

**STUDI KOMPARASI UNJUK KERJA MESIN DAN
PENGARUH KENAIKAN CETANE NUMBER PADA
CAMPURAN BIODIESEL MINYAK JAGUNG
DENGAN MINYAK SOLAR MURNI**

SKRIPSI

Oleh

OKSI SIGIT PRADIPTA
04 04 02 0541



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA
GENAP 2007/2008**

**STUDI KOMPARASI UNJUK KERJA MESIN DAN
PENGARUH KENAIKAN CETANE NUMBER PADA
CAMPURAN BIODIESEL MINYAK JAGUNG
DENGAN MINYAK SOLAR MURNI**

SKRIPSI

Oleh

OKSI SIGIT PRADIPTA
04 04 02 0541



**TUGAS AKHIR INI DIAJUKAN UNTUK MELENGKAPI
SEBAGIAN PERSYARATAN MENJADI SARJANA TEKNIK**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA
GENAP 2007/2008**

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

STUDI KOMPARASI UNJUK KERJA MESIN DAN PENGARUH KENAIKAN CETANE NUMBER PADA CAMPURAN BODIESEL MINYAK JAGUNG DENGAN MINYAK SOLAR MURNI

Yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari tugas akhir yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Depok, 19 Juni 2008

Oksi Sigit Pradipta

NPM.0404020541

PENGESAHAN

Skripsi dengan judul :

**STUDI KOMPARASI UNJUK KERJA MESIN DAN PENGARUH
KENAIKAN CETANE NUMBER PADA CAMPURAN BODIESEL
MINYAK JAGUNG DENGAN MINYAK SOLAR MURNI**

dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada program studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Skripsi ini telah diujikan pada sidang ujian tugas akhir pada tanggal ... Juli 2008 dan dinyatakan memenuhi syarat/sah sebagai tugas akhir pada Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.

Depok, 19 Juni 2008
Dosen Pembimbing

Prof. DR. Ir. H.Bambang Sugiarto, M.Eng

NIP. 131 597 860

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang terlibat dalam proses sampai skripsi ini selesai, yaitu :

1. Allah SWT, yang selalu memberikan rahmat dan hidayahnya.
2. Papa, Mama, Mbak Terra yang ku sayang dan tidak pernah berhenti memberikan semangat.
3. Prof.DR.Ir.H.Bambang Sugiarto, M.Eng, selaku pembimbing.
4. Sanggul Siregar, sebagai partner dalam pengambilan data.
5. Lukman D, Askha KP, M Iqbal I, Harry Elmar, sebagai parter sesama bimbingan Prof.Bambang.
6. Nadya Fadila, sahabatku di farmasi ITB yang selalu ada dalam senang dan susah.
7. Adityani Masita, sahabat dan saudaraku yang juga selalu memberikan semangat.
8. Fiza, Maya, Dhila, dan semua anak FKUI yang selalu memberi semangat agar lulus 4 tahun.
9. Teman-teman Mesin FTUI yang beraneka ragam dan setia menemani selama 4 tahun kuliah
10. Teman-teman POKUS sang penghibur setia selama 24jam.
11. Teman-teman CHANNEL yang oke.
12. Teman-teman eks SMUN81
13. Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu per satu.

Oksi Sigit Pradipta
NPM 0404020541
Departemen Teknik Mesin

Dosen Pembimbing
Prof.DR.Ir.H.Bambang Sugiarto, M.Eng

**STUDI KOMPARASI UNJUK KERJA MESIN DAN PENGARUH
KENAIKAN CETANE NUMBER PADA CAMPURAN BIODIESEL
MINYAK JAGUNG DENGAN MINYAK SOLAR MURNI**

ABSTRAK

Bahan bakar alternatif merupakan salah satu solusi untuk bahan bakar yang terbaharukan. Biodiesel minyak jagung merupakan salah satu bahan bakar alternatif yang berpotensi untuk dikembangkan sebagai bahan bakar pada mesin diesel. Namun agar dapat digunakan, bahan bakar pengganti tersebut harus memiliki kualitas yang kurang lebih sama dengan bahan bakar yang dipergunakan saat ini.

Cetane number biasanya dijadikan standard untuk menentukan baik buruknya kualitas bahan bakar pada mesin diesel. Selain sebagai bahan bakar alternatif, penambahan biodiesel minyak jagung dengan persentase tertentu merupakan salah satu cara untuk meningkatkan kualitas bahan bakar yang ditandai dengan naiknya pula *cetane number* dari campuran bahan bakar tersebut. Dengan dasar inilah, pada penelitian kali ini penulis mencoba membuktikan dengan melakukan penambahan biodiesel jagung dengan persentase 10%, 20%, dan 30% pada 90%, 80%, dan 70% minyak solar murni. Sebagai perbandingan kualitas, campuran minyak ini akan diuji nilai performa dari *Specific Fuel Consumption (SFC)*, *Brake Horse Power (BHP)*, efisiensi *thermal*, dan tingkat opasitasnya.

