



SKRIPSI – ME141501

**PENGARUH PENGGUNAAN DUAL FUEL
TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI
GAS BUANG PADA MOTOR DIESEL**

ANANTA PUDI OKTAVIANTO

4210 100 003

Dosen Pembimbing :

Ir. Aguk Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D.

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**



FINAL PROJECT – ME 141501

**EFFECT OF THE USE OF DUAL FUEL
ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST
EMISSIONS IN DIESEL ENGINE**

ANANTA PUDI OKTAVIANTO

4210 100 003

Supervisor :

Ir. Aguk Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D.

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**

KATA PENGANTAR

Segala puji kehadiran Allah SWT atas segala rahmat, karunia dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi dengan judul “Pengaruh Penggunaan Dual Fuel Terhadap Kinerja Mesin dan Emisi Gas Buang Pada Motor Diesel”. Skripsi ini merupakan syarat kelulusan sarjana S-1 pada Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyelesaian Skripsi ini, banyak dukungan yang diperoleh dari berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Ibu, Ayah, serta Adikku yang telah memberi dukungan berupa semangat, moral, materi, dan hal lainnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi ini.
2. Any Sofya Jarier yang telah memberikan dukungan semangat & motivasi sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi ini tepat waktu.
3. Bapak Ir. Agung Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D selaku Dosen Wali penulis selama berkuliah di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
4. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
5. Bapak Semin, ST., MT., Ph.D. selaku Sekertaris Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
6. Bapak Ir. Agung Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D selaku dosen pembimbing penulis yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya Skripsi.

7. Bapak & Ibu dosen Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan ilmu sangat bermanfaat.
8. Bapak Nurrafandi selaku Teknisi Laboratorium MPP yang sudah sangat membantu dalam proses pengerjaan Skripsi.
9. Aldi, Jono, Fuad, Yosef, Musa, Stefanus, Dimas, Firman, Iqbal, Prem, Icin. Teman-teman di Laboratorium Marine Power Plant serta Laboratorium lain yang tidak dapat disebutkan satu-persatu. Karena telah memberikan bantuan ilmu, tenaga, & semangat dalam penyelesaian Skripsi.
10. Teman-teman angkatan Pinisi'10 yang telah memberikan dukungan dan motivasi.

Semoga Skripsi ini dapat berguna dan dapat memberi ilmu pengetahuan yang bermanfaat bagi penulis dan pembaca.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH PENGGUNAAN DUAL FUEL TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI GAS BUANG PADA MOTOR DIESEL

SKRIPSI

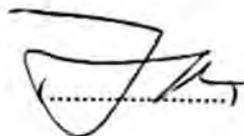
**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Marine Power Plant
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

**Ananta Pudi Oktavianto
NRP 4210 100 003**

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

**Ir. Agung Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D.
NIP : 1956 0519 1986 10 1001**



Surabaya, Januari 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH PENGGUNAAN DUAL FUEL TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI GAS BUANG PADA MOTOR DIESEL

SKRIPSI

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Marine Power Plant
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Ananta Pudi Oktavianto
NRP 4210 100 003

Disetujui oleh :

Ketua Jurusan
Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT.

NIP : 1977 0802 2008 01 1007

Surabaya, Januari 2016

PENGARUH PENGGUNAAN DUAL FUEL TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI GAS BUANG PADA MOTOR DIESEL

Nama : Ananta Pudi Oktavianto
NRP : 4210 100 003
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Aguk Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D.

Abstrak

Standar emisi yang diadopsi oleh IMO pada mesin diesel penggerak kapal telah semakin diperketat. Aturan ini juga berlaku untuk mesin diesel dual fuel terutama B10-CNG. Untuk menentukan penggunaan mesin diesel dual fuel, perlu untuk belajar secara eksperimental. Yanmar mesin diesel TF-85 MH telah digunakan sebagai peralatan eksperimen. Agar dual fuel-CNG B10 dapat mengalir ke dalam ruang pembakaran, sistem bahan bakar harus dimodifikasi. Sistem kontrol programmable logic controller (PLC) telah diadopsi dalam penelitian ini. Tiga bahan bakar komposisi termasuk 100% B10, 10% CNG, dan 20% CNG telah digunakan dalam percobaan. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penggunaan bahan bakar ganda mempengaruhi penurunan tenaga dan torsi. Emisi NO_x pada penggunaan bahan bakar ganda pada umumnya dapat dikurangi, kecuali 20% CNG pada 1300 rpm dan 2.700 rpm yang masih tinggi.

Kata kunci: Mesin diesel, bahan bakar ganda, CNG, Kinerja, NO_x.

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

EFFECT OF THE USE OF DUAL FUEL ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS IN DIESEL ENGINE

Name : Ananta Pudi Oktavianto
NRP : 4210 100 003
Department : Marine Engineering FTK-ITS
Supervisor : Ir. Aguk Zuhdi M.Fathallah, M.Eng. Ph.D.

Abstract

Emission standards which it adopted by IMO on ship propulsion diesel engines have been increasingly tightened. This rule also applies to dual fuel diesel engine especially B10-CNG. To determine the use of dual fuel diesel engine it is necessary to study experimentally. Yanmar diesel engines TF-85 MH has been used as an experimental apparatus. In order for a dual fuel-CNG B10 can flow into the combustion chamber, the fuel system needs to be modified. The control system programmable logic controller (PLC) has been adopted in this research. Three fuels composition including 100% B10, 10% CNG, and 20% CNG has been used in experiments. The results showed that the use of dual fuel influence the decreasing of power and torque. NOx emissions on a dual fuel usage in general can be reduced, except 20% CNG at 1300 rpm and 2700 rpm still higher.

Keywords: *Diesel engine, dual fuels, CNG, Performance, NOx.*

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

DAFTAR ISI

<i>Halaman Judul</i>	<i>i</i>
<i>Lembar Pengesahan</i>	<i>iv</i>
<i>Abstrak</i>	<i>viii</i>
<i>Kata Pengantar</i>	<i>xii</i>
<i>Daftar Isi</i>	<i>xiv</i>
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1. Latar Belakang	1
I.2. Perumusan Masalah	3
I.3. Tujuan Penelitian	4
I.4. Batasan Masalah	4
I.5. Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
II.1. Tinjauan Pustaka	7
II.2. Dasar Teori	14
BAB III METODOLOGI	35
III.1. Persiapan	37
III.2. Pengujian Pertama	39
III.3. Pengambilan Data	39
III.4. Eksperimen Modifikasi	40
III.5. Pengujian Kedua	40
III.6. Pengambilan Data	41
III.7. Analisa Data	42
III.8. Kesimpulan	42
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	24
IV.1. Kinerja Mesin Diesel	43
IV.2. Pengaruh CNG Pada Konsumsi Bahan Bakar Motor Diesel	55
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	65
V.1. Kesimpulan	65

V.2. Saran	66
DAFTAR PUSTAKA	67
LAMPIRAN	71

DAFTAR TABEL

Tabel.2.1.	Karakteristik Solar	15
Tabel.2.2.	Komposisi Gas Penyusun Natural Gas	19
Tabel.2.3.	Perbedaan karakteristik CNG dan <i>diesel fuel</i>	21
Tabel.2.4.	Batas Emisi MARPOL Annex VI	29
Tabel.3.1.	Tabel Spesifikasi Motor diesel	37
Tabel.3.2.	Tabel Pengaman Kabel	39
Tabel.4.1.	Tabel Jumlah Banyaknya BioSolar/ Injeksi	57
Tabel.4.2.	Tabel Jumlah Banyaknya CNG/ Injeksi	58
Tabel.4.3.	Tabel Test Cycle	61
Tabel.4.4.	Hasil Uji Menggunakan BioSolar	62
Tabel.4.5.	Hasil Uji Menggunakan Campuran 10% CNG.....	62
Tabel.4.6.	Hasil Uji Menggunakan Campuran 20% CNG.....	63

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

DAFTAR GAMBAR

Gambar.3.1.Flowchart Pengerjaan Skripsi	36
Grafik.2.1. Batasan Emisi MARPOL Annex VI.....	29
Grafik.4.1. Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar BioSolar pada Putaran konstan	45
Grafik.4.2. Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar BioSolar & 10% CNG pada Putaran konstan	45
Grafik.4.3. Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar BioSolar & 20% CNG pada Putaran konstan	46
Grafik.4.4. Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar BioSolar & 30% CNG pada Putaran konstan	46
Grafik.4.5. Perbandingan Daya pada 100% beban	48
Grafik.4.6. Perbandingan Torsi pada 100% beban	49
Grafik.4.7. Perbandingan SFC pada 100% beban	50
Grafik.4.8. Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan Dari Bahan Bakar Bio-Solar pada putaran konstan	51
Grafik.4.9. Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan Dari Bahan Bakar Bio-Solar & 10% CNG pada putaran konstan	53
Grafik.4.10. Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar & 20% CNG pada putaran Konstan	53
Grafik.4.11. Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan Dari Bahan Bakar Bio-Solar & 30% CNG pada Putaran Konstan	54
Grafik.4.12. Perbandingan SEC pada 100% beban	54
Grafik.4.13. Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 1500 RPM	59

Grafik.4.14.Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 1800 RPM	60
Grafik.4.15.Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 2200 RPM	60
Grafik.4.16.Grafik RPM vs NOx	63

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Mesin diesel merupakan motor bakar dalam yang menggunakan panas kompresi untuk menciptakan penyalaan. Penyalaan tersebut kemudian membakar bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Mesin diesel bekerja berdasarkan siklus diesel, dengan perbandingan kompresi 14 : 1 sampai 24 : 1, suhu udara terkompresi mencapai $\pm 750^{\circ}\text{C}$. Berbeda dengan siklus otto (kompresi 1:9) yang bekerja berdasarkan volume konstan, mesin diesel bekerja pada tekanan konstan.

Secara ideal, efisiensi maksimum pada motor bakar dapat dicapai dengan menggabungkan prinsip kedua siklus tersebut. Motor bakar bekerja dengan pembakaran kompresi tetapi beroperasi dengan siklus otto. Begitu pula motor pembakaran kompresi, dimana volume konstan dari siklus otto akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi lagi pada kompresi tersebut.

Mesin dengan penyalaan kompresi ini menghasilkan emisi gas buang yang cukup tinggi dan berbahaya bagi kesehatan dan lingkungan sekitar. Kadar yang tinggi dari Nitrogen oksid (NO_x), karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2) dan partikel emisi lain yang berhubungan merupakan isu yang telah lama muncul. Namun sampai saat ini penggunaan mesin diesel tetap menjadi idola dalam dunia transportasi maupun dunia industri. Hal ini dikarenakan karakteristik dari mesin diesel yang memiliki rasio kompresi tinggi sehingga mampu menghasilkan daya yang lebih besar.

Selama dekade terakhir, peningkatan permintaan energi telah menghasilkan konsumsi bahan bakar fosil yang lebih

tinggi. Akibatnya, terdapat emisi yang lebih tinggi. Saat ini diperkirakan pembakaran bahan bakar fosil melepaskan gas rumah kaca terutama CO₂, pada laju sekitar 46 miliar ton pada tahun 2014. Modifikasi telah dikembangkan dan dipergunakan untuk mengurangi emisi, contohnya peningkatan efisiensi konversi energi, inovasi teknologi, penggunaan energi terbarukan, dll.

Natural gas merupakan bahan bakar yang potensial untuk menggantikan bahan bakar konvensional karena menghasilkan emisi yang rendah dan lebih ramah lingkungan. Jenis natural gas yang dimanfaatkan untuk bahan bakar adalah Compressed Natural Gas (CNG). CNG merupakan gas alam yang dimampatkan dan memiliki tekanan 200 bar. Selain itu, komposisi penyusun dari CNG bervariasi sesuai dengan sumber ladang gasnya. Akan tetapi, yang dominan dari komponen penyusun natural gas adalah metana (CH₄).

Sampai saat ini, penerapan aplikasi dual cycle ini sangat sulit dilaksanakan. Hal tersebut dikarenakan bahan bakar yang ada saat ini cenderung untuk terbakar dahulu sebelum langkah kompresi berakhir. Permasalahan ini dapat menimbulkan tekanan lebih pada piston saat langkah kompresi. Sehingga akan menimbulkan suara ketukan logam atau yang dikenal dengan gejala *knocking*.

Beberapa jenis bahan bakar gas mempunyai titik nyala yang cukup tinggi. Beberapa di antaranya adalah gas alam baik CNG atau LNG, Hidrogen, biogas, producer gas (gas hasil gasifikasi dari biomassa atau batu bara) dan LPG. Bahan bakar gas ini mempunyai peluang untuk menjadi alternatif bahan bakar pada mesin diesel.

Diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) adalah mesin standar diesel yang ditambahkan bahan bakar

lain pada masukkan udaranya dan penyalaan bahan bakar dilakukan oleh semprotan solar yang disebut *pilot fuel*. Secara sederhana bahan bakar cair atau gas dapat dimasukkan dengan membuat lubang pada masukkan udara (*intake manifold*) mesin diesel.

Apabila jenis liquid/cair yang digunakan seperti ethanol atau methanol, maka perlu dibuatkan karburator seperti pada mesin bensin. Bisa juga dipompa dengan tekanan tertentu kemudian dikabutkan saat masuk ke saluran udara masuk mesin diesel. Sedangkan untuk bahan bakar gas tidak diperlukan lagi karburator karena bahan bakar gas sudah mempunyai tekanan sendiri.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan sebuah analisa sebagai tindak lanjut Tugas Akhir sebelumnya tentang sebuah sistem diesel bahan bakar ganda atau *Diesel Dual Fuel* (DDF) dengan menggunakan tambahan bahan bakar gas, yaitu CNG (Compressed Natural gas). Analisa yang akan dilakukan adalah analisa gas buang pada mesin diesel dual fuel (DDF)

1.2. Perumusan Masalah

Masalah yang dipecahkan dalam studi ini adalah :

1. Bagaimana perbandingan kinerja mesin antara motor diesel yang menggunakan bahan bakar BioSolar dengan motor diesel yang menggunakan bahan bakar ganda BioSolar-CNG?
2. Bagaimana perbandingan kandungan NO_x antara motor diesel yang menggunakan bahan bakar BioSolar dengan motor diesel yang menggunakan bahan bakar ganda BioSolar-CNG?

3. Apakah kandungan NO_x dari studi ini telah memenuhi aturan dari IMO?

1.3. Tujuan

Tujuan dari studi yang dilakukan adalah :

1. Mengetahui perbandingan kinerja mesin antara motor diesel yang menggunakan bahan bakar BioSolar dengan motor diesel yang menggunakan bahan bakar ganda BioSolar-CNG
2. Mengetahui perbandingan kandungan NO_x antara motor diesel yang menggunakan bahan bakar BioSolar dengan motor diesel yang menggunakan bahan bakar ganda BioSolar-CNG
3. Mengetahui apakah kandungan Nox dari studi ini telah memenuhi aturan dari IMO

1.4. Batasan Masalah

Untuk memperjelas permasalahan maka diperlukan batasan masalah sebagai berikut :

1. Motor diesel yang digunakan pada studi ini adalah motor diesel Yanmar TF-85MH 1 silinder pada laboratorium Mesin Kapal Jurusan Teknik Sistem Perkapalan.
2. Tidak membahas secara detail terjadinya knocking.
3. Dalam studi ini parameter yang digunakan adalah Daya, SFC, dan kandungan NO_x yang dihasilkan

1.5. Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari studi ini adalah :

1. sebagai bahan acuan untuk melakukan riset yang lebih mendalam pada motor diesel dual fuel

2. Mengetahui kandungan emisi NO_x yang timbul dari penggunaan bahan bakar ganda.
3. Mengetahui apakah kandungan emisi yang dihasilkan masih memnuhi regulasi NO_x oleh IMO atau tidak.

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Pada Bab Tinjauan Pustaka dan Dasar Teori ini dijelaskan mengenai the state of the art atau peta jalan penelitian. Disamping itu, juga dijelaskan tentang dasar-dasar teori yang mendukung untuk menyelesaikan permasalahan-permasalahan dalam penelitian. Pada Sub-Bab Tinjauan Pustaka, berisi tentang the state of the art, yaitu tentang hasil penelitian-penelitian Dual Fuel Engine yang telah ada. Pada Sub-Bab Dasar Teori, dikelompokkan menjadi beberapa bagian, di antaranya adalah teori mengenai BioSolar, CNG, dan Emisi gas buang.

