), Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Kasembon (2004-2007), dan Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Kandangan (2007-2010).

Setelah menyelesaikan Sekolah Menengah Atas, Penulis menempuh pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya sebagai mahasiswa S1 (2010-2015). Penulis mengambil bidang studi Konversi Energi, khususnya pada Lab. Teknik Pembakaran Bahan Bakar.

Selama kuliah penulis menjadi asisten laboratorium, perpindahan panas dan motor pembakaran dalam, dan mengikuti organisasi ASH-SHAFF dan Himpunan Mahasiswa Islam (HMI). Pada organisasi tersebut, penulis pernah menjabat sebagai staff Departemen Media Periode (2011-2012) dan Ketua Umum Ash-Shaff dan Ketua Umum Komisariat Mesin Periode (2012-2013). Penulis juga pernah mengikuti kepanitiaan nasional pada acara di Jurusan Teknik Mesin, seperti *IEMC* (Indonesia Energy Marathon Challenge) 2013.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*