Hasil dari pengujian didapatkan campuran biodiesel dibanding minyak solar murni, walaupun memiliki rata-rata *BHP* yang lebih kecil dan *SFC* yang lebih boros, namun memiliki efisiensi *thermal* dan tingkat opasitas yang lebih baik. Dapat diambil kesimpulan, seluruh campuran minyak jagung dengan persentase 10 – 30% dapat digunakan pada mesin diesel tanpa memodifikasi mesin tersebut.

Kata Kunci : biodiesel jagung, cetane number, performa

Oksi Sigit Pradipta
NPM 0404020541
Mechanical Engineering Dept.

Counsellor
Prof.DR.Ir.H.Bambang Sugiarto, M.Eng

**COMPARISON STUDIES IN PERFORMANCE AND EFFECT OF
INCREASING CETANE NUMBER FOR BLEND MIXED CORN-OIL
BIODIESEL WITH PURE DIESEL ENGINE OIL**

ABSTRACT

An alternative fuel is one of the solutions for the renewable energy source. Corn-oil biodiesel is the potential alternative fuel can be developed purpose for diesel engine fuel. However, it only can be useful if it have a fuel quality almost or equal with the fuel that used right now.

Cetane number is standard value to determine the fuel for diesel engine quality, whether poor or good. Adding corn-oil biodiesel with certain percentage can improve the fuel quality identified by the increasing of its cetane number. With this basic theory, using the blend mixed fuel with composition 10%, 20%, and 30% percentage of corn-oil fuel and 90%, 80%, 70% percentage of pure *solar*-oil fuel, this research try to proof it using Specific Fuel Consumption (SFC), Brake Horse Power (BHP), thermal efficiency, and opacity level performance as compared items.

As the result, despite the blended corn-oil biodiesel have lower BHP and higher SFC, but it have better either thermal efficiency or opacity level compared with pure diesel oil (*solar*). For the conclusion, all of the blended corn-oil biodiesel with certain percentage (10 – 30%) can be applied for the diesel engine without modification.

Key words : corn-oil biodiesel, cetane number, performance

2.1.2.3.3. <i>Controlled Combustion</i>	12
2.1.2.3.4. <i>After-burning</i>	12
2.2. BAHAN BAKAR MESIN DIESEL	12
2.3. PENINGKATAN KUALITAS MINYAK DIESEL.....	13
2.3.1. Biodiesel Sebagai <i>Cetane Improver</i>	15
2.3.2. Proses Pembuatan Biodiesel	16
2.3.3. Minyak Nabati Sebagai Biodiesel.....	17
2.4. PROPERTIS BAHAN BAKAR DIESEL.....	18
2.4.1. Nilai <i>Cetane (Cetane Number)</i>	18
2.4.2. <i>Density</i> (Berat Jenis)	19
2.4.3. <i>Viscosity</i> (Viskositas)	19
2.4.4. <i>Pour Point</i> (Titik Tuang)	20
2.4.5. <i>Flash Point</i> (Titik Nyala).....	20
2.4.6. <i>Water Content</i> (Kadar Air)	20
2.4.7. <i>Sulfur Content</i> (Kadar Belerang)	20
2.4.8. <i>Cloud Point</i> (Titik Embun)	20
2.4.9. <i>Total Acid Number (TAN)</i>	20
2.4.10. <i>Free Glycerin</i> (Gliserol Bebas).....	21
2.4.11. <i>Heating Value atau Caloric Value</i> (Nilai Kalor)	21
2.5. PARAMETER PERFORMA MESIN DIESEL.....	22
2.5.1. Daya / <i>Brake Horse Power (BHP)</i>	22
2.5.1.1. Dinamometer Tipe Absorpsi.....	23
2.5.1.1.1. <i>Prony Friction Brake</i>	23
2.5.1.1.2. <i>Water-brake dynamometer</i>	24
2.5.1.1.3. <i>Eddy Current Dynamometer</i>	25
2.5.1.2. Dinamometer Tipe Driving.....	25
2.5.1.2.1. <i>DC Dynamometer</i>	26
2.5.1.2.1. <i>AC Dynamometer</i>	26
2.5.2. Laju Konsumsi Bahan Bakar (FC).....	27
2.5.3. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	28
2.5.4. Efisiensi Thermal (η_{th})	28
2.5.3. Emisi Gas Buang	

(Tingkat Kepekatan Asap - Opasitas)	28
2.5.3.1. <i>Smoke Analyzer</i>	30
2.5.3.1.1. Cara Kerja <i>Smoke Analyzer</i>	31
2.5.3.1.2. Tampilan Dari <i>Smoke Analyzer</i>	32

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1. KARAKTERISTIK BIODIESEL	34
3.2. PENGUJIAN <i>CETANE NUMBER</i>	35
3.2.1. Prosedur Pengujian dan Kalkulasi Data <i>Cetane Number</i>	35
3.2.1.1. Spesifikasi Alat Pengujian <i>Cetane Number</i>	35
3.2.1.2. Prosedur Pengujian <i>Cetane Number</i>	36
3.2.2. Kalkulasi <i>Cetane Number</i>	37
3.3. PENGUJIAN PERFORMA MESIN DIESEL.....	35
3.3.1. Spesifikasi Peralatan Pengujian	35
3.3.2. Prosedur Pengujian dan Pengambilan Data	35