2.1 Tinjauan Pustaka

Studi mengenai penggunaan bahan bakar ganda pernah dilakukan dengan menggunakan metode pengkajian penggunaan permodelan artificial neural network (ANN) atau yang disebut permodelan jaringan syaraf tiruan untuk memprediksi brake power, torsi, Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC). Di samping itu mempelajari emisi gas buang dari mesin diesel yang telah dimodifikasi. (Talal dkk, 2009)

Sebuah mesin diesel 4-tak 1 silinder telah dimodifikasi untuk pekerjaan ini dan dioperasikan pada beban dan kecepatan mesin yang berbeda. Hasil percobaan menunjukkan bahwa campuran CNG dan

solar menghasilkan performa mesin yang lebih baik dan meningkatkan karakteristik emisi dibandingkan dengan bahan bakar solar murni.

Talal dkk (2009) membuat pemodelan ANN, algoritma back-propagasi standar ditemukan menjadi pilihan yang optimal untuk pelatihan model. Sebuah jaringan persepsi multi-layer digunakan untuk pemetaan non-linear antara parameter input dan output. Ditemukan bahwa model ANN mampu memprediksi kinerja mesin dan emisi gas buang dengan koefisien korelasi 0,9884; 0,9838; 0,95707; dan 0,9934 untuk torsi mesin, BSFC, NO_x dan suhu gas buang, masing-masing. (Talal dkk, 2009)

Dua tahun kemudian, Chedthawut dkk (2009) meneliti tentang sebuah mesin diesel yang dimodifikasi untuk operasi gas alam untuk mengoptimalkan kinerja menggunakan bahan bakar gas. Sebuah variasi dari rasio pembakaran (CR) termasuk 9,0: 1, 9,5: 1, 10,0: 1 dan 10,5: 1 ini digunakan untuk mengevaluasi kinerja mesin dan emisi dari mesin yang sama dengan kecepatan mesin antara 1000 dan 4000 rpm.

Pengujian kinerja mesin termasuk torsi rem, daya rem, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) dan efisiensi termal pengereman. Tes emisi mencatat total hidrokarbon (THC), nitrogen oksida (NO_x) dan karbon monoksida (CO). Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menggunakan mesin

yang sama, natural gas menunjukkan peningkatan kinerja mesin sekitar 5,67% - 13,07%.

Dari range rasio kompresi yang ditentukan mulai dari 9:1 sampai 10,5:1, nilai rasio kompresi 9,5:1 memiliki efisiensi thermal yang paling tinggi pada saat kecepatan antara 1500 dan 2500 rpm. Rasio kompresi 10:1 menunjukkan torsi yang tinggi pada saat kecepatan rendah. Rasio kompresi 9,5:1 menunjukkan nilai konsumsi bahan bakar yang paling rendah.

Emisi THC sebanding dengan rasio kompresi. Emisi NO_x meningkat seiring dengan meningkatnya rasio kompresi, namun kemudian menurun setelah rasio kompresi 10:1. Konsentrasi rata-rata tertinggi CO didapatkan pada titik rasio kompresi 9:1. Kemudian emisi CO menurun sampai pada konsentrasi yang paling rendah pada rasio kompresi 9,5:1 sebelum kemudian meningkat kembali secara stabil seiring dengan bertambahnya nilai rasio kompresi.

Penelitian tentang penggunaan bahan bakar ganda untuk operasi mesin diesel tidak berhenti di sana. Fuyuan dkk (2012) mengkaji mengenai pengaturan kuantitas bahan bakar untuk mesin diesel berbahan bakar ganda CNG-Solar, efek pengaturan jumlah bahan bakar dan waktu penyemprotan sangat terlihat dan signifikan.

Pada penelitian ini, karakteristik emisi dari mesin diesel berbahan bakar ganda CNG-Solar dengan perbedaan pengaturan jumlah bahan bakar dan waktu penyemprotan yang dioptimalkan telah diselidiki. Tingkat emisi CO pada mode operasi bahan bakar ganda jauh lebih tinggi dibanding pada saat mode bahan bakar solar murni bahkan pada beban kerja tinggi yang menunjukkan bahwa terdapat beberapa area menguapnya api.

Mode bahan bakar ganda mengurangi emisi NO_x sebesar 30% jika dibandingkan dengan mode bahan bakar solar. Hal tersebut dikarenakan sebagian besar bahan bakar terbakar di bawah kondisi pra-campuran yang menghasilkan rendahnya temperatur sekitar.

Emisi HC yang tidak terbakar pada mode bahan bakar ganda jelas lebih tinggi jika dibanding pada mode bahan bakar murni mesin diesel, khususnya pada mode operasi beban kerja rendah sampai sedang. Dan sekitar 90% emisi THC adalah gas metana yang tidak terbakar, yang berarti api tidak merambat ke seluruh bahan bakar. Emisi THC berkurang secara signifikan dengan bertambahnya jumlah bahan bakar.

Berkat sifat pra-percampuran dari mode pembakaran dan struktur molekul metana, emisi PM jelas berkurang pada kondisi bahan bakar ganda. Emisi PM meningkat dengan bertambahnya pengaturan jumlah bahan bakar.

Beberapa waktu kemudian, Abhishek dkk (2013) meneliti tentang perbandingan eksperimental tentang beberapa campuran bahan bakar. Penelitian ini berkaitan dengan salah satu pendekatan tersebut di mana potensi campuran diesel-ethanol dan pengayaan CNG (Compressed Natural Gas) telah diselidiki.

Penelitian ini dimulai dengan tes kandungan etanol pada bahan bakar diesel, yang akan menjadi landasan perbandingan eksperimental antara kinerja dan karakteristik emisi campuran Diesel-Ethanol, kombinasi Diesel-CNG dan Diesel-Ethanol menyatu dengan pengayaan CNG.

Abhishek dkk (2013) mendapatkan bahwa etanol diesel campuran D95E5 (95% diesel 5% etanol) dengan pengayaan rendah CNG menghasilkan karakteristik kinerja emisi yang lebih baik dibandingkan dengan operasi diesel dasar serta operasi diesel-etanol campuran. Hasil juga digambarkan potensi etanol dalam mengurangi emisi NO_x , BSEC dan asap opacity.

Pada tahun yang sama, Alp dkk (2013) melakukan studi tentang program kontrol menggunakan PLC. Tujuan utama dari pekerjaan ini adalah untuk mengkonversi sistem injeksi mekanis mesin silinder diesel tunggal untuk sistem dual-fuel dikontrol secara elektronik.

Sistem baru terdiri dua injektor yang berbeda. Injector pertama memasok LPG (liquefied petroleum gas), yang supplies diesel. LPG disuplai melalui sistem injeksi bahan bakar pelabuhan yang terletak di pelabuhan asupan mesin dan diesel disuntikkan langsung ke ruang bakar sebelum pusat mati atas (TMA).

Semua injector pada studi yang dilakukan oleh Alp dkk (2013), dikendalikan oleh Programmable Logic Controller (PLC). Setelah adaptasi dan tes, silinder tunggal Lombardini LDA 450 jenis mesin diesel dimodifikasi untuk PLC dikontrol mesin penelitian dual-fuel tekanan tinggi.

Penelitian mengenai penggunaan bahan bakar ganda BioSolar-CNG untuk mesin diesel telah dilakukan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan oleh Tim Diesel Dual Fuel. Dengan menggunakan Motor Diesel Yanmar TF-85MH 1 silinder, Novianto (2014) melakukan studi mengenai Analisa Numerik Penggunaan Bahan Bakar Ganda pada Mesin Diesel 1 Silinder. Penelitian tersebut mengkaji tentang penggunaan bahan bakar ganda untuk operasi mesin diesel dengan menggunakan metode analisa numerik.

Selanjutnya Wijaya (2014) melakukan studi mengenai sistem penginjeksian bahan bakar gas pada modifikasi mesin diesel dual fuel. Studi ini mengkaji tentang bagaimana rancang bangun sistem

penginjeksian bahan bakar tersebut sehingga nantinya akan dapat dilakukan modifikasi penginjeksian campuran bahan bakar BioSolar-CNG pada mesin diesel dual fuel.

Setelah dilakukan studi mengenai rancang bangun sistem penginjeksian bahan bakar gas, Kurniawan (2014) melakukan studi tentang modifikasi pada fuel injection pump dan komponennya. Modifikasi tersebut meliputi penambahan packing yang mengubah derajat injeksi dan debit bahan bakar yang diinjeksikan serta perubahan torsi pada fuel injection bolt nut untuk merubah derajat injeksi.

Perlunya perubahan injeksi adalah karena addition dari bahan bakar alternative yaitu CNG, atau *Compressed Natural Gas* yang diberi porsi Solar 90% dan CNG 10%. Hasil dari perubahan injeksi dari standar 18 derajat ke, 22 derajat, 18 derajat dan 10 derajat menunjukkan hasil yang signifikan, berupa penghematan bahan bakar setelah ditembak CNG melebihi angka 10%, dan daya mesin yang meningkat pada injeksi standard an terjadi knocking pada 22 derajat sudut penginjeksian.

Studi mengenai modifikasi mesin diesel dual fuel di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan tidak berhenti di situ saja. Ikhsan (2014) melakukan studi mengenai bagaimana cara mengontrol modifikasi sistem penginjeksian bahan bakar ganda dibahas

dalam Rancang Bangun Sistem otomasi diesel dual fuel (DDF) dengan kontrol Programmable Logic Control (PLC).

Selanjutnya Hidayat (2014) melakukan studi tentang performa mesin diesel dual fuel yang telah dirancang. Studi tersebut dibahas dalam Kajian Eksperimental Unjuk kerja Dual Fuel Engine hasil modifikasi dari Diesel Engine.

2.2 Dasar Teori

- BioSolar

Bahan bakar solar adalah bahan bakar minyak hasil sulingan dari minyak bumi mentah, bahan bakar ini berwarna kuning coklat yang jernih. Penggunaan solar pada umumnya adalah untuk bahan bakar pada semua jenis mesin diesel dengan putaran tinggi (diatas 1000 rpm), yang juga dapat digunakan sebagai bahan bakar pada pembakaran langsung dalam dapur- dapur kecil yang lebih utama yakni pembakaran bersih. Minyak solar ini biasa disebut juga Gaas Oil, Automotive Diesel Oil, High Speed Diesel (Anonim, 2005).

Biosolar adalah campuran dari 90% dan 10% FAME (fatty acid methylester). Sedangkan FAME sendiri adalah minyak nabati, lemak hewan, atau minyak goreng bekas yang melalui proses transesterifikasi yang sebenarnya bias mereaksikan minyak- minyak itu dengan methanol dan katalisator

NaOH atau KOH. Secara umum, Biosolar lebih ramah lingkungan, pembakarannya bersih, biodegradable, mudah dikemas dan disimpan, dan juga merupakan bahan bakar yang dapat diperbarui. (Putra, 2011)

Tabel 2.1.Karakteristik Solar (Petrodiesel)

Fisika Kimia	Solar (Petrodiesel)
Kelembaban (%)	0,3
Engine Power	Energi yang dihasilkan 130.000 BTU
Viskositas	4,6 cts
Densitas	0,8750 g/mL
Bilangan Setana	53
Engine Torque	Sama
Modifikasi Engine	-
Konsumsi Bahan Bakar	Sama
Lubrikasi	Lebih Rendah
Ermisi	CO tinggi, total hidrokarbon, sulfur dioksida, dan Nitroksida
Penanganan Lingkungan	Flamable lebih tinggi Toxissitas lebih tinggi 10 kali
Keberadaan	<i>Non-renewable</i>

Sumber : CRE-ITB, 2001

Bahan bakar solar mempunyai sifat- sifat utama, yaitu :

- a. Tidak mempunyaik warna atau hanya sedikit kekuningan dan berbau
- b. Encer dan tidak mudah menguap pada suhu normal
- c. Mempunyai titik nyala (40°C sampai 100°C)
- d. Terbakar secara seponatan pada suhu 350°C

- e. Mempunyai berat jenis sekitar 0,82-0,86f
- f. Mampu menimbulkan panas yang besar (10.500 kkal/kg)
- g. Mempunyai kandungan sulfur yang lebih besar dari pada bensin.

- CNG (Compressed Natural Gas)

Gas alam terkompresi (Compressed natural gas, CNG) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini dianggap lebih 'bersih' bila dibandingkan dengan dua bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. (Cornell, 2008)

CNG dibuat dengan melakukan kompresi metana (CH₄) yang diekstrak dari gas alam. CNG disimpan dan didistribusikan dalam bejana tekan, biasanya berbentuk silinder. CNG dapat digunakan untuk mesin Otto (berbahan bakar bensin) dan motor diesel (berbahan bakar solar). Pengisian CNG dapat dilakukan dari sistem bertekanan rendah maupun bertekanan tinggi. Perbedaannya terletak dari biaya pembangunan stasiun vs lamanya pengisian bahan bakar.

Idealnya, tekanan pada jaringan pipa gas adalah 11 bar, dan agar pengisian CNG bisa berlangsung dengan cepat, diperlukan tekanan sebesar 200 bar, atau 197 atm, 197 kali tekanan udara biasa. Dengan tekanan sebesar 200 bar, pengisian CNG setara 130

liter premium dapat dilakukan dalam waktu 3-4 menit. (anonim, 2009)

Compressed Natural Gas (CNG) merupakan salah satu jenis gas alam ditinjau dari moda transportasinya. CNG merupakan gas alam yang dimampatkan dengan tekanan yang sangat besar (100 s/d 275 bar). Tekanan yang sangat besar menyebabkan sistem penyimpanan CNG membutuhkan tempat khusus untuk menahan tekanan tersebut. CNG disimpan dalam bejana tekan (pressure vessel). (Tomi, 2009)

Kendaraan gas alam (NGV) adalah kendaraan bahan bakar alternatif yang menggunakan gas terkompresi alam (CNG) atau gas alam cair (LNG) sebagai alternatif bersih untuk bahan bakar fosil lainnya. Kendaraan gas alam tidak harus kendaraan yang menggunakan propana (LPG), yang merupakan bahan bakar dengan komposisi yang berbeda secara fundamental. Di seluruh dunia, ada 14,8 juta kendaraan gas alam pada tahun 2011, yang dipimpin oleh Iran dengan 2,86 juta, Pakistan (2,85 juta), Argentina (2,07 juta), Brasil (1,70 juta), dan India (1,10 juta). (Anonim, 2012).

Natural gas dikompresi pada tangki bertekanan tinggi, yaitu 18-20 MPa dan lebih dikenal dengan sebutan Compressed Natural Gas (CNG). Komposisi utama dari hidrokarbon penyusun compressed natural gas (CNG) adalah metana (CH_4). Sedangkan

hidrokarbon lain yang terkandung dalam CNG adalah etana(C_2H_6), propana (C_3H_8), dan butana (C_4H_{10}).

Berdasarkan data dari Alternatif Fuel Data Centre 2004 didapatkan bahwa terdapat beberapa gas penyusun CNG yaitu karbon dioksida(CO_2), hidrogen sulfida (H_2S), Nitrogen (N_2), Helium (He), dan uap air. Kandungan yang terdapat dalam CNG adalah berasal dari bangkai hewan dan tumbuhan yang terpendam bertahun-tahun telah terurai. CNG berada pada lapisan dalam bumi dan berada di atas permukaan minyak bumi dikarenakan massa jenis dari CNG yang lebih ringan dari minyak bumi maupun air.

CNG harus disimpan dalam silinder tekanan tinggi (3000 psi untuk 3600 psi tekanan operasi), dan LNG harus disimpan dalam silinder cryogenic (-260F ke -200F). Silinder ini memakan lebih banyak tempat dari pada bensin atau tanki motor diesel yang menyimpan lebih banyak bahan bakar dan menggunakan ruang pada kendaraan. Tangki CNG biasanya terletak di bagasi kendaraan atau pickup, mengurangi ruang yang tersedia untuk kargo lainnya. Masalah ini dapat diatasi dengan menginstal tangki bawah badan kendaraan, atau di atap (khusus untuk bus), meninggalkan area kargo gratis.

Seperti bahan bakar alternatif lainnya, hambatan lain untuk digunakan secara luas dari NGVs adalah

distribusi gas bumi di stasiun pengisian bahan bakar serta rendahnya jumlah CNG dan LNG stasiun. (Ryan and Turton, 2007).