BAB IV HASIL DAN ANALISA

4.1. PENGARUH BIODIESEL JAGUNG TERHADAP PENINGKATAN <i>CETANE NUMBER</i>	40
4.2. PENGARUH PENINGKATAN <i>CETANE NUMBER</i> Biodiesel Minyak Jagung Terhadap Performa Mesin Dan Emisi Gas Buang	41
4.2.1. Pengaruh Peningkatan <i>Cetane Number</i> Biodiesel Jagung terhadap <i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i> pada Putaran 1500 rpm, variasi <i>Throttle Valve</i> Open (%)	41
4.2.2. Pengaruh Peningkatan <i>Cetane Number</i> Biodiesel Jagung terhadap <i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i> pada Variasi Putaran, <i>Throttle Valve</i> Open 40 %	43
4.2.3. Pengaruh Peningkatan <i>Cetane Number</i> Biodiesel Jagung terhadap <i>Brake Horse Power (BHP)</i> pada	

Putaran 1500 rpm, variasi Throttle Valve Open (%)	45
4.2.4. Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Brake Horse Power (BHP) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %	47
4.2.5. Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi Thermal (%) pada Putaran 1500 rpm, variasi Throttle Valve Open (%)	49
4.2.6. Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi Thermal (%) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %	52
4.2.7. Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Opasitas (%) pada Variasi Throttle Valve Open 40 %, putaran 1500 rpm.....	54
4.2.8. Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Opasitas (%) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %	56
BAB V KESIMPULAN	58
DAFTAR ACUAN	59
DAFTAR PUSTAKA	60

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
Gambar 2.1 Siklus mesin diesel.....	6
Gambar 2.2 Skema kerja mesin diesel 4 tak	7
Gambar 2.3 Skema kerja mesin diesel 2 tak	8
Gambar 2.4 Tahap pembakaran pada motor diesel	10
Gambar 2.5 Reaksi Transesterifikasi.....	16
Gambar 2.6 Dynamometer <i>Pony Brake</i>	24
Gambar 2.7 Dynamometer <i>Water Brake</i>	25
Gambar 2.8 Dynamometer <i>Eddy Current</i>	25
Gambar 2.9 Dinamometer DC.....	26
Gambar 2.10 Dinamometer AC.....	26
Gambar 2.11 Pengaruh asap terhadap tenaga per satuan waktu yang dihasilkan mesin	31
Gambar 2.12 <i>Portable smoke analyzer</i>	31
Gambar 2.13 Diagram skematik <i>smoke analyzer</i>	31
Gambar 2.14 Aplikasi penggunaan <i>smoke analyzer</i>	32
Gambar 2.15 Contoh hasil pengujian <i>smoke analyzer</i>	32
Gambar 2.16 Hasil pengukuran <i>smoke analyzer</i>	33
Gambar 4.1 Hubungan CN terhadap Persentase Biodiesel	40
Gambar 4.2 Grafik <i>SFC vs Throttle Valve Open</i>	41
Gambar 4.3 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap <i>SFC</i>	42
Gambar 4.4 Grafik <i>SFC vs Putaran (rpm) pada Throttle 40%</i>	43
Gambar 4.5 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap <i>SFC</i>	44
Gambar 4.6 Grafik <i>BHP vs Throttle Valve Open (%)</i>	45

Gambar 4.7	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap <i>BHP</i>	46
Gambar 4.8	Grafik <i>BHP</i> vs Variasi Putaran (rpm).....	47
Gambar 4.9	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap <i>BHP</i>	48
Gambar 4.10	Grafik Effisiensi <i>Thermal</i> vs variasi <i>Throttle Valve Open</i> (%).....	49
Gambar 4.11	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Effisiensi <i>Thermal</i>	51
Gambar 4.12	Grafik Effisiensi <i>Thermal</i> vs variasi Putaran (rpm)	52
Gambar 4.13	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Effisiensi <i>Thermal</i>	53
Gambar 4.14	Grafik Opasitas vs variasi <i>Throttle Valve Open</i> (%).....	54
Gambar 4.15	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Opasitas....	55
Gambar 4.16	Grafik Opasitas vs variasi Putaran (rpm)	56
Gambar 4.17	Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Opasitas....	57



DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel 2.1 Standard Properti Biodiesel.....	14
Tabel 2.2 Tanaman Penghasil Biodiesel di Indonesia.....	17
Tabel 2.3 Nilai Kalor Bahan Bakar.....	22
Tabel 3.1 Properti Biodiesel Minyak Jagung.....	34
Tabel 3.2 Spesifikasi Alat Pengujian Cetane Number.....	34
Tabel 3.3 Hasil Pengujian Cetane Number.....	37

DAFTAR LAMPIRAN

	Halaman
Lampiran 1. Hasil Pengolahan Data.....	60
Lampiran 2. Hasil Pengujian <i>Cetane Number</i>	64