Pada umumnya komposisi maksimum dan minimum dari natural gas dapat dilihat pada tabel di bawah ini dalam persentase.

Tabel 2.2. Komposisi Gas Penyusun Natural Gas

Compound	Typical	Maximum	Minimum
Methane	87,3 %	92,8 %	79,0 %
Ethane	7,1 %	10,3 %	3,8 %
Propane	1,8 %	3,3 %	0,4 %
Butane	0,7 %	1,2 %	0,1 %
Nitrogen	2,2 %	8,7 %	0,5 %
Carbon Dioxide	0,9 %	2,5 %	0,2 %

Priyanto, 2012

Sangat penting mengetahui komposisi dari gas alam yang akan digunakan dalam percobaan dan analisa, hal ini dikarenakan perbedaan komposisi penyusun akan berbeda juga pada hasil proses pembakaran dalam motor diesel. Hal ini merupakan masalah bagi *engineer* dalam mendesain sistem bahan bakar untuk *CNG-diesel engine*.

Selain itu, variasi dalam komposisi *natural gas* akan menimbulkan kesulitan dalam peningkatan unjuk kerja dan minimalisasi emisi gas buang dari

mesin. Semenjak ditemukan bahwa kandungan metana dalam *natural gas* adalah yang terbesar dibanding gas yang lain semisal propane maupun etana, maka karakteristik dari *natural gas* adalah identik dengan metana.

Berdasarkan penelitian-penelitian yang sudah dilakukan, menyimpulkan bahwa *Compressed Natural Gas (CNG)* dalam penggunaannya sebagai bahan bakar pada mesin, menghasilkan tingkat emisi yang rendah, diantaranya adalah nitrogen oksid (NO_x), karbon monoksida (CO), dan karbon dioksida (CO_2). CNG merupakan bahan bakar yang ramah lingkungan merupakan salah satu faktor penyebab utama banyak negara yang mengembangkan CNG sebagai bahan bakar untuk konsumsikendaraan transportasi (*Gwilliam, 2000*).

Salah satu karakteristik dari gas alam adalah non-korosif. Karakteristik ini baik untuk mencegah terjadinya oksidasi pada tangki penyimpanan dan menyebabkan pengurangan kontaminasi terhadap gas tersebut. Gas alam memiliki karakteristik yang berbeda dengan bahan bakar konvensional disel. Perbedaan karakteristik tersebut dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 2.3 Perbedaan karakteristik CNG dan *diesel fuel*

Property	Compressed Natural Gas (CNG)	Conventional Diesel
Chemical Formula	CH ₄	C ₃ to C ₂₅
Molecular Weight	16,04	≈200
Composition by Weight, %		
Carbon	75	84-87
Hydrogen	25	13-16
Specific Gravity	0,424	0,81-0,89
Density, kg/m ³	128	802-886
Boiling Temperature, °C	-31,7	188-343
Freezing Point, °C	-182	-40-34,4
Flash Point, °C	-184	73
Autoignition Temperature, °C	540	316
Flammability Limits, % volume		
Lower	5,3	1
Higher	15	6
Specific Heat, J/kg K	-	1800

(Priyanto, 2012)

Selain itu, keunggulan yang lain dari penggunaan CNG sebagai bahan bakar adalah dalam segi ekonomis. Hal ini dapat dilihat dari perbandingan antara harga dari CNG dan solar yaitu RM 0.565 (AUD \$0.195) per liter dan RM 0.881 (AUD \$0.304) (Anonim, 2005).

Hal ini mengindikasikan dapat menghemat pengeluaran untuk konsumsi bahan bakar, harga yang relatif stabil dari bahan bakar CNG (Anonim,

2001). Sifatnya yang lebih ringan dari udara sehingga jika kebocoran, gas akan segera terlepas ke udara sehingga tidak terjadi konsentrasi gas yang dapat menimbulkan nyala api. Keunggulan dari CNG yang lain adalah Cadangan *natural gas* dunia yang melimpah, mencapai 6.112 triliun *cu ft* dan cadangan di Indonesia mencapai 98 triliun *cu ft*. (Anonim, 2006).

- Performa Mesin Diesel

Untuk mengetahui performa engine, maka diperlukan parameter seperti torsi, daya, dan sfoc.

a. Torsi

$$T = f \times b \dots\dots\dots(1)$$

Dimana : T = Torsi (kN.m)
 f = Gaya (N)
 b = Panjang Lengan (m)
 (Narotama,2010)

b. BHP

$$BHP = Ne = \frac{V.I.\cos\varphi}{\eta} \dots\dots\dots(2)$$

Dimana : V = tegangan (Volt)
 I = arus (ampere)
 Cos φ = sudut antara V dan I = 1
 η = efisiensi motor diesel-generator = 1
 (Hendyta,2009)

c. SFOC

Pada uji performa mesin, konsumsi bahan bakar adalah pengukuran massa flow rate bahan bakar. SFOC adalah pengukuran seberapa efektifnya mesin menyuplai bahan bakar untuk memproduksi daya.

$$\text{SFOC} = M_f / P \dots\dots\dots(3)$$

Dimana : P = Daya Engine (kW)

Mf = Laju aliran massa (gr/h)

• **Emisi Gas Buang**

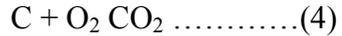
Emisi gas buang adalah sisa hasil pembakaran bahan bakar di dalam mesin pembakaran dalam, mesin pembakaran luar, mesin jet yang dikeluarkan melalui sistem pembuangan mesin.

Sisa hasil pembakaran berupa air (H₂O), gas CO atau disebut juga karbon monoksida yang beracun, CO₂ atau disebut juga karbon dioksida yang merupakan gas rumah kaca, NO_x senyawa nitrogen oksida, HC berupa senyawa Hidrat arang sebagai akibat ketidak sempurnaan proses pembakaran serta partikel lepas.

Proses terbentuknya gas buang :

a. *CO (Carbon Monoksida)*

Bila karbon didalam bahan bakar terbakar dengan sempurna, akan terjadi reaksi yang menghasilkan CO₂ sebagai berikut :



Apabila unsur oksigen udara tidak cukup, pembakaran tidak sempurna sehingga karbon di dalam bahan bakar terbakar dengan proses sebagai berikut:

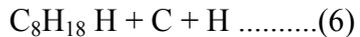


Emisi CO dari kendaraan banyak dipengaruhi oleh perbandingan campuran udara dengan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar (AFR). Jadi untuk mengurangi CO, perbandingan campuran harus dikurangi atau dibuat kurus (excess air). Namun akibatnya HC dan NO_x lebih mudah timbul serta output mesin menjadi berkurang.

b. *HC (Hydrocarbon)*

Sumber emisi HC dapat dibagi menjadi dua bagian, sebagai berikut :

- ✓ Bahan bakar yang tidak terbakar dan keluar menjadi gas mentah.
- ✓ Bahan bakar terpecah karena reaksi panas berubah menjadi gugusan HC lain yang keluar bersama gas buang :



Sebab utama timbulnya HC, sebagai berikut :

- ✓ Sekitar dinding-dinding ruang bakar bertemperatur rendah, dimana temperatur itu tidak mampu melakukan pembakaran.

✓ Missing (missfire)

✓ Adanya overlapping katup (kedua katup bersama-sama terbuka) sehingga merupakan gas pembilas/pembersih.

c. *NO₂ (Nitrogen Oksida)*

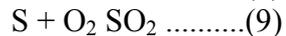
Jika terdapat unsur N₂ dan O₂ pada temperatur 1800 s/d 2000 °C akan terjadi reaksi pembentukan gas NO seperti berikut :



Diudara, NO mudah berubah menjadi NO₂, NO_x di dalam gas buang terdiri dari N₂, H₂O, CO₂, O₂ dan gas mulia. Bahan beracun 1%, 95% NO, 3-4% NO₂, dan sisanya N₂O, N₂O₃ dan Sebagainya.

d. *SO₂ (Sulfur Oksida)*

Bahan bakar bensin mengandung unsur belerang = S (sulfur). Pada saat terjadi pembakaran, S akan bereaksi dengan H dan O untuk membentuk senyawa sulfat dan sulfuroksida.



e. *Pb (Plumbum/Timbal)*

Timah hitam dalam bensin tidak bereaksi dalam proses pembakaran sehingga setelah pembakaran akan keluar tetap sebagai timah hitam (Pb).

f. *N₂ (Nitrogen)*

Udara yang digunakan untuk pembakaran dalam mesin, sebagian besar terdiri dari inert gas, yaitu N₂. Pada saat terjadi pembakaran, sebagian

kecil N_2 akan bereaksi dengan O_2 membentuk NO_2 , sebagian besar lainnya tetap berupa N_2 hingga keluar dari mesin.

g. O_2 (*Oksigen*)

Pembakaran yang tidak sempurna dalam mesin menyisakan oksigen ke udara. Oksigen yang tersisa ini semakin kecil bila mana pembakaran terjadi makin sempurna.

h. *Partikulat*

Partikulat terdiri dari unsur C (karbon) yang masih berupa butiran partikel, dan residu atau kotoran lain dihasilkan oleh pembakaran pada motor diesel. Partikulat sebagian besar dihasilkan oleh adanya residu dalam bahan bakar. Residu tersebut tidak ikut terbakar dalam ruang bakar, tetapi terbuang melalui pipa gas buang.

Pembakaran mesin diesel paling banyak menghasilkan partikulat karena didalam bahan bakar diesel mengandung banyak residu dengan kadar C yang banyak. Hal itu mengakibatkan setelah selesai proses pembakaran, karbon/arang yang tidak terbakar akan terbuang melalui pipa gas buang.

i. H_2O

H_2O merupakan hasil reaksi pembakaran dalam ruang bakar, dimana kadar air yang dihasilkan tergantung dari mutu bahan bakar. Makin banyak uap air dalam pipa gas buang, mengindikasikan pembakaran semakin baik. Semakin besar uap air yang dihasilkan, pipa knalpot tetap kelihatan bersih dan ini sekaligus menunjukkan makin bersih emisi yang dihasilkan.

Keterkaitan antara pencemaran udara di perkotaan dan kemungkinan adanya resiko terhadap kesehatan, baru dibahas pada beberapa dekade belakangan ini. Pengaruh yang merugikan mulai dari meningkatnya kematian akibat adanya episod smog sampai pada gangguan estetika dan kenyamanan.

Gangguan kesehatan lain diantara kedua pengaruh yang ekstrim ini, misalnya kanker pada paru-paru atau organ tubuh lainnya, penyakit pada saluran tenggorokan yang bersifat akut maupun khronis, dan kondisi yang diakibatkan karena pengaruh bahan pencemar terhadap organ lain seperti paru, misalnya sistem syaraf.

Karena setiap individu akan terpajan oleh banyak senyawa secara bersamaan, sering kali sangat sulit untuk menentukan senyawa mana atau kombinasi senyawa yang mana yang paling berperan memberikan pengaruh membahayakan terhadap kesehatan. (Tugaswati, 2010)

- MARPOL

MARPOL annex VI regulasi 13 membahas mengenai peraturan kadar NO_x baik yang dikeluarkan oleh mesin maupun akibat dari karakteristik bahan bakar. Dalam regulasi ini untuk mengatur emisi dari NO_x dibagi menjadi 3 tingkatan, sebagai berikut:

a. Tier I

Tingkatan ini untuk mesin diesel yang dipasang dikawal dengan tahun pembangunan 1 Januari 2000 sampai 1 Januari 2011. Adapun batasan berat NO_x yang dikeluarkan mesin dalam tingkatan ini, sebagai berikut:

- Berat NO_x 17.0 g/kWh untuk putaran mesin kurang
- Berat NO_x $45.0 \times n^{(-0.2)}$ g/kWh untuk putaran mesin lebih dari 130 rpm tetapi kurang dari 2000 rpm.
- Berat NO_x 9.8 g/kWh untuk putaran mesin lebih dari 2000 rpm.

b. Tier II

Tingkatan ini untuk mesin diesel yang dipasang dikawal dengan tahun pembangunan setelah 1 Januari 2011. Adapun batasan berat NO_x yang dikeluarkan mesin dalam tingkatan ini, sebagai berikut:

- Berat NO_x 14.4 g/kWh untuk putaran mesin kurang
- Berat NO_x $44.0 \times n^{(-0.23)}$ g/kWh untuk putaran mesin lebih dari 130 rpm tetapi kurang dari 2000 rpm.
- Berat NO_x 7.7 g/kWh untuk putaran mesin lebih dari 2000 rpm.

c. Tier III

Tingkatan ini untuk mesin diesel yang dipasang dikawal dengan tahun pembangunan setelah 1 Januari 2016. Adapun batasan berat NO_x yang dikeluarkan mesin dalam tingkatan ini, sebagai berikut:

- Berat NO_x 3.4 g/kWh untuk putaran mesin kurang

- Berat NO_x $9.0 \times n^{(-0.2)} \text{g/kWh}$ untuk putaran mesin lebih dari 130 rpm tetapi kurang dari 2000 rpm
- Berat NO_x 2.0 g/kWh untuk putaran mesin lebih dari 2000 rpm

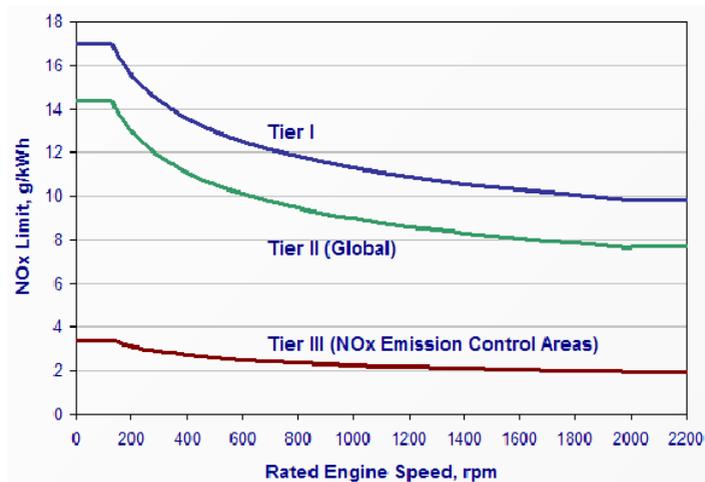
Tabel. 2.4. Batas Emisi MARPOL Annex VI

Tier	Date	NOx Limit, g/kWh		
		$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
Tier I	2000	17.0	$45 \cdot n^{-0.2}$	9.8
Tier II	2011	14.4	$44 \cdot n^{-0.23}$	7.7
Tier III	2016†	3.4	$9 \cdot n^{-0.2}$	1.96

† In NOx Emission Control Areas (Tier II standards apply outside ECAs).

(MARPOL Annex VI,2005)

Grafik 2.1. Batasan Emisi MARPOL Annex VI



(MARPOL Annex VI,2005)

Konversi satuan gr/ ³ ke satuan gr/kWh

Adapun proses perumusan dari konversi satuan ini, dapat dilihat sebagai berikut: (Hendyta, 2009)

- a. BHP (Ne) Motor Diesel

$$BHP = Ne = \frac{V.I.\cos\varphi}{\eta} \text{ (KW)} \dots\dots\dots(10)$$

Dimana:

V = tegangan (Volt)

I = arus (ampere)

$\cos \varphi$ = sudut antara V dan $I = 1$

η = efisiensi motor diesel-generator = 1

- b. Massa udara terbakar 1 kali daya (Mu)

$$Mua = Vb. \rho u \text{ (kg)} \dots\dots\dots(11)$$

dikarenakan tidak semua massa udara yang bisa ikut terbakar maka dengan efisiensi yang diambil dapat ditentukan μ menjadi

$$Mu = \eta_u . Mua \text{ (kg)} \dots\dots\dots(12)$$

Dimana:

A = Luas penampang torak (m^2)

L = Panjang langkah torak (m)

Vb = Volume ruang bakar (m^3)

η_u = efisiensi udara = 0,9

ρ_u = densitas udara (kg/m^3)

- c. Massa bahan bakar 1 kali daya (M_d)

Setelah melakukan eksperimen, di dapatkan data-data sebagai berikut :

t = waktu konsumsi bahan bakar dalam satuan menit

V_{bb} = Volume bahan bakar selama t (m^3)

ρ_d = massa jenis bahan bakar (kg/m^3)

Maka :

FCR = Flow Rate bahan bakar

$$\text{FCR} = V_{bb}/t \text{ (m}^3/\text{menit)} \quad \dots\dots\dots(13)$$

Dalam 1 menit terdapat kali daya yang menghasilkan. Maka terdapat rpm/2 kali penyemprotan bahan bakar dikarenakan mesin 4 tak sehingga V_d (Volume bahan bakar untuk 1 kali daya) dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$V_d = \text{FCR}/(\text{rpm}/2) \text{ (m}^3) \quad \dots\dots\dots(14)$$

Sehingga :

$$M_d = V_d \cdot \rho_d \text{ (kg)} \quad \dots\dots\dots(15)$$

- d. Massa gas buang 1 kali daya (M_x)

Massa gas buang untuk satu kali pembakaran adalah penjumlahan dari massa udara dan massa bahan bakar yang terbakar pada kondisi tersebut.

$$M_x = M_u + M_d \text{ (kg)} \quad \dots\dots\dots(16)$$

- e. Massa gas buang selama 1 menit kerja (M_m)
 Dikarenakan dalam 1 menit terdapat rpm/2 kali daya yang menghasilkan maka terdapat rpm/2 kali motor diesel menghembuskan gas buang.

$$M_m = \text{rpm}/2 \cdot M_x \text{ (kg)} \quad \dots\dots\dots(17)$$

- f. Massa gas buang selama 1 jam kerja (M_h)
 Massa ini didapatkan dengan mengkonversikan massa gas buang selama satu menit kerja menjadi satu jam kerja.

$$M_h = 60 \cdot M_m \text{ (kg)} \quad \dots\dots\dots(18)$$

- g. Flow rate gas buang untuk eksperimen (FR_x)
 Flow rate gas buang dipengaruhi oleh volume gas buang. Sehingga harus mencari volume gas buang yang digunakan untuk eksperimen adalah didapat dari massa gas buang tersebut dikonversikan dalam bentuk volume dengan densitas gas buang pada saat ini berdasarkan temperature gas buang. Diasumsikan temperatur gas buang sama dengan temperature exhaust manifold motor diesel. Perhitungan sebagai berikut:

Dari data eksperimen didapatkan temperatur exhaust manifold = T (°C), maka densitas gas buang dapat dihitung :

$$\rho_x = \frac{1.293 \times (273) \times 1.015}{(273 + T^{\circ}\text{C})} \quad (\text{kg/m}^3) \quad \dots\dots\dots(19)$$

Maka untuk volume gas buang dari massa gas buang motor diesel selama satu jam kerja adalah :

$$V_x = M_h \cdot \rho_x \quad (\text{m}^3) \quad \dots\dots\dots(20)$$

Flow rate gas buang adalah kondisi dimana V_x dihasilkan selama satu jam kerja motor diesel sehingga dapat ditentukan, bahwa :

$$\text{FR}_x = V_x \quad (\text{m}^3/\text{hr}) \quad \dots\dots\dots(21)$$

- h. Massa NO_x selama 1 jam kerja (MNO_x)
Setelah melakukan uji emisi, didapatkan data sebagai berikut :

$$k\text{NO}_x = \text{data dari pengujian emisi} \quad (\text{mg/m}^3)$$

Kemudian, data tersebut dikalikan dengan FR_x (Flow rate gas buang yang digunakan untuk eksperimen), sehingga perhitungan MNO_x adalah :

$$MNO_x = FR_x \cdot kNO_x \text{ (gr/hr)} \quad \dots\dots\dots(22)$$

- i. Massa NO_x untuk per kWh
 Dari hasil perhitungan sebelumnya, dapat dicari massa NO_x per kWh. Maksudnya adalah untuk mengetahui berapa banyak NO_x yang dihasilkan untuk 1 kW daya selama 1 jam.

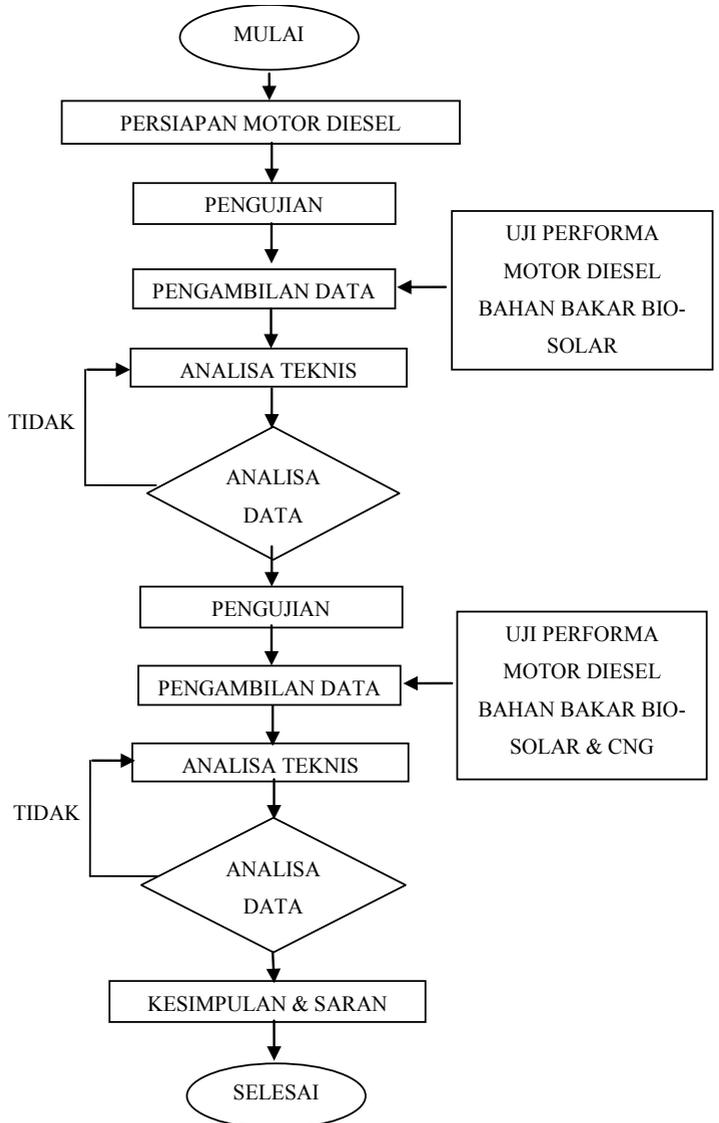
$$NO_x = \frac{MNO_x}{Ne} \quad \text{(gr/kWh)} \quad \dots\dots\dots(22)$$

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan pada penelitian ini adalah dengan menggunakan eksperimen. Eksperimen dilakukan dengan mengoperasikan motor diesel untuk mengetahui performa motor diesel dengan menggunakan dua perbandingan antara bahan bakar yang berbeda yaitu motor diesel dengan bahan bakar BioSolar dengan diesel dengan bahan bakar BioSolar- CNG. Detail pengerjaan adalah sebagai berikut :

1. Persiapan
2. Pengujian kinerja dan emisi gas buang motor diesel berbahan bakar BioSolar
3. Pengambilan data
Uji performa dan uji emisi gas buang pada motor diesel berbahan bakar BioSolar
4. Eksperimen modifikasi Dual Fuel Diesel Engine
5. Pengujian kinerja dan emisi gas buang motor diesel berbahan bakar BioSolar dan CNG
6. Pengambilan data
Uji performa dan uji emisi gas buang pada motor diesel berbahan bakar BioSolar dan CNG
7. Analisa data
8. Kesimpulan, saran dan rekomendasi

Detail langkah pengerjaan bisa dilihat di gambar 3.1 tentang *flowchart* pengerjaan skripsi.



Gambar 3.1 *Flowchart pengerjaan skripsi*

3.1 Persiapan

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan bahan dan data untuk menunjang jalannya penelitian. Melakukan pengecekan pada motor diesel mengenai kondisi mesin, basic performa mesin, full load dari motor diesel sebelum dilakukan percobaan. Data mesin yang digunakan adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1. Spesifikasi Motor diesel

Merk	:	Yanmar
Model	:	TF-85 MH
Tipe	:	<i>In line, single cylinder, 4 stroke, water cooled, direct injection</i>
Bore x Stroke (mm)	:	85 x 87
Piston Displacement (L)	:	0,493
Output / Crankshaft Speed (HP/rpm)	:	7,5/2200
Compressed Ratio	:	18 :1

Dalam pengujian performa atau unjuk kerja motor diesel harus dilakukan *engine setup* terlebih dahulu untuk mengetahui letak beban penuh pada setiap putaran yang divariasikan. Dalam pengujian *engine setup* ini digunakan bahan bakar BioSolar. Pada pengujian *engine setup* ini digunakan variasi putaran dari 1500, 1800, dan 2200 rpm. Hal ini bertujuan untuk mengetahui estimasi daya maksimum dan torsi maksimum pada putaran tertentu, dengan variasi beban 1000, 2000, 3000, 4000, dan 5000 watt. Adanya perbedaan putaran pada engine

dan alternator jadi digunakan puly sebagai penyeimbang putaran yang dihasilkan. Dengan variasi pembebanan maka dapat diketahui daya dan putaran yang dihasilkan.

Pembebanan Unjuk Kerja Diesel Engine

Untuk pembebanan pada unjuk kerja diesel engine ini menggunakan pembebanan dengan lampu sehingga didapat daya yang dihasilkan diesel engine. Pertama untuk pemilihan alternator yang disesuaikan dengan putaran diesel engine, yang dimaksudkan adalah saat diesel engine mencapai putaran maksimalnya maka alternatorpun mencapai putaran maksimal sehingga data yang diambil telah sinkron. Untuk penelitian ini alternator yang didapat di pasaran tidak sesuai dengan putaran pada diesel engine, sehingga diperlukan perhitungan untuk menentukan diameter puly sebagai bahan untuk menyingkronkan putaran diesel engine dengan putaran alternator. Berikut perhitungannya :

Perhitungan Puly

$$\begin{aligned} \text{perbandingan } \emptyset \text{ puly} &= \text{rpm engine} / \text{rpm} \\ \text{alternator} &= 2200 / 1500 \\ &= 1,4666667 \end{aligned}$$

Pemilihan Puly

$$\begin{aligned} \emptyset \text{alternator} &= \emptyset \text{ puly engine} / \text{perbandingan } \emptyset \text{ puly} \\ &= 11 / 1,467 \\ &= 7,5 \text{ cm} \end{aligned}$$

Dengan begitu puly yang digunakan adalah dengan diameter 7,5 cm. Untuk pembebanannya menggunakan lampu dengan daya total 5 kW, oleh karena itu dibutuhkan instalasi kabel yang sesuai dengan beban

lampu tersebut, untuk pemilihan kabel pengaman dapat dilihat dari tabel berikut :

Tabel 3.2 Tabel pengaman kabel

Penampang kabel (mm ²)	KHA (Ampere)	Pengaman (Ampere)
1	11	2,4,6
1,5	14	10
2,5	20	15
4	25	20
6	31	25
10	43	35
16	75	60
25	100	80

Dari data diatas maka dipilih kabel dengan penampang 2,5 mm², sehingga keamanan untuk sistem kelistrikan dapat terjamin.

3.2 Pengujian Kinerja dan Emisi Gas Buang Motor Diesel Berbahan Bakar Solar

Pada tahap ini dilakukan pengujian kinerja dan emisi gas buang motor diesel dengan bahan bakar BioSolar dan dikerjakan di laboratorium mesin kapal dan getaran ITS, pengujian ini dilakukan untuk mendapatkan hasil uji performa dan emisi gas buang serta dapat digunakan sebagai pembanding.

3.3 Pengambilan Data

Pada tahap ini dilakukan pengambilan data hasil uji performa dan emisi gas buang dari motor diesel berbahan bakar BioSolar. Data yang didapatkan dengan

menggunakan variasi pembebanan yang berbeda pada motor diesel. Data yang dihasilkan akan disampaikan dalam bentuk grafik dan tabel.

- **Uji Performa dan Emisi Motor Diesel**

Pelaksanaan percobaan pada tahap ini dengan memakai BioSolar pertamina. Data yang akan diambil adalah daya yang dihasilkan engine dan SFOC (*specific fuel oil consumption*), serta kandungan NO_x untuk percobaan dengan *variable speed* dan *constant speed*.

3.4 Eksperimen Modifikasi Dual Fuel Diesel Engine

Pada tahap ini akan dilakukan pemasangan alat yang digunakan untuk pencampuran dual fuel diesel engine dan juga otomasinya. Pada proses modifikasi sistem dari CNG akan dimasukkan pada intake manifold pada motor diesel dengan pengaturan debit yang sudah diperhitungkan. Sedangkan bahan bakar Bio-Solar juga telah diatur sehingga bahan bakar yang diinjeksikan lebih sedikit dibanding dengan motor diesel sebelum dilakukan modifikasi.

3.5 Pengujian Kinerja dan Emisi Gas Buang Motor Diesel Berbahan Bakar Solar dan CNG

Pada tahap ini dilakukan pengujian kinerja dan emisi gas buang motor diesel dengan bahan bakar BioSolar dan CNG, dikerjakan di laboratorium mesin kapal dan getaran ITS, pengujian ini dilakukan untuk mendapatkan hasil uji performa dan uji emisi gas buang dari modifikasi dual fuel diesel engine.

3.6 Pengambilan Data

Pada tahap ini dilakukan pengambilan data berupa perbandingan performa dan emisi gas buang dari dua motor diesel yang berbeda yakni motor diesel dengan bahan bakar BioSolar dan motor diesel dengan bahan bakar ganda, BioSolar-CNG. Data yang didapatkan berupa perbandingan dengan menggunakan variasi pembebanan yang berbeda pada motor diesel. Data yang dihasilkan akan disampaikan dalam bentuk grafik dan tabel.

- **Uji Performa dan Emisi Gas Buang Motor Diesel**

Pelaksanaan percobaan pada tahap ini dengan memakai motor diesel berbahan bakar ganda antara BioSolar dan CNG, untuk pengujian uji performa dual fuel diesel engine ini massa antara CNG dan BioSolar akan divariasikan sehingga mendapatkan nilai yang paling optimum dengan harga SFOC yang rendah.

Pada pengambilan data uji performa, secara bertahap dilakukan pendataan BioSolar, 10% CNG, 20% CNG, dan 30% CNG secara berurutan. Data yang diambil adalah data-data seperti arus, tegangan, dan rpm. Data-data tersebut nantinya akan digunakan untuk mendapatkan nilai SFOC, SEC, data perbandingan campuran bahan bakar pada full load, dll.

Pada pengambilan data uji emisi, yang akan diambil adalah data jumlah kandungan NOx. Mekanisme uji emisi beserta penentuan jumlah titik

yang harus diambil dilakukan mengacu pada test cycles ISO 8178. Berdasarkan aturan tersebut terdapat 12 titik uji yang harus dilakukan, masing-masing 4 titik pada biosolar, campuran 10% CNG, dan campuran 20% CNG. Data uji emisi nantinya akan digunakan untuk menentukan perbandingan mesin diesel pada penggunaan masing-masing bahan bakar. Selain itu juga akan digolongkan berdasarkan peraturan IMO Annex VI tentang batas kandungan emisi yang diperbolehkan.

3.7 Analisa Data

Pada bagian ini dilakukan analisa dengan berbekal data-data yang telah diperoleh dari hasil uji performa untuk menjawab pertanyaan yang mendasari penelitian ini, yaitu Bagaimana pengaruh penggunaan bahan bakar ganda BioSolar-CNG terhadap kinerja mesin dan emisi gas buang pada motor diesel?

3.8 Kesimpulan

Di tahap ini telah dapat dilakukan penarikan kesimpulan dan jawaban dari permasalahan yang mendasari penelitian ini.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan hasil dan pembahasan pada uji performa mesin dan emisi gas buang motor diesel. Bahan bakar yang digunakan adalah Biosolar, campuran BioSolar-CNG10%, campuran BioSolar-CNG 20%, dan campuran BioSolar-CNG 30%. Adapun pokok bahasan dalam bab ini adalah kinerja termasuk didalamnya daya, torsi, SFC (Specific Fuel Consumption) dan SEC (Specific Energy Consumption), kemudian kandungan NO_x. Selain itu juga mempelajari pengaruh penambahan CNG terhadap kebutuhan bahan bakar biosolar.