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG MASALAH

Mungkin saat ini bila dikatakan komoditi alam yang paling berharga adalah minyak bumi bisa jadi itu benar adanya. Bahan bakar minyak merupakan bahan bakar yang paling banyak digunakan dan dicari oleh seluruh penduduk di bumi ini. Mulai dari rakyat kecil yang menggunakan olahannya berupa minyak tanah untuk memasak hingga skala industri besar sebagai bahan bakar penggerak mesin-mesinnya. Maka, kebutuhan terhadap bahan bakar minyak akan terus meningkat setiap tahunnya seiring dengan bertambahnya jumlah penggunaannya. Namun peningkatan jumlah kebutuhan tersebut akan berbanding terbalik dengan jumlah bahan bakar minyak yang tersedia di pasaran. Akibatnya harga minyak dunia semakin mahal, pada saat sekarang harga minyak di pasar internasional telah melewati angka \$ 120 per barel.

Berdasarkan data Departemen Energi dan Sumber Daya Mineral, sumber dan cadangan minyak bumi Indonesia sebesar 86,9 miliar barel, sementara produksi hanya 387 juta barel dan diperkirakan hanya mampu mencukupi kebutuhan selama 23 tahun. Untuk memenuhi kekurangan kebutuhan BBM tersebut, menurut Ditjen Migas, impor BBM terus mengalami peningkatan yang cukup signifikan dari 106,9 juta barrel pada 2002 menjadi 116,2 juta barrel pada 2003 dan 154,4 juta barrel pada 2004. Dilihat dari jenis BBM yang diimpor, minyak solar (ADO) merupakan volume impor terbesar setiap tahunnya. Pada 2002, impor BBM jenis ini mencapai 60,6 juta barrel atau 56,7% dari total, kemudian meningkat menjadi 61,1 juta barrel pada 2003 dan 77,6 juta barrel pada 2004.

Untuk menghadapi masalah ini tidak banyak solusi yang ada. Salah satu solusi yang kebijakan konversi dan diversifikasi terhadap energi tidak terbarukan terutama energi fosil (minyak bumi) menjadi sangat penting. Seperti diversifikasi bahan bakar dengan pemanfaatan biodiesel, setidaknya hal ini dapat menghemat pemakaian bahan konvensional dari bahan bakar

fosil, sehingga perlu dikembangkan secara optimal dengan membuka peluang investasi dan memberikan insentif bagi dunia usaha dan masyarakat luas.

Bahan bakar nabati (biodiesel) ini memiliki beberapa kelebihan dibandingkan dengan bahan bakar fosil yaitu :

1. Bahan bakar terbarukan, karena bersumber dari nabati yang setiap saat bisa dikembangkan dan diproduksi
2. Dapat mengurangi global warming karena menghasilkan emisi gas buang yang jauh lebih baik dari minyak solar. Gas buang seperti CO₂ hasil pembakaran dimanfaatkan kembali oleh tumbuhan-tumbuhan untuk proses pertumbuhannya
3. Memiliki angka setana (cetane number) yang lebih tinggi dari minyak solar sekitar 50-63 sehingga efisiensi pembakarannya lebih baik, terbakar sempurna (clean burning) dan tidak menghasilkan racun (non toxic) sehingga mengurangi dampak terhadap kesehatan terutama manusia.
4. Biodiesel mudah dibuat tanpa memerlukan alat atau teknik yang canggih.

Indonesia dikenal mempunyai potensi yang sangat besar dan prospek yang cukup baik untuk menghasilkan biodiesel sebagai sumber energi terbarukan, mengingat kondisi geografis dan sumber bahan baku minyak nabati dari berbagai tanaman yang tersedia di Indonesia, dimana komoditas bahan baku dan perkebunan penghasil minyak nabati di Indonesia yang sangat berlimpah diantaranya kelapa sawit, kelapa, jagung, jarak dan lain-lain.

Dalam penelitian yang dilakukan, mengambil bahan bakar biodiesel sebagai pengganti bahan bakar solar dikarenakan bahwa penggunaan bahan bakar minyak terbesar di Indonesia adalah solar (Dewi, 2006 dan Dept. Perindustrian).

1.2 TUJUAN PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan untuk melakukan perbandingan kualitas prestasi mesin antara *engine test bed* yang menggunakan campuran biodiesel minyak jagung dengan *engine test bed* yang menggunakan solar yang meliputi *Brake Horse Power*, *Specific Fuel Consumption*, Efisiensi *Thermal*, Opasitas dalam gas buang, serta *Cetane Number*. Penelitian yang akan dilakukan akan menggunakan beberapa macam campuran biodiesel yang berbeda untuk mengetahui apakah biodiesel yang dipergunakan memenuhi standar kelayakan untuk bahan bakar solar.