4.1 Kinerja Mesin Diesel

Pengujian unjuk kerja pada motor diesel ini bertujuan untuk mengetahui kinerja dari motor diesel dengan melihat daya, torsi, SFC (*specific fuel consumption*), dan SEC (*Specific Energy Consumption*) melalui eksperimen. Bahan bakar biosolar digunakan sebagai acuan untuk pembandingan dalam mengukur unjuk kerja diesel engine.

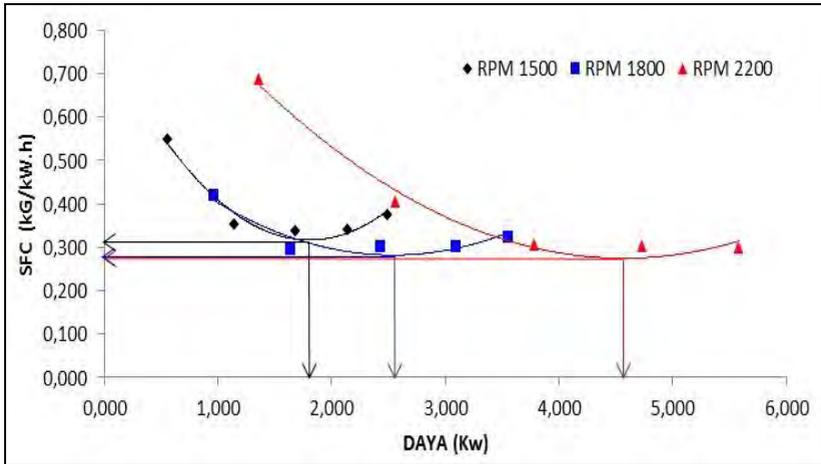
Berikut pada Grafik 4.1 adalah SFC fungsi daya pada putaran mesin 1500, 1800 dan 2200 rpm dengan menggunakan bahan bakar 100% biosolar. Dengan melihat grafik 4.1 maka dapat ditentukan full load pada masing-masing putaran. Disamping itu dapat diketahui juga kebutuhan bahan bakar spesifik yang paling hemat. Full load atau beban penuh dapat ditetapkan dengan jalan melihat trendline grafik yaitu pada saat specific fuel consumption paling ekonomis. Pada grafik 4.1 masing-masing putaran yaitu 1500, 1800 dan 2200 rpm berturut-

turut ditunjukkan dengan anak panah kebawah yaitu 1,800, 2,440 dan 3,820 kW.

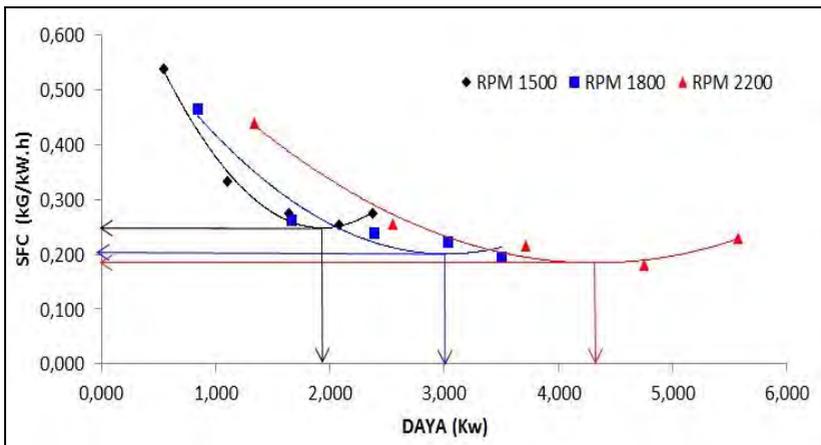
Dengan cara yang sama seperti pada penentuan full load, maka SFC dapat dibaca kearah samping seperti yang ditunjukkan dengan anak panah (lihat grafik 4.1). Hasil bacaan yang diperoleh adalah pada putaran 1500 didapat 0,30 kg/kW.h, sedangkan pada putaran 1800 didapat 0,28 kg/kW.h, dan pada putaran 2200 didapat 0,3 kg/kW.h.

Grafik 4.2 adalah hasil eksperimen dengan variasi putaran yang sama yakni 1500, 1800, dan 2200 rpm. Adapun bahan bakar yang digunakan adalah komposisi dari bio-solar pertamina dengan CNG (*compressed natural gas*) dimana telah diatur debit yang dikeluarkan adalah 10% dari jumlah bahan bakar solar. Dengan cara yang sama seperti pada grafik 4.1 maka dapat ditetapkan besarnya full load adalah 1,280 kW pada putaran 1500 rpm. Pada putaran 1800 rpm diperoleh daya sebesar 2,02 kW sedangkan pada putaran 2200 rpm diperoleh daya sebesar 2,700 kW.

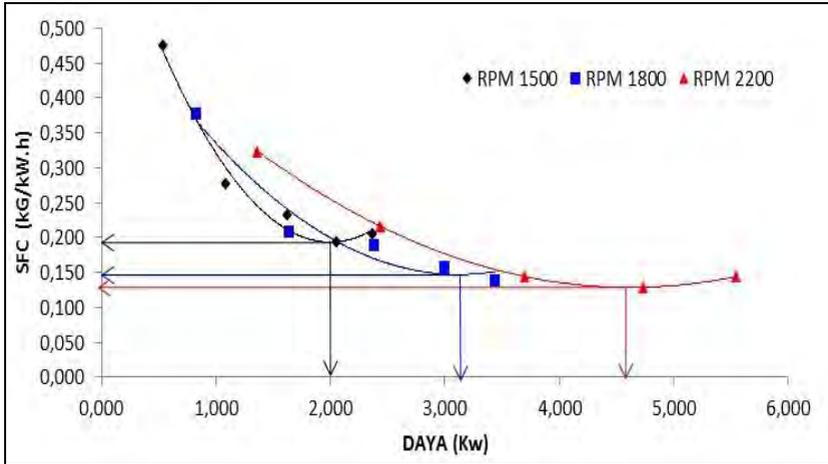
Sedangkan SFC yang dihasilkan pada bahan bakar CNG 10% adalah 0,370 kg/kW.h pada putaran 1500 rpm, 0,325 kg/kW.h. pada putaran 1800 rpm dan 0,335 kg/kW.h. pada putaran 2200 rpm. SFC disini dimaksudkan adalah kebutuhan biosolar dan CNG, sehingga jika dibandingkan dengan 100% solar nampak lebih banyak.



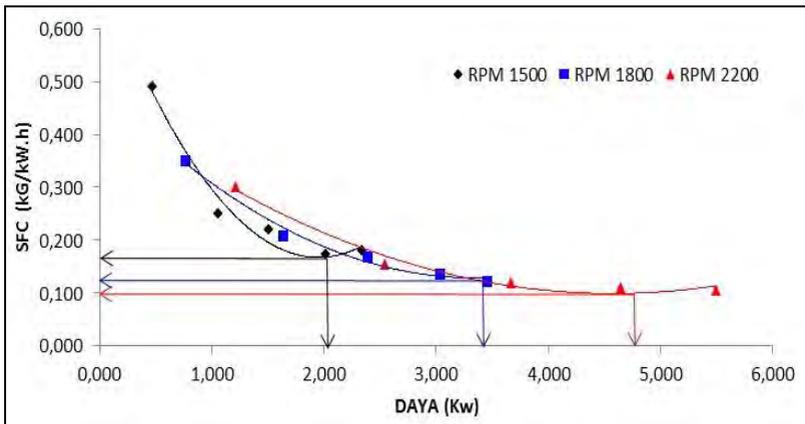
Grafik 4.1 Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar Bio-Solar pada putaran konstan



Grafik 4.2 Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar Bio-Solar & 10% CNG pada putaran konstan



Grafik 4.3 Perbandingan SFC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar & 20% CNG pada putaran konstan



Grafik 4.4 Perbandingan SFC dengan Daya dari Bahan Bakar Bio-Solar & 30% CNG pada putaran konstan

Grafik 4.3 adalah hasil eksperimen dengan variasi putaran 1500, 1800, dan 2200 RPM. Bahan bakar yang digunakan adalah komposisi bio-solar Pertamina dan ditambahkan CNG (*compressed natural gas*) yang telah diatur debit yang dikeluarkan adalah 20% dari jumlah bahan bakar solar. Pada 20% CNG daya yang dihasilkan pada full load adalah 1,200 kW pada putaran 1500 rpm, 1,800 kW pada putaran 1800 rpm dan 2,500 kW pada putaran 2200 rpm.

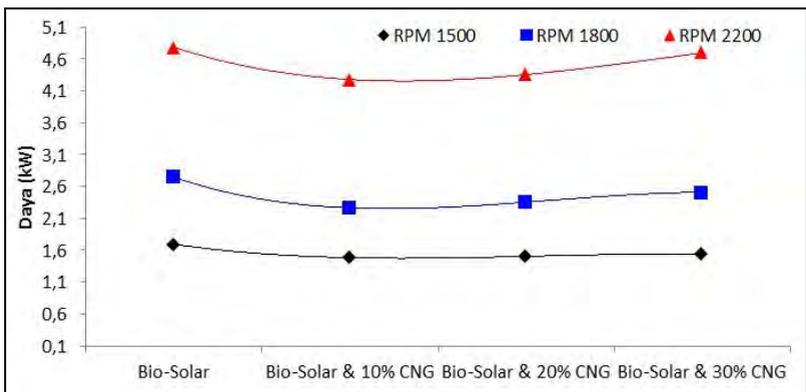
Sedangkan SFC untuk mencapai daya full load dari pembacaan grafik 4.3 adalah pada putaran 1500 didapat 0,280 kg/kW.h, sedangkan pada putaran 1800 didapat 0,325 kg/kW.h dan pada putaran 2200 didapat 0,29 kg/kW.h. Penurunan kebutuhan biosolar pada CNG 20% tidak terlalu banyak apabila dibandingkan dengan CNG 10%.

Grafik 4.5 adalah perbandingan daya pada putaran mesin 1500, 1800, dan 2200 rpm. Perbandingan tersebut menggunakan bahan bakar 100% biosolar, biosolar & 10% CNG, biosolar & 20% CNG, serta biosolar & 30% CNG. Daya tersebut dijadikan pada satu grafik dimana grafik tersebut membandingkan daya pada 100% beban.

Dari perbandingan daya pada grafik 4.4 dapat diketahui bahwa, dengan percampuran bahan bakar CNG 10%, 20%, 30% dapat mengakibatkan penurunan daya. Jika dibandingkan, pada putaran 2200 RPM bahan bakar biosolar dengan 10% CNG menurun 0,92%, kemudian pada 20% CNG menurun 0,92%, dan pada 30% CNG menurun 93%. Pada RPM 1800 daya yang dihasilkan menurun 0,88%; 0,88%, dan 0,89% saat bahan bakar masing-masing 10%, 20%, dan 30% CNG. Pada saat

putaran 1500 daya tetap turun saat 10% CNG dengan presentase 0,95% dan 0,94% pada saat 20% CNG, serta 0,93% pada saat 30% CNG.

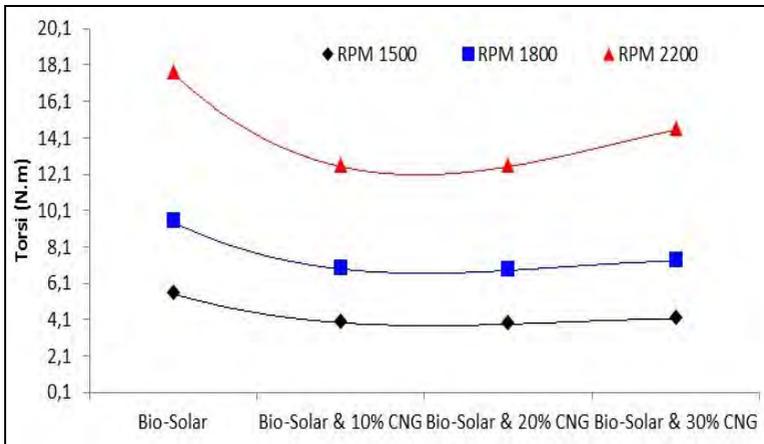
Hal ini dikarenakan dengan ditambahkannya CNG, maka bahan bakar solar akan berkurang yang mengakibatkan heating value yang dihasilkan juga menurun.



Grafik 4.5 Grafik perbandingan daya pada 100% beban

Pengujian untuk mengetahui torsi yang dihasilkan dengan perbandingan tiga bahan bakar yang berbeda ini dilakukan dengan full load. Pada grafik tersebut kecenderungan bahan bakar biosolar dengan penambahan CNG menghasilkan torsi yang lebih kecil dibandingkan dengan biosolar pada setiap menaikkan beban dengan variasi putaran.

Pada grafik 4.6 dapat ditentukan bahwa torsi mengalami penurunan seiring penambahan CNG, dengan bahan bakar CNG 10% & 20% mengakibatkan penurunan torsi.

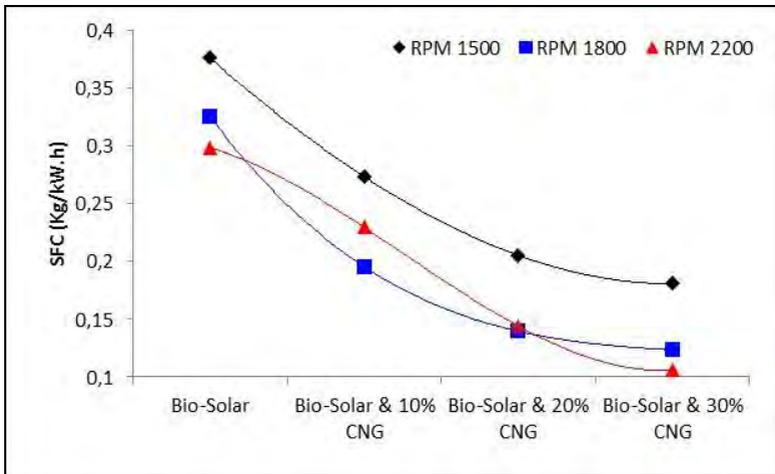


Grafik 4.6 Grafik perbandingan Torsi pada 100% beban

Jika dibandingkan, pada putaran 2200 RPM bahan bakar biosolar dengan 10% CNG menurun 0,71%. Sedangkan pada 20% CNG menurun 0,70%. Pada RPM 1800 torsi yang dihasilkan menurun 0,73%, dan 0,72% saat bahan bakar 20% CNG. Pada saat putaran 1500 daya tetap turun saat 10% CNG dengan presentase 0,709% dan 0,708% pada saat 20% CNG.

Hal ini sama halnya pada daya yang dihasilkan, dimana mengalami penurunan. Penyebab penurunan tersebut karena perbedaan kalor jenis bahan bakar yang menurun, sehingga daya dan torsi mengalami penurunan jika ditambahkan CNG.

Berikut perbandingan SFC dalam satu grafik yang membandingkan beban maksimal pada tiap eksperimen, berikut grafiknya.



Grafik 4.7 Perbandingan SFC pada 100% beban

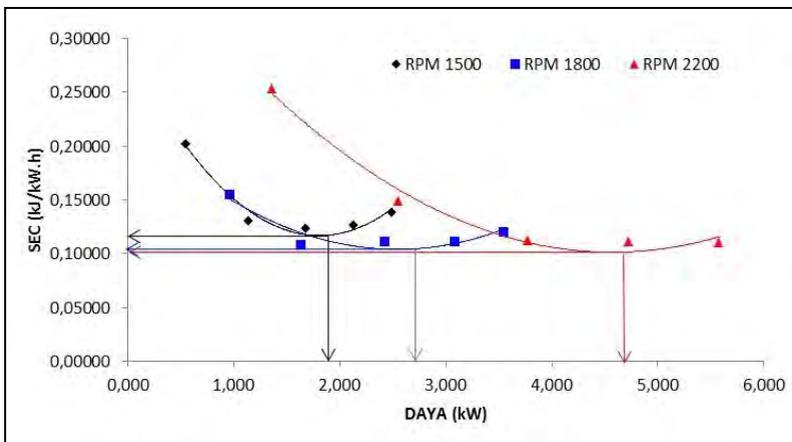
Grafik 4.7 adalah perbandingan dari SFC pada putaran 1500, 1800, dan 2200 RPM. Jika dibandingkan dengan penggunaan bahan bakar solar, pada RPM 1500 dengan 10% CNG naik 1,24% dan turun 0,87% pada 20% CNG. Dengan 10% CNG pada RPM 2200 naik 1,17% dibandingkan dengan SFC bahan bakar biosolar, dan turun 0,97% dengan 20% CNG. Dengan CNG 10% pada RPM 1800 SFC naik 1,22% dan naik 1,20% dengan 20% CNG.

Terjadinya perbedaan konsumsi bahan bakar bisa disebabkan pengaruh viskositas antara biosolar dan CNG, selain itu perbedaan nilai kalor.

Berikutnya dengan cara yang sama untuk menentukan beban maksimal pada SEC, dilakukan pada putaran mesin 1500, 1800, dan 2200 rpm. Pada grafik 4.8 merupakan SEC dengan bahan bakar 100% biosolar, kemudian dengan mengacu pada garis panah maka dapat

ditentukan full load pada masing-masing putaran. Disamping itu dapat diketahui juga energi spesifik yang dikonsumsi. Full load atau beban penuh dapat ditetapkan dengan jalan melihat trendline grafik yaitu pada saat specific energy consumption paling rendah. Pada grafik 4.8 masing-masing putaran yaitu 1500, 1800 dan 2200 rpm berturut-turut ditunjukkan dengan anak panah kebawah yaitu 1,840, 2,500 dan 3,950 kW.

Dengan cara yang sama seperti pada penentuan full load, maka SEC dapat dibaca kearah samping seperti yang ditunjukkan dengan anak panah (lihat grafik 4.7). Hasil bacaan yang diperoleh adalah pada putaran 1500 didapat 0,220 kJ/kW.h, sedangkan pada putaran 1800 didapat 0,195 kJ/kW.h, dan pada putaran 2200 didapat 0,215 kJ/kW.h.



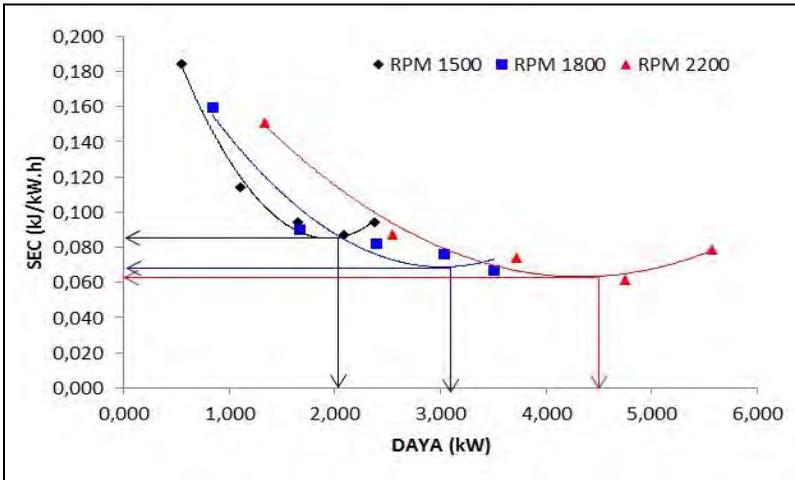
Grafik 4.8 Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar pada putaran konstan

Grafik 4.9 adalah hasil eksperimen dengan variasi putaran yang sama yakni 1500, 1800, dan 2200 rpm. Adapun bahan bakar yang digunakan adalah komposisi dari bio-solar pertamina dengan CNG (*compressed natural gas*) dimana telah diatur debit yang dikeluarkan adalah 10% dari jumlah bahan bakar solar. Dengan cara yang sama seperti pada grafik 4.8 maka dapat ditetapkan besarnya full load adalah 1,290 kW pada putaran 1500 rpm. Pada putaran 1800 rpm diperoleh daya sebesar 2,000 kW sedangkan pada putaran 2200 rpm diperoleh daya sebesar 2,750 kW.

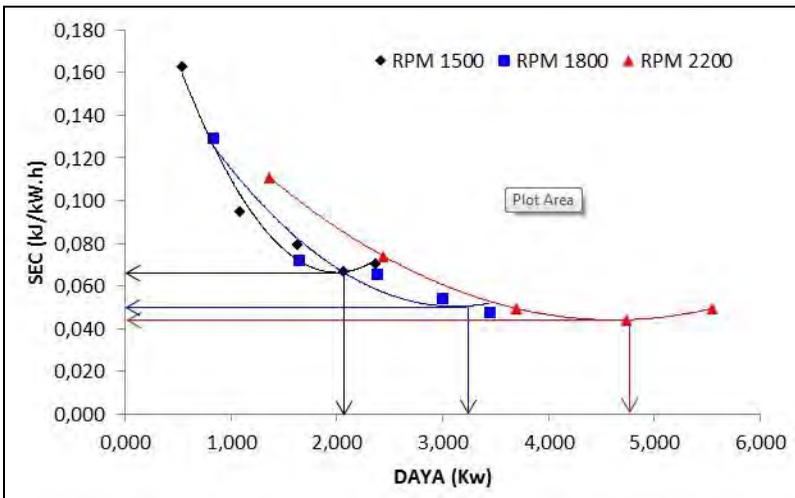
Sedangkan SEC yang dihasilkan pada bahan bakar CNG 10% adalah 0,245 kJ/kW.h pada putaran 1500 rpm, 0,227 kJ/kW.h pada putaran 1800 rpm dan 0,230 kJ/kW.h pada putaran 2200 rpm. SEC disini dimaksudkan adalah kebutuhan energi yang dibutuhkan motor diesel.

Grafik 4.10 adalah hasil eksperimen dengan variasi putaran 1500, 1800, dan 2200 RPM. Bahan bakar yang digunakan adalah komposisi bio-solar dan ditambahkan CNG (*compressed natural gas*) yang telah diatur debit yang dikeluarkan adalah 20% dari jumlah bahan bakar solar. Pada komposisi 20% CNG daya yang dihasilkan pada full load adalah 1,220 kW pada putaran 1500 rpm, 1,820 kW pada putaran 1800 rpm dan 2,480 kW pada putaran 2200 rpm.

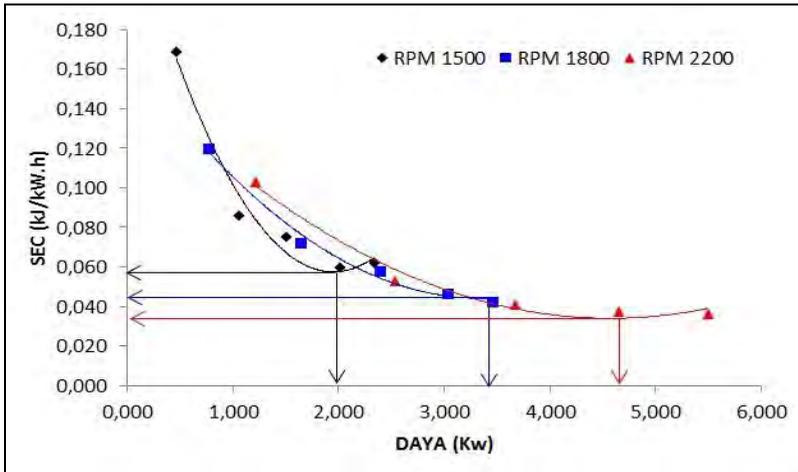
Sedangkan SEC untuk mencapai daya full load dari pembacaan grafik 4.10 adalah pada putaran 1500 didapat 0,165 kJ/kW.h, sedangkan pada putaran 1800 didapat 0,195 kJ/kW.h dan pada putaran 2200 didapat 0,175 kJ/kW.h.



Grafik 4.9 Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar & 10% CNG pada putaran konstan

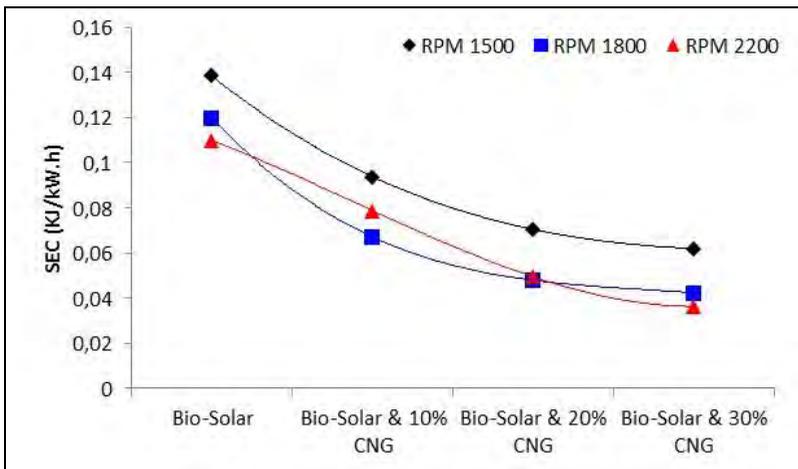


Grafik 4.10 Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar & 20% CNG pada putaran konstan



Grafik 4.11 Perbandingan SEC dengan Daya yang dihasilkan dari Bahan Bakar Bio-Solar & 30% CNG pada putaran konstan

Setelah itu dibandingkan pada satu grafik dimana grafik tersebut membandingkan daya pada beban maksimal, berikut grafiknya.



Grafik 4.12 Perbandingan SEC pada 100% beban

Dari grafik 4.12 diketahui perbandingan dari SEC pada putaran 1500, 1800, dan 2200 RPM. Dengan 10% CNG naik 1,09% pada RPM 1500, dan turun 0,75% dengan 20% CNG. Dengan 10% CNG pada RPM 2200 naik 1,07% dibandingkan dengan SEC bahan bakar biosolar, dan turun 0,72% dengan 20% CNG. Dengan CNG 10% pada RPM 1800 SEC naik 1,16%, dan kembali sama seperti SEC saat menggunakan bahan bakar biosolar dengan 20% CNG.

Terdapat heating value dimana komposisi bahan bakar sangat mempengaruhi, dibuktikan pada grafik 4.12. Dimana saat menggunakan bahan bakar solar memiliki nilai kalor lebih tinggi dari pada CNG. Pada saat 10% CNG SEC meningkat lebih tinggi,

dikarenakan SEC dipengaruhi oleh konsumsi bahan bakar, sesuai dengan grafik 4.7 yang membahas tentang SFC.

4.2 Pengaruh CNG Pada Konsumsi Bahan Bakar Motor Diesel

Dengan menggunakan CNG (*Compressed Natural Gas*) untuk penambahan bahan bakar konvensional yakni bio-solar, analisa yang didapatkan peneliti ada pada tabel 4.1. Data pada tabel tersebut menjelaskan banyaknya jumlah bahan bakar per injeksi. Pada tabel dapat diambil data pada RPM 1500 dengan beban 0 kW, dengan bahan bakar konvensional jumlah perinjeksi 0,0055 ml, sedangkan pada saat 10% CNG jumlah biosolar perinjeksi 0,0029 ml, 0,0027 ml. Data selanjutnya dapat dilihat pada tabel 4.1 sesuai dengan cara diatas.

Dengan banyak ditambahkan CNG, maka jumlah bahan bakar biosolar yang diinjeksikan semakin sedikit. Untuk pengurangan bahan bakar dapat

menggunakan packing untuk governor, sehingga dapat mengurangi debit solar.

Untuk pengaturan bahan bakar CNG yang masuk ke motor diesel, dapat diatur dengan flow meter. Tetapi ada batasan dimana CNG yang masuk hanya bisa 20% dari bahan bakar biosolar, dikarenakan terjadi knocking. Adapun jika terjadi penambahan beban maka yang bertambah adalah jumlah bahan bakar biosolar.

Tabel. 4.1. Tabel Jumlah Banyaknya bio-Solar/ Injeksi

RPM	BEBAN (kW)	Bio-Solar (ml)	Biosolar & 10% CNG (ml)	Biosolar & 20% CNG (ml)	Biosolar & 30% CNG (ml)
1500	0	0,0067	0,0041	0,0046	0,0054
	1	0,0082	0,0048	0,0053	0,0062
	2	0,0108	0,0055	0,0063	0,0077
	3	0,0151	0,0069	0,0078	0,0094
	4	0,0195	0,0073	0,0083	0,011
	5	0,025	0,0088	0,0101	0,0136
1800	0	0,0069	0,004	0,0044	0,0052
	1	0,009	0,0047	0,0054	0,0068
	2	0,0108	0,006	0,006	0,0076
	3	0,0163	0,007	0,0078	0,01
	4	0,028	0,0072	0,0082	0,0117
	5	0,0256	0,0074	0,0083	0,0119
2200	0	0,0144	0,005	0,0057	0,0074
	1	0,017	0,0052	0,0063	0,0084
	2	0,0188	0,0056	0,0075	0,0092
	3	0,021	0,0063	0,0076	0,0114
	4	0,026	0,0073	0,0087	0,0121
	5	0,0303	0,0083	0,0114	0,0182

Sehingga CNG dapat masuk sesuai dengan ukuran dan tekanan yang telah disesuaikan, pengaturan hanya dilakukan untuk pertama kali sesaat sebelum running.

Pada tabel 4.2 dapat diketahui jumlah banyaknya CNG per injeksi yang masuk ke dalam ruang bakar.

Tabel. 4.2. Tabel Jumlah Banyaknya CNG/ Injeksi

RPM	BEBAN (kW)	10% CNG (ml)	20% CNG (ml)	30% CNG (ml)
1500	0	0,00041	0,00046	0,0054
	1	0,00048	0,00053	0,0062
	2	0,00055	0,00063	0,0077
	3	0,00069	0,00078	0,0094
	4	0,00073	0,00083	0,011
	5	0,00088	0,00101	0,0136
1800	0	0,0004	0,00044	0,0052
	1	0,00047	0,00054	0,0068
	2	0,0006	0,0006	0,0076
	3	0,0007	0,00078	0,01
	4	0,00072	0,00082	0,0117
	5	0,00074	0,00083	0,0119
2200	0	0,0005	0,00057	0,0074
	1	0,00052	0,00063	0,0084
	2	0,00056	0,00075	0,0092
	3	0,00063	0,00076	0,0114
	4	0,00073	0,00087	0,0121
	5	0,00083	0,00114	0,0182

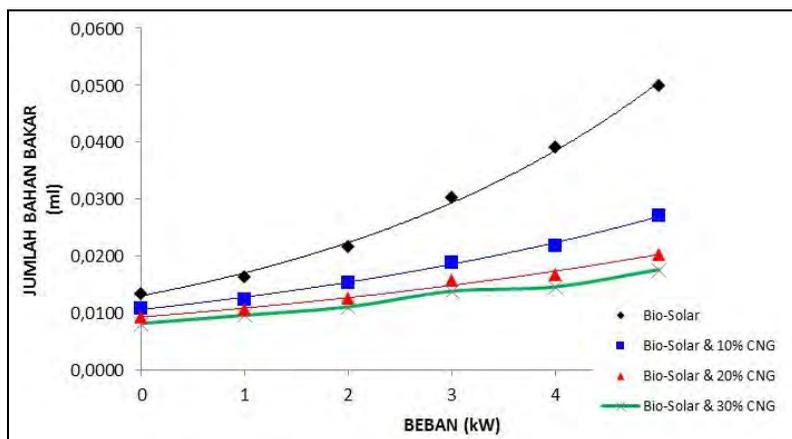
Mengacu pada tabel 4.2 pada rpm 1500 dengan jumlah 10% CNG , pada beban 0 kW jumlah CNG per injeksi yang masuk ke ruang bakar adalah 0,00041 ml. Sedangkan pada saat 20% CNG, jumlah CNG yang diinjeksikan adalah 0,0054 ml. Untuk seterusnya dapat dilihat pada tabel 4.2.