1.3 BATASAN MASALAH

Adapun pembatasan masalah yang diberikan oleh penulis agar penelitian ini bersifat terarah dan fokus pada bahasannya adalah :

1. Biodiesel yang dipergunakan berbahan baku minyak jagung.
2. Biodiesel yang dibuat menggunakan Processor Biodiesel BDP-10FG-BV dengan pereaksi spirtus dan katalis soda api (NaOH).
3. Alat uji yang dipergunakan engine test bed tipe SD-22 (Nissan Motor CO, .Ltd) dengan model GWE-80/100-HS-AV.
4. Variabel untuk pengukuran yang akan dilakukan adalah putaran dan bukaan *throttle*.
5. Alat uji yang dipergunakan dalam penelitian *cetane number* adalah WAUKESA CFR ENGINE WI3188 dengan metoda ASTM D-613

1.4 METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang dipergunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Memilih tema penelitian.
2. Mencari referensi melalui buku dan internet.
3. Memilih bahan baku biodiesel minyak jagung dan minyak solar murni.
4. Pengujian unjuk kerja dari campuran biodiesel minyak jagung.
5. Pengujian untuk mengetahui cetane number dari campuran biodiesel minyak jagung.
6. Pengolahan data yang diperoleh serta menganalisa data tersebut.

7. Membuat kesimpulan.

1.5 SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini disusun dengan urutan sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Terdiri dari latar belakang masalah, tujuan dilakukannya penelitian, pembatasan masalah, metodologi penelitian dan sistematika penulisan.

BAB II : LANDASAN TEORI

Pada bab ini dijelaskan tentang mesin diesel, cara kerja mesin diesel, parameter performa dari *engine test bed* serta opasitas yang dihasilkan, spesifikasi biodiesel.

BAB III : METODE PENELITIAN DAN PENGOLAHAN DATA

Pada bab ini dijelaskan mengenai cara pengujian yang dilakukan dalam penelitian ini dengan menggunakan *engine test bed*, kemudian cara menentukan *cetane number* menggunakan metoda ASTM D-613.

BAB IV : ANALISA HASIL PENGUJIAN

Analisa hasil pengujian yang disajikan adalah dalam bentuk grafik.

BAB V : KESIMPULAN

Bab ini berisikan kesimpulan yang diperoleh dari hasil penelitian yang telah dilakukan.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 MESIN DIESEL

Prototipe pertama mesin diesel diperkenalkan oleh Rudolph Diesel, seorang ilmuwan Jerman pada tahun 1892. Mesin diesel adalah mesin pembakaran dalam. Motor diesel biasa disebut juga “motor penyalaan kompresi” (*Compression Ignition Engine*), karena cara penyalaan bahan bakarnya dilakukan dengan menyemprotkan bahan bakar ke dalam udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi, sebagai akibat dari proses kompresi ada beberapa hal yang mempengaruhi unjuk kerja mesin diesel, antara lain besarnya perbandingan kompresi, tingkat homogenitas campuran bahan bakar dengan udara, karakteristik bahan bakar (termasuk *cetane number*), dimana, *cetane number* menunjukkan kemampuan bahan bakar untuk terbakar sendiri (*auto ignition*).

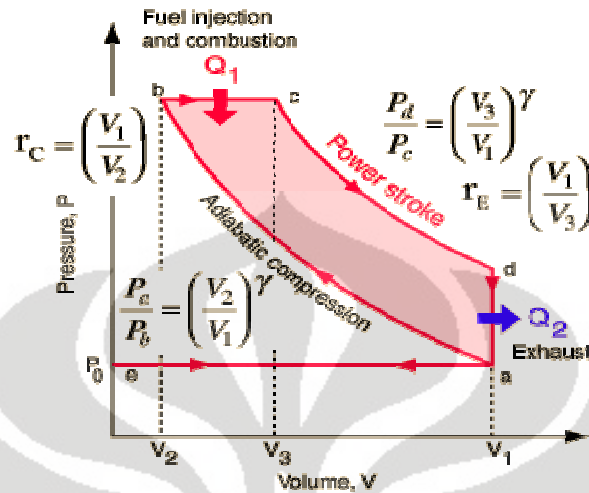
Pada mesin diesel, jenis bahan bakar lain yang memiliki kemampuan terbakar sendiri juga sangat memungkinkan digunakan sebagai bahan bakar dasar atau campuran dan additif minyak diesel (solar). Beberapa diantaranya adalah emulsi batu bara dan biodiesel (*vegetable oil*). Khusus penggunaan biodiesel, konsep sebagai alternatif bahan bakar mesin diesel sebenarnya bukan hal yang baru. Rudolf Diesel dengan demonstrasi penelitiannya sendiri (pada tanggal 10 Agustus 1893 di Jerman) sudah melakukan hal tersebut dan berhasil dengan baik.

2.1.1 Cara Kerja Mesin Diesel

Udara dikompresi secara adiabatik dengan rasio kompresi antara 15 – 20. Pada akhir langkah kompresi, langkah kerja dimulai bahan bakar diesel diinjeksikan secara kontinyu ke dalam ruang bakar melalui *atomizer*, penyalaan terjadi karena suhu udara kompresi yang tinggi yang suhunya sebesar 700 – 900 °C.

Pembakaran yang terjadi di ruang bakar mengakibatkan tekanan naik dan mendorong piston ke belakang. *Connecting rod* mentransmisikan

gerakan ke *crankshaft* yang kemudian mengubah gerakan dari gerakan linear ke gerakan rotasi. Kerja dari mesin diesel dapat dilihat dari sebuah siklus.