Jumlah CNG yang masuk kedalam ruang bakar maksimal hanya 20% dari jumlah bahan bakar, karena jika lebih dari itu akan terjadi knocking. Sedangkan jika

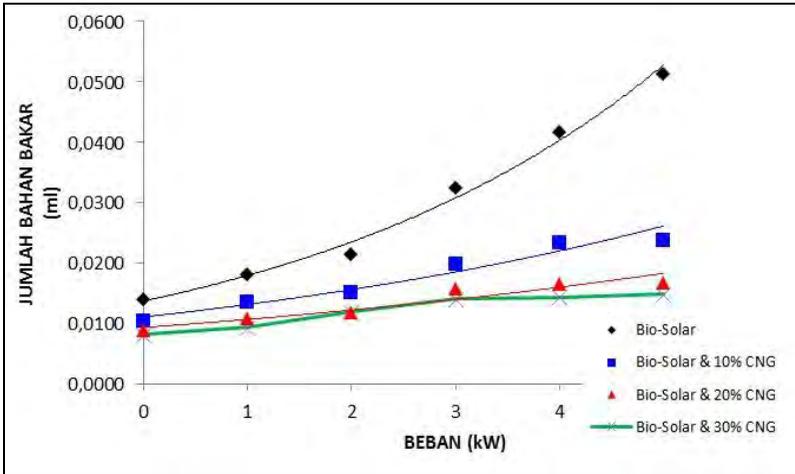
load yang diberikan terus meningkat, maka bahan bakar yang dikonsumsi semakin banyak adalah biosolar. Pengaturan masuknya CNG diatur pada awal eksperimen dengan variabel yang ditentukan.

Pada grafik 4.13, 4.14, dan 4.15 merupakan grafik perbandingan bahan bakar biosolar pada RPM 1500, 1800, dan 2200, grafik tersebut memperlihatkan berkurangnya jumlah bahan bakar saat ditambahkan bahan bakar CNG, semakin banyak CNG yang dimasukkan maka semakin sedikit jumlah bio-solar yang dikonsumsi.

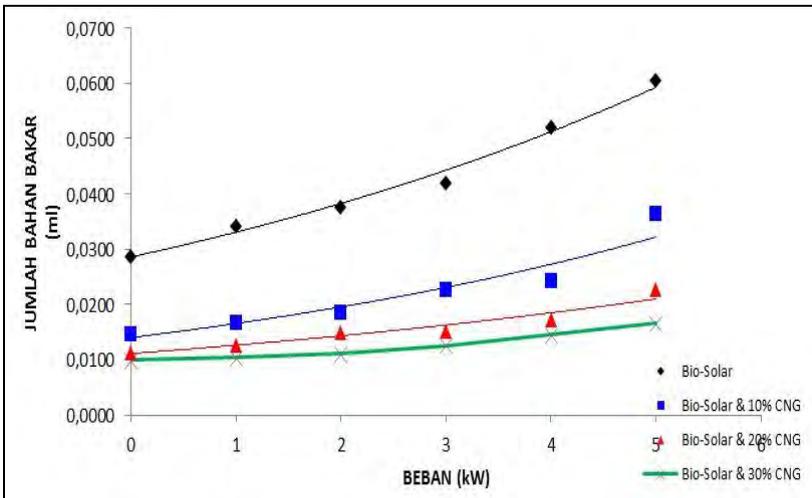
Pada kondisi *dual-fuel* dengan gas hidrogen 80% dari total bahan bakar, maka HC, CO, dan CO₂ menurun dan tanpa asap, akan tetapi efisiensi panas menurun sedikit dibandingkan dengan pada pengoperasian standar (100% solar), Pada satu keadaan yang istimewa, yaitu pada kondisi periode injeksi solar dipercepat signifikan baik asap maupun NO_x hampir tidak didapati, dan HC rendah. (Silaban, 2011).



Grafik 4.13. Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 1500 RPM



Grafik 4.14. Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 1800 RPM



Grafik 4.15. Perbandingan Jumlah Bahan Bakar Bio-Solar Pada 2200 RPM

4.2 Hasil Uji Emisi

Dalam melakukan pengujian emisi NO_x data awal yang di butuhkan adalah referensi pengambilan data menurut IMO pada Annex VI. Berikut adalah hasil penentuan parameter untuk pengambilan data pada uji emisi kali ini mengacu pada Test Cycles ISO 8178,

Tabel 4.3: Test Cycle for “Propeller-law-operated main and propeller-law-operated auxiliary engine application”

Test Cycle Type E3	Speed	100%	91%	80%	63%
	Power	100%	75%	50%	25%
	Weighting factor	0.2	0.5	0.15	0.15
BioSolar	Speed	2200	2000	1750	1400
	Power	5000	4000	2700	1300
	Weighting Factor	0.2	0.5	0.15	0.15

Tabel 4.3 digunakan untuk menentukan masing-masing variasi RPM dan Beban yang akan digunakan sebagai parameter uji emisi yaitu untuk kondisi variasi bahan bakar BioSolar, BioSolar - 10% CNG, serta BioSolar – 20% CNG.

Tabel 4.4 menunjukkan bahwa ketika menggunakan bahan bakar BioSolar, kandungan NO_x cenderung berada pada posisi Tier I dan II. Serta tidak terjadi penurunan yang signifikan terhadap kandungan NO_x tersebut.

Tabel 4.4: Hasil Uji Menggunakan Bahan Bakar Bio Solar

RPM	Beban	NO _x	NO _x
	(Watt)	(mg/m ³)	(gr/kWh)
1400	1300	132	4,64
1750	2700	216	2,55
2000	4000	234	1,71
2200	5000	430	2,52

Tabel 4.5: Hasil Uji Menggunakan Bahan Bakar BioSolar – 10% CNG

RPM	Beban	NO _x	NO _x
	(Watt)	(mg/m ³)	(gr/kWh)
1400	1300	79	2,61
1750	2700	89	1,33
2000	4000	109	0,79

Berbeda dengan pada tabel 4.5 saat menggunakan bahan bakar BioSolar, kandungan NO_x pada saat menggunakan bahan bakar campuran BioSolar – 10% CNG cenderung lebih sedikit dan dapat digolongkan pada posisi Tier II dan III. Tabel tersebut juga menunjukkan adanya penurunan yang signifikan terhadap kandungan NO_x.

Pada tabel 4.6, uji emisi pada penggunaan bahan bakar campuran BioSolar – 20% CNG menunjukkan bahwa kandungan NO_x berada pada posisi Tier I dan III. Tabel tersebut juga menunjukkan adanya penurunan

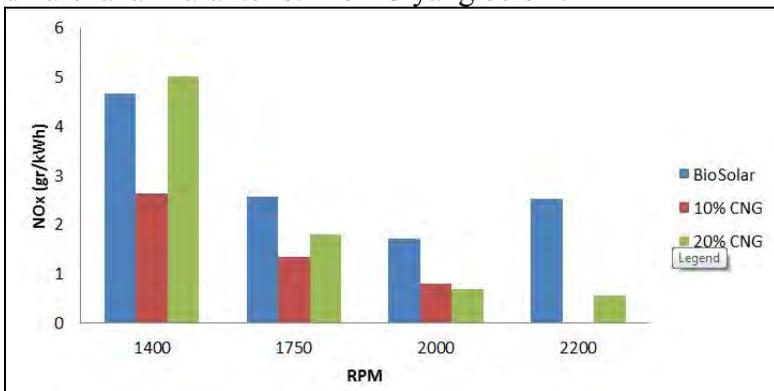
yang sangat drastis terhadap kandungan NOx.

Tabel 4.6 Hasil Uji Menggunakan Bahan Bakar Bio Solar – 20% CNG

RPM	Beban	NO _x	NO _x
	(Watt)	(mg/m ³)	(gr/kWh)
1400	1300	139	5
1750	2700	158	1,76
2000	4000	94	0,68
2200	5000	92	0,55

Grafik 4.16 menunjukkan perbandingan kandungan NOx pada masing-masing penggunaan bahan bakar.

Pada saat menggunakan BioSolar, kandungan NOx cenderung lebih tinggi daripada ketika menggunakan bahan bakar 10% CNG. Hal tersebut dikarenakan karakteristik CNG yang bersih.



Grafik 4.16. Grafik RPM vs NOx

Talal dkk (2009) mengatakan bahwa ketersediaan oksigen dan temperatur yang tinggi adalah 2 faktor utama dalam terbentuknya NOx. Menurut beliau, NOx akan bertambah ketika tersedia jumlah Oksigen yang cukup dan temperatur rata-rata ruang bakar yang tinggi.

Jika kita lihat pada grafik di atas, kandungan NOx saat penggunaan BioSolar pada RPM rendah cenderung lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan 20% CNG. Pada saat penggunaan 20% CNG untuk RPM rendah, udara yang masuk melalui intake manifold membuat temperatur rata-rata ruang bakar cepat meningkat. Sehingga berdampak pada bertambahnya kandungan NOx.

Namun pada RPM 1750, dapat kita lihat bahwa kandungan NOx semakin berkurang. Pada titik ini, masih dianggap sebagai titik awal pengurangan emisi.

Berbeda halnya pada RPM 2000 yang bisa dianggap sebagai titik penentu turunnya kandungan NOx yang sangat drastis. Talal dkk (2009) telah mengetahui bahwa, hal tersebut terjadi karena temperatur exhaust gas pada penggunaan dual fuel lebih rendah daripada diesel fuel.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Pada bab ini akan diambil kesimpulan dari hasil penelitian uji eksperimental unjuk kerja dual fuel diesel engine yakni dengan bahan bakar bio-solar dan CNG yang merupakan hasil dari modifikasi diesel engine berbahan bakar solar, kesimpulan yang didapat sebagai berikut :

1. Engine Performance
 - a. Daya dan torsi yang dihasilkan saat kondisi 100% load menurun, dengan bahan bakar CNG 30% penurunannya secara berurutan adalah sebesar sebesar 7% dan 1.8%.
 - b. SFC yang dihasilkan dengan 10%, 20%, dan 30% CNG mengalami penurunan itu membuktikan bahwa bahan bakar yang dikonsumsi semakin rendah, penurunan rata-rata sebesar 15,7%.
 - c. Penghematan bahan bakar biosolar dengan 10% CNG yakni rata- rata 31,4% dibanding dengan penggunaan biosolar 100%, dan penghematan bahan bakar biosolar rata- rata 41,7% dengan 20% CNG. Kemudian penghematan sebesar 52,3% pada bahan bakar 30% CNG.
2. Emmission Test
 - a. Dalam pengujian emisi NOx pada metode pengujian IMO, bahan bakar campuran 10% dan 20% CNG memiliki kadar NOx yang relatif lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar bio solar.

- b. Mengacu pada aturan IMO Annex VI tentang standard emisi, pengujian dengan bakar biosolar dapat dikategorikan dalam TIER I. Sedangkan campuran 10% CNG, 75% masuk dalam TIER II. Untuk campuran 20% CNG, 75% masuk dalam TIER III.

5.2 Saran

Pada penelitian ini dalam penggunaan dual fuel digunakan system PLC yang dikembangkan sendiri. Hasil eksperimen masih belum maksimum, oleh karena itu perlu penembangan lebih anjut terutama metoda komposisi dual fuel akurasi nya belum terkalibrasi dengan baik. Kedepan perlu perhatian secara kusus.

Lampiran 1

Tabel hasil uji eksperimental unjuk kerja diesel engine dengan bahan bakar 100% biosolar.

No	Putaran Engine (RPM)	Beban	Alternator		Load Factor	Jumlah Bahan Bakar (ml)	Waktu
			Tegangan	Arus			
	(Volt)		(Ampere)	(s)			
1	1500	0	159	-	0,8	10	119
2		1	154	2,9	0,8		98
3		2	148	6,2	0,8		74
4		3	145	9,3	0,8		53
5		4	137	12,5	0,8		41
6		5	133	15	0,8		32
7	1800	0	195	-	0,8	10	96
8		1	193	4	0,8		74
9		2	182	7,2	0,8		62
10		3	183	10,6	0,8		41
11		4	178	13,9	0,8		32
12		5	174	16,3	0,8		26
13	2200	0	260	-	0,8	10	38
14		1	260	4,2	0,8		32
15		2	241	8,5	0,8		29
16		3	240	12,6	0,8		26
17		4	228	16,6	0,8		21
18		5	219	20,4	0,8		18

Lampiran 1 lanjutan

Banyak Injeksi	Solar per Injeksi	mBB	FCR	Nilai Kalor
	(ml)	(Kg)	(Kg/h)	kJ/Kg
1487,5	0,0067	0,008	0,252	0,368
1225,0	0,0082	0,008	0,306	0,368
925,0	0,0108	0,008	0,405	0,368
662,5	0,0151	0,008	0,566	0,368
512,5	0,0195	0,008	0,731	0,368
400,0	0,0250	0,008	0,937	0,368
1440,0	0,0069	0,008	0,312	0,368
1110,0	0,0090	0,008	0,405	0,368
930,0	0,0108	0,008	0,484	0,368
615,0	0,0163	0,008	0,731	0,368
480,0	0,0208	0,008	0,937	0,368
390,0	0,0256	0,008	1,153	0,368
696,7	0,0144	0,008	0,789	0,368
586,7	0,0170	0,008	0,937	0,368
531,7	0,0188	0,008	1,034	0,368
476,7	0,0210	0,008	1,153	0,368
385,0	0,0260	0,008	1,428	0,368
330,0	0,0303	0,008	1,666	0,368

Lampiran 1 lanjutan

Ne	SFC	SEC	Torsi	Effisiensi Thermis
(kW)	Kg/kW.h	kJ/kW.h	(N.m)	η_{th} (%)
0	0	0	0	0
0,558	0,548	0,20185	1,315	13,74
1,147	0,353	0,13010	2,701	21,87
1,686	0,336	0,12361	3,970	22,83
2,141	0,342	0,12582	5,041	22,16
2,494	0,376	0,13838	5,873	19,37
0	0,000	0	0	0
0,965	0,420	0,15464	2,727	16,84
1,638	0,295	0,10873	4,629	25,47
2,425	0,302	0,11108	6,852	26,35
3,093	0,303	0,11158	8,740	25,96
3,545	0,325	0,11980	10,019	19,53
0	0,000	0	0	0
1,365	0,687	0,25281	4,715	11,31
2,561	0,404	0,14871	8,844	20,08
3,780	0,305	0,11236	13,056	26,01
4,731	0,302	0,11115	16,341	26,40
5,585	0,298	0,10985	19,289	26,06

Lampiran 2

Tabel hasil uji eksperimental unjuk kerja dual fuel engine dengan bahan bakar biosolar dan 10% CNG.

No	Putaran	Beban	Alternator		Load Factor	Jumlah Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Banyak Injeksi
	Engine		Tegangan	Arus				
	(RPM)		(Volt)	(Ampere)				
1	1500	0	146	-	0,8	10	149	1862,5
2		1	143	3,1	0,8		129	1612,5
3		2	141	6,3	0,8		104	1300,0
4		3	142	9,3	0,8		85	1062,5
5		4	139	12	0,8		73	912,5
6		5	127	15	0,8		59	737,5
7	1800	0	195	-	0,8	10	128	1920,0
8		1	187	3,6	0,8		98	1470,0
9		2	185	7,2	0,8		88	1320,0
10		3	184	10,4	0,8		67	1005,0
11		4	172	14,1	0,8		57	855,0
12		5	170	16,5	0,8		56	840,0
13	2200	0	265	-	0,8	10	74	1356,7
14		1	256	4,2	0,8		65	1191,7
15		2	243	8,4	0,8		59	1081,7
16		3	238	12,5	0,8		48	880,0
17		4	229	16,6	0,8		45	825,0
18		5	222	20,1	0,8		30	550,0

Lampiran 2 lanjutan

Solar per Injeksi	massa solar	FCR solar	CNG per Injeksi	Massa CNG	FCR CNG
(ml)	(kg)	(kg/h)	(ml)	(kg)	(kg/h)
0,0054	0,008	0,201	0,00054	0,002	0,057
0,0062	0,008	0,232	0,00062	0,002	0,065
0,0077	0,008	0,288	0,00077	0,002	0,081
0,0094	0,008	0,353	0,00094	0,002	0,099
0,0110	0,008	0,411	0,00110	0,002	0,115
0,0136	0,008	0,508	0,00136	0,002	0,143
0,0052	0,008	0,234	0,00052	0,002	0,066
0,0068	0,008	0,306	0,00068	0,002	0,086
0,0076	0,008	0,341	0,00076	0,002	0,096
0,0100	0,008	0,448	0,00100	0,002	0,126
0,0117	0,008	0,526	0,00117	0,002	0,148
0,0119	0,008	0,536	0,00119	0,002	0,150
0,0074	0,008	0,405	0,00074	0,002	0,114
0,0084	0,008	0,461	0,00084	0,002	0,130
0,0092	0,008	0,508	0,00092	0,002	0,143
0,0114	0,008	0,625	0,00114	0,002	0,176
0,0121	0,008	0,666	0,00121	0,002	0,187
0,0182	0,008	1,000	0,00182	0,002	0,281

Lampiran 2 lanjutan

Nilai Kalor	Ne	SFC	SEC	Torsi	Effisiensi Thermis
(kJ/kg)	(kW)	(kg/kWh)	(kJ/kW.h)	(N.m)	η_{th} (%)
0,343	0	0	0	0	0
0,343	0,554	0,537	0,184	1,30	19,01
0,343	1,110	0,333	0,114	2,61	30,72
0,343	1,651	0,274	0,094	3,89	37,32
0,343	2,085	0,252	0,087	4,91	40,49
0,343	2,381	0,273	0,094	5,61	37,37
0,343	0	0,000	0	0,00	0,00
0,343	0,842	0,466	0,160	2,38	21,94
0,343	1,665	0,262	0,090	4,71	38,97
0,343	2,392	0,240	0,082	6,76	42,63
0,343	3,032	0,222	0,076	8,57	45,96
0,343	3,506	0,196	0,067	9,91	52,23
0,343	0	0,000	0	0,00	0,00
0,343	1,344	0,440	0,151	4,64	23,24
0,343	2,552	0,255	0,088	8,81	40,04
0,343	3,719	0,215	0,074	12,84	47,48
0,343	4,752	0,180	0,062	16,41	56,88
0,343	5,578	0,230	0,079	19,27	44,51

Lampiran 3

Tabel hasil uji eksperimental unjuk kerja dual fuel engine dengan bahan bakar biosolar dan 20% CNG.