Gambar 2.1. Siklus mesin diesel.

Dari gambar siklus tersebut, terdapat 4 proses yang terjadi yaitu:

- a – b, kompresi adiabatik.
- b – c, injeksi bahan bakar pada keadaan isothermal.
- c – d, langkah kerja.
- d – a, langkah buang pada keadaan isokhorik.

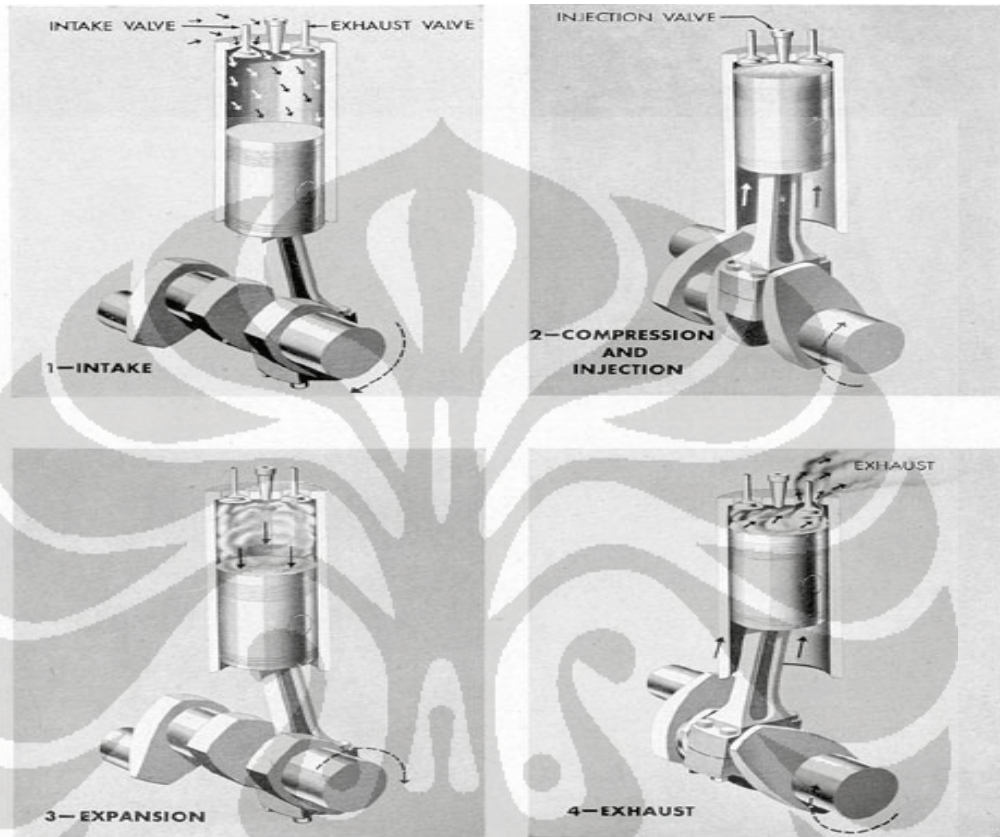
2.1.2 Tipe Mesin Diesel

Secara umum mesin diesel terbagi dua yaitu :

1. Mesin diesel 4 tak
2. Mesin diesel 2 tak

2.1.2.1 Mesin diesel 4 Tak

Mesin diesel 4 tak adalah mesin diesel yang memerlukan 4 langkah untuk memenuhi satu siklus. Pada satu siklus, ada satu langkah kerja atau impuls kerja atau dua putaran penuh pada *crankshaft*.



Gambar 2.2. Skema kerja mesin diesel 4 tak.

Langkah – langkah yang terjadi pada mesin diesel 4 tak:

a) Langkah masuk.

Katup masuk terbuka, katup keluar tertutup, udara masuk ke dalam ruang bakar ketika piston bergerak mundur. Ketika piston sudah mencapai BDC (*Bottom Dead Center*) katup masuk tertutup.

b) Langkah kompresi.

Dalam keadaan kedua katup tertutup piston melangkah maju, mengkompresi udara. Kompresi pada umumnya sebesar 500 psi dengan resultan suhu mencapai 900 – 1050 °F, tergantung dari desain mesin.

c) Langkah kerja.

Pada langkah ini, bahan bakar diinjeksikan ke dalam udara kompresi yang panas, dan penyalaan dan pembakaran terjadi dalam periode yang pendek gas pembakaran mendorong piston ke belakang.

d) Langkah buang.

Pada saat piston mendekati akhir langkah, katup buang terbuka, mengeluarkan gas hasil pembakaran.

2.1.2.2 Mesin Diesel 2 Tak

Mesin diesel 2 tak adalah mesin diesel yang memerlukan 2 langkah untuk memenuhi satu siklus. Ada satu langkah kerja untuk setiap 2 langkah piston atau setiap putaran *crankshaft*.



Gambar 2.3. Skema kerja mesin diesel 2 tak.

Proses yang terjadi pada mesin diesel 2 tak:

a) Kompresi dimulai.

Piston dari Titik Mati Bawah (TMB) silinder terisi udara dan kedua katup masuk dan keluar tertutup, udara terjebak dan dikompresi di dalam silinder.

b) Injeksi.

Pada akhir langkah kompresi, bahan bakar diinjeksikan dan pembakaran terjadi.

c) Ekspansi.

Gas hasil pembakaran mengakibatkan ekspansi dan piston bergerak mundur, kira – kira pada akhir langkah katup keluar terbuka, dan gas buang keluar.

2.1.3 Pembakaran Pada Mesin Diesel

Proses pembakaran pada mesin diesel berbeda dengan mesin bensin (*Spark Ignition*). Pada mesin bensin, campuran dari uap bahan bakar dan udara yang *homogeneous* dan terkarburasi dalam rasio kimia yang mendekati stoikometri dikompresi pada langkah kompresi dengan kompresi rasio yang rendah (antara 6 : 1 sampai 11 : 1) dan campuran kemudian dinyalakan pada satu titik sebelum titik mati atas (TDC) dengan bantuan busi elektrik. Setelah bahan bakar dibakar dengan bantuan busi, maka api akan merambat hingga bahan bakar habis terbakar. Pada mesin bensin, untuk kecepatan tertentu, kuantitas campuran udara dan bahan bakar tergantung dari beban yang dikenakan pada mesin.

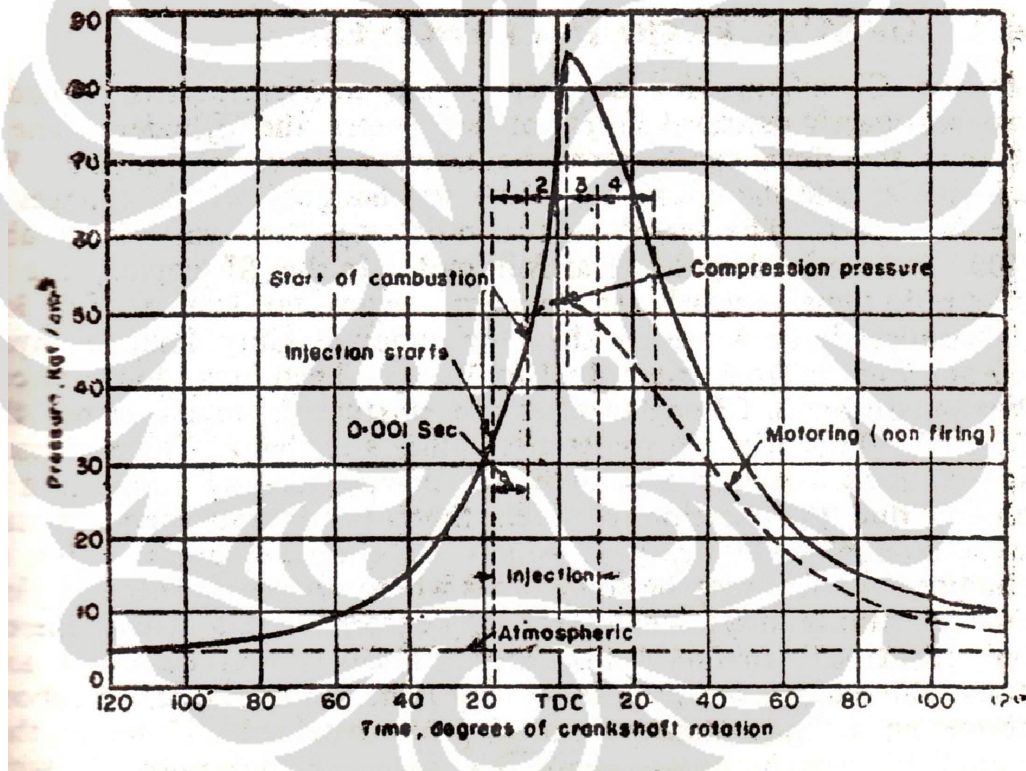
Sedangkan pada mesin diesel, hanya udara yang dikompresi dengan kompresi rasio yang tinggi (12 : 1 sampai 22 : 1) sehingga selama langkah kompresi, tekanan dan suhu meningkat sangat tinggi. Pada kondisi udara dengan tekanan dan suhu yang tinggi pada ruang bakar (diatas titik *ignition* dari bahan bakar), satu atau lebih injektor menginjeksikan bahan bakar pada fase *liquid* yang telah dikompresikan sampai dengan 110 – 200gf/cm² dengan menggunakan pompa bahan bakar sehingga bahan bakar yang masuk akan berbentuk droplet. Setiap droplet yang masuk ke ruang bakar (dengan temperatur 450-450 °C dan tekanan 30-40 kgf/cm²) dengan cepat akan dikelilingi oleh uap yang dihasilkan dari droplet tersebut. Sehingga pada

suatu titik tertentu uap-uap tersebut akan terbakar dengan sendirinya dan membakar bahan bakar yang diinjeksikan.

2.1.3.1 Tahap Pembakaran Pada Mesin Diesel

Secara garis besar tahap-tahap pembakaran pada mesin diesel terdiri dari 4 tahap, yaitu :

1. *Ignition delay period*
2. *Rapid combustion* atau *uncontrolled combustion*
3. *Controlled combustion*
4. *After-burning*



Gambar 2.4. Tahap pembakaran pada motor diesel.

2.1.3.1.1 Ignition delay period

Ignition delay period adalah periode selama bahan bakar diinjeksikan tetapi belum terbakar. Ignition delay ini juga dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya :

- a. Bahan bakar
- b. Tekanan injeksi atau ukuran dari droplet
- c. Sudut penginjeksian bahan bakar
- d. Rasio kompresi
- e. Temperatur udara intake
- f. Temperatur water jacket
- g. Temperatur bahan bakar
- h. Tekanan udara masuk (supercharging)
- i. Kecepatan mesin
- j. Rasio udara-bahan bakar
- k. Ukuran mesin
- l. Tipe dari ruang bakar

Untuk faktor bahan bakar, temperatur *self-ignition* adalah properti yang paling berpengaruh dalam *ignition delay period*. Semakin rendah temperatur *self-ignition* nya maka semakin cepat pula *delay periodnya*. *Cetane number* (CN) adalah skala yang dipakai untuk membandingkan derajat *ignition delay* untuk setiap bahan bakar diesel yang berbeda. Semakin tinggi cetane numbertnya maka akan semakin cepat *ignition delay periodnya* dan juga operasi mesin semakin halus. *Cetane number* sangat berpengaruh dari komposisi kimia dari suatu bahan bakar. Semakin banyak *paraffinic hydrocarbons* yang terkandung dalam bahan bakar, maka semakin tinggi pula *cetane number* yang dihasilkan.

2.1.3.1.2 *Rapid Combustion atau Uncontrolled Combustion*

Pada tahap ini, tekanan meningkat dengan cepat karena selama *delay period* droplet-droplet dari bahan bakar mempunyai waktu untuk menyebar dalam area yang luas dan mengikat udara bebas. Periode *rapid combustion* ini mulai dihitung dari akhir dari *delay period* sampai titik dimana tekanan sampai pada keadaan yang maksimum yang terukur pada indikator. Pada periode ini, kira-kira sepertiga dari total *heat* dihasilkan.

2.1.3.1.3 *Controlled Combustion*

Ketika periode *rapid combustion* telah selesai, maka akan langsung memasuki periode ketiga yaitu *controlled combustion*. Pada akhir dari periode *rapid combustion*, kondisi temperatur dan tekanan sangat tinggi sehingga memungkinkan droplet-droplet bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini dapat langsung terbakar seketika ketika diinjeksikan. Maka pada periode ini kenaikan tekanan selanjutnya dapat dikendalikan dengan proses mekanis, seperti *injection rate*. Periode ini dihitung dari temperatur maksimum hingga akhir proses pembakaran. *Heat* yang dihasilkan selama periode ini mencakup 70 – 80 % dari total *heat* yang dihasilkan selama satu siklus.

2.1.3.1.4 *After-burning*

Secara teoritis, proses pembakaran akan selesai sampai dengan periode ketiga. Namun, karena distribusi dari partikel bahan bakar yang tidak merata, proses pembakaran bisa saja terjadi pada langkah ekspansi. Durasi dari periode *after-burnig* ini terjadi kira-kira pada 70 – 80 derajat *crank angle* dari TDC. Total *heat* yang dihasilkan selama proses pembakaran adalah 95 – 97 %, dan sisanya 3 – 5 % dari *heat* menjadi bahan bakar yang tidak terbakar dan keluar dari *exhaust*.

2.2 BAHAN BAKAR MESIN DIESEL

Minyak diesel (solar45) berasal dari fraksi *Gasoil*, terdiri dari campuran Hidrokarbon, yang merupakan fraksi minyak bumi dengan kisaran titik didih antara 250 sampai 350 °C yang disebut juga sebagai middle distilat (Pertamina, 2001). Minyak diesel terbentuk dari rangkaian hidrokarbon dengan 14-18 karbon per molekul, dengan kandungan karbon dari 83 % sampai 87 % dan hidrogen sebesar 11 % sampai 14 % (perberat). Disusun dari senyawa aromatik hidrokarbon (*benzene, toluene, xylenes* dan hidrokarbon lainnya), sejumlah kecil sulfur, nitrogen dan residu yang lain dari minyak mentah [12].

Di Indonesia, bahan bakar tersebut lebih dikenal dengan nama solar. Berdasarkan jenis putaran mesinnya, bahan bakar mesin diesel dibagi menjadi 2 jenis, antara lain :

1. *Automotive Diesel Oil (ADO)*. Bahan bakar ini digunakan khusus untuk mesin diesel dengan kecepatan putarannya lebih dari 1000 rpm. Bahan bakar jenis inilah yang sering disebut sebagai solar yang pada umumnya digunakan untuk kendaraan bermotor.

2. *Industrial Diesel Oil (IDO)*, bahan bakar jenis ini digunakan untuk mesin diesel yang kecepatan putarannya kurang dari 1000 rpm. Bahan bakar ini biasa disebut dengan minyak diesel.

Kualitas dan jumlah