No	Putaran	Beban	Alternator		Load Factor	Jumlah Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Banyak Injeksi
	Engine		Tegangan	Arus				
	(RPM)		(Volt)	(Ampere)				
1	1500	0	149	0	0,8	10	173	2162,5
2		1	144	3	0,8		150	1875,0
3		2	145	6	0,8		128	1600,0
4		3	137	9,5	0,8		102	1275,0
5		4	133	12,4	0,8		96	1200,0
6		5	128	14,8	0,8		79	987,5
7	1800	0	197	0	0,8	10	152	2280,0
8		1	189	3,5	0,8		123	1845,0
9		2	187	7	0,8		112	1680,0
10		3	176	10,8	0,8		85	1275,0
11		4	169	14,2	0,8		81	1215,0
12		5	159	17,3	0,8		80	1200,0
13	2200	0	270	0	0,8	10	96	1760,0
14		1	260	4,2	0,8		87	1595,0
15		2	250	7,8	0,8		73	1338,3
16		3	233	12,7	0,8		72	1320,0
17		4	227	16,7	0,8		63	1155,0
18		5	222	20	0,8		48	880,0

Lampiran 3 lanjutan

Solar per Injeksi	massa solar	FCR solar	CNG per Injeksi	Massa CNG	FCR CNG
(ml)	(kg)	(kg/h)	(ml)	(kg)	(kg/h)
0,0046	0,008	0,173	0,00046	0,002	0,049
0,0053	0,008	0,200	0,00053	0,002	0,056
0,0063	0,008	0,234	0,00063	0,002	0,066
0,0078	0,008	0,294	0,00078	0,002	0,083
0,0083	0,008	0,312	0,00083	0,002	0,088
0,0101	0,008	0,380	0,00101	0,002	0,107
0,0044	0,008	0,197	0,00044	0,002	0,055
0,0054	0,008	0,244	0,00054	0,002	0,068
0,0060	0,008	0,268	0,00060	0,002	0,075
0,0078	0,008	0,353	0,00078	0,002	0,099
0,0082	0,008	0,370	0,00082	0,002	0,104
0,0083	0,008	0,375	0,00083	0,002	0,105
0,0057	0,008	0,312	0,00057	0,002	0,088
0,0063	0,008	0,345	0,00063	0,002	0,097
0,0075	0,008	0,411	0,00075	0,002	0,115
0,0076	0,008	0,417	0,00076	0,002	0,117
0,0087	0,008	0,476	0,00087	0,002	0,134
0,0114	0,008	0,625	0,00114	0,002	0,176

Lampiran 3 lanjutan

Nilai Kalor	Ne	SFC	SEC	Torsi	Effisiensi Thermis
(kJ/kg)	(kW)	(kg/kWh)	(kJ/kW.h)	(N.m)	η_{th} (%)
0,343	0	0	0	0	0
0,343	0,540	0,474	0,163	1,27	10,7
0,343	1,088	0,276	0,095	2,56	19,8
0,343	1,627	0,231	0,079	3,83	23,2
0,343	2,062	0,194	0,067	4,85	26,1
0,343	2,368	0,205	0,070	5,58	24,0
0,343	0	0,000	0	0,00	0
0,343	0,827	0,378	0,130	2,34	18,1
0,343	1,636	0,210	0,072	4,62	27,2
0,343	2,376	0,190	0,065	6,71	30,8
0,343	3,000	0,158	0,054	8,48	31,4
0,343	3,438	0,140	0,048	9,72	24,6
0,343	0	0,000	0	0,00	0
0,343	1,365	0,323	0,111	4,71	22,1
0,343	2,438	0,216	0,074	8,42	34,1
0,343	3,699	0,144	0,049	12,78	38,4
0,343	4,739	0,129	0,044	16,37	36,6
0,343	5,550	0,144	0,049	19,17	36,1

Lampiran 4

Tabel hasil uji eksperimental unjuk kerja dual fuel engine dengan bahan bakar biosolar dan 30% CNG.

No	Putaran	Beban	Alternator		Load Factor	Jumlah Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Banyak Injeksi
	Engine		Tegangan	Arus				
	(RPM)		(Volt)	(Ampere)				
1	1500	0	146	0	0,8	10	197	2462,5
2		1	144	2,6	0,8		167	2087,5
3		2	141	6	0,8		145	1812,5
4		3	130	9,3	0,8		116	1450,0
5		4	130	12,4	0,8		110	1375,0
6		5	123	15,2	0,8		91	1137,5
7	1800	0	196	0	0,8	10	165	2475,0
8		1	192	3,2	0,8		143	2145,0
9		2	187	7	0,8		112	1680,0
10		3	177	10,8	0,8		95	1425,0
11		4	172	14,1	0,8		93	1395,0
12		5	159	17,4	0,8		90	1350,0
13	2200	0	263	0	0,8	10	110	2016,7
14		1	256	3,8	0,8		105	1925,0
15		2	248	8,2	0,8		98	1796,7
16		3	233	12,6	0,8		87	1595,0
17		4	224	16,6	0,8		75	1375,0
18		5	221	19,9	0,8		66	1210,0

Lampiran 4 lanjutan

Solar per Injeksi	massa solar	FCR solar	CNG per Injeksi	Massa CNG	FCR CNG
(ml)	(kg)	(kg/h)	(ml)	(kg)	(kg/h)
0,0041	0,008	0,152	0,00041	0,002	0,043
0,0048	0,008	0,180	0,00048	0,002	0,050
0,0055	0,008	0,207	0,00055	0,002	0,058
0,0069	0,008	0,259	0,00069	0,002	0,073
0,0073	0,008	0,273	0,00073	0,002	0,077
0,0088	0,008	0,330	0,00088	0,002	0,093
0,0040	0,008	0,182	0,00040	0,002	0,051
0,0047	0,008	0,210	0,00047	0,002	0,059
0,0060	0,008	0,268	0,00060	0,002	0,075
0,0070	0,008	0,316	0,00070	0,002	0,089
0,0072	0,008	0,322	0,00072	0,002	0,091
0,0074	0,008	0,333	0,00074	0,002	0,094
0,0050	0,008	0,273	0,00050	0,002	0,077
0,0052	0,008	0,286	0,00052	0,002	0,080
0,0056	0,008	0,306	0,00056	0,002	0,086
0,0063	0,008	0,345	0,00063	0,002	0,097
0,0073	0,008	0,400	0,00073	0,002	0,112
0,0083	0,008	0,454	0,00083	0,002	0,128

Lampiran 4 lanjutan

Nilai Kalor	Ne	SFC	SEC	Torsi	Effisiensi Thermis
(kJ/kg)	(kW)	(kg/kWh)	(kJ/kW.h)	(N.m)	η_{th} (%)
0,343	0	0	0	0	0
0,343	0,468	0,491	0,169	1,10	15,8
0,343	1,058	0,251	0,086	2,49	25,6
0,343	1,511	0,219	0,075	3,56	28,3
0,343	2,015	0,173	0,059	4,75	30,3
0,343	2,337	0,181	0,062	5,50	29,9
0,343	0	0,000	0	0,00	0
0,343	0,768	0,350	0,120	2,17	13,0
0,343	1,636	0,210	0,072	4,62	23,0
0,343	2,390	0,169	0,058	6,75	30,0
0,343	3,032	0,136	0,047	8,57	28,3
0,343	3,458	0,123	0,042	9,77	24,2
0,343	0	0,000	0	0,00	0
0,343	1,216	0,301	0,103	4,20	14,9
0,343	2,542	0,154	0,053	8,78	27,6
0,343	3,670	0,120	0,041	12,68	31,8
0,343	4,648	0,110	0,038	16,05	32,1
0,343	5,497	0,106	0,036	18,99	28,0

Lampiran 5

Tabel hasil uji emisi beserta perhitungan konversi satuan emisi

No	Putaran Engine (RPM)	Daya		V mixture		kNOx mg/m ³	MNOx gr/h	NOx gr/kWh
		W		Put/Jam	m ³ /Jam			
1	2200	5561		132000	32,566	430	14,0036	2,52
2	2000	4060		120000	29,606	234	6,92777	1,71
3	1750	2193		105000	25,905	216	5,59551	2,55
4	1400	590		84000	20,724	132	2,73558	4,64
6	2000	4100		120000	29,606	109	3,22704	0,79
7	1750	1736		105000	25,905	89,2	2,31074	1,33
8	1400	627		84000	20,724	79	1,6372	2,61
9	2200	5432		132000	32,566	91,9	2,99286	0,55
10	2000	4080		120000	29,606	93,9	2,77999	0,68
11	1750	2279		105000	25,905	158	4,09301	1,80
12	1400	576		84000	20,724	139	2,88065	5,00

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

DAFTAR PUSTAKA

- Abhishek, Probir, Raj, and Rahul. 2013. "An Experimental Investigation of Performance-Emission Trade Off of A CI Engine Fueled by Diesel-compressed Natural Gas (CNG) Combination and Diesel-ethanol Blends With CNG Enrichment". Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Agartala. India.
- Alp, and Deniz. 2013. "PLC Controlled Single Cylinder Diesel-LPG Engine". Yildiz Technical University, Mechanical Engineering Department, IC Engines Laboratory. Turkey.
- Clayton B. Cornell. 2008. "Natural Gas Cars: CNG Fuel Almost Free in Some Parts of the Country".
- Chedthawut, and Kraipat. 2011. "A Modified Diesel Engine For Natural Gas Operation: Performance And Emission Tests". Department of Automotive Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok. Thailand.
- Febriyono, Yusuf I. 2013. "Analisa Peforma Motor Diesel Berbahan Bakar Komposisi Campuran Antara Minyak Tuak Dengan Minyak Diesel". Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
- Fuyuan, Jie, Hewu, Mingguo, and Shougang. 2012. "Effects of pilot fuel quantity on the emissions characteristics of a CNG/diesel dual fuel engine with optimized pilot injection timing". State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing. China.
- Hendyta, N.A.P. 2009. "*Kajian Eksperiment Penggunaan Wet Scrubber Untuk Mengurangi Kadar Sox Dan NOx Pada Motor Diesel*". Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.

- Hidayat, A.W. 2014. “Kajian Eksperimental Unjuk Kerja Dual Fuel Engine Hasil Modifikasi Dari Diesel Engine”. Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
- Ikhsan, R.A. 2014. “Rancang Bangun Sistem Otomasi Diesel Dual Fuel (DDF) Dengan Kontrol Programmable Logic Control (PLC)”. Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
- IMO 1998, Annex VI MARPOL 77/78 Regulation for the Prevention of Air Pollution from Ship and NO_x Technical Code. International Maritime Organization, London.
- Kurniawan, D. 2014. “Modifikasi Sistem Penginjeksian Bahan Bakar Pada Dual Fuel Diesel Engine”. Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
- NGV Journal. 2012. "Worldwide NGV Statistics".
- Putra, E, N. 2011. “Uji Eksperimental Bahan Bakar Campuran Biosolar Dengan Zat Aditif Terhadap Unjuk Kerja Motor Diesel Putaran Konstan”. Fakultas Teknologi Industri ITS. Surabaya
- Priyanto, H. 2012. “Uji Karakteristik Parameter ECU (Electronic Control Unit) Pada Mesin *Dual Fuel* Untuk Meningkatkan Kinerja Mesin”. Fakultas Teknik UI. Depok
- Rachmanto, T. 2008. “Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFCE) Dan Efisiensi Thermal Mesin diesel Idi Bahan Bakar Ganda Multisilinder Solar-LPG Dengan Variasi Beban Rendah Bertingkat”. Fakultas Teknik Universitas Mataram. Mataram.
- Ryan, Lisa. Turton, Hal. 2007. *Sustainable Automobile Transport*. Edward Elgar Publishing Ltd, England.
- Santoso, Tomi. 2009. “Desain Tabung Dan Tinjauan

- Kekuatannya Pada Kapal Pengangkut *Compressed Natural Gas* (CNG)”. Fakultas Teknologi Kelautan, ITS. Surabaya.
- Siagian, A. Silaban, M. 2011. “Performa dan Karakteristik Emisi Gas Buang Mesin Diesel Berbahan Bakar Ganda”. Balai Besar Teknologi Energi BPPT. Banten.
- Talal, D.R., Khalid, B.F. 2009. “CNG-diesel engine performance and exhaust emission analysis with the aid of artificial neural network”. University of Southern Queensland, Faculty of Engineering and Surveying, Mechanical Engineering, Toowoomba, 4350 Queensland. Australia.
- Tugaswati, A.T. 2010. “*Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Dan Dampaknya Terhadap Kesehatannya*”.
http://www.kpbb.org/makalah_ind/Emisi%20Gas%20Buang%20Bermotor%20%26%20Dampaknya%20Terhadap%20Kesehatan.pdf diakses pada tanggal 02 juli 2013
- Wakhid, M, A. 2013. “Analisis Perbandingan Performa dan Emisi NOx Motor Diesel Menggunakan Bahan Bakar Biodiesel Minyak Jelantah (Waste Cooking Oil) dengan Bio solar”. Fakultas Teknologi Kelautan, ITS. Surabaya
- Wijaya, P.D. 2014. “Rancang Bangun Sistem Penginjeksian Bahan Bakar Gas pada Modifikasi Dual Fuel Diesel Engine”. Tugas Akhir, Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.

“ halaman ini sengaja dikosongkan “

Biografi Penulis



Penulis dilahirkan di Sumenep pada tanggal 27 Oktober 1992 dan sekarang bertempat tinggal di Jombang. Penulis adalah anak pertama dari dua bersaudara, terlahir dengan nama Ananta Pudi Oktavianto yang biasa dipanggil Tata.. Selama ini penulis telah menjalani pendidikan formal di SDN Mojotrisno 2, SMPN 1 Mojoagung, dan SMAN Mojoagung. Pada tahun 2010 penulis diterima sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Sistem

Perkapalan FTK-ITS dengan NRP 4210100003 melalui jalur PMDK Reguler. Di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ini penulis mengambil bidang studi Marine Power Plant. Selama menjalani pendidikan sebagai mahasiswa, penulis aktif dalam berbagai kegiatan dan organisasi seperti BEM FTK, Panitia MARINE ICON dan Penguus Inti Laboratorium MPP (ICEVL). Institut Teknologi Sepuluh Nopember dan khususnya Jurusan Teknik Sistem Perkapalan merupakan tempat yang sangat istimewa bagi penulis, karena di tempat inilah penulis belajar berbagai ilmu baik *hard skill* maupun *soft skill* sebagai bekal untuk mempersiapkan masa depan yang lebih baik lagi. Mengenai kejelasan informasi tugas akhir ini bisa menghubungi alamat email yang telah dicantumkan.

Ananta Pudi Oktavianto
Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan-FTK ITS
anantapudioktavianto@gmail.com

“ 3 Hal yang tidak akan pernah terulang kembali, yaitu Waktu, Kesempatan, Dan Kepercayaan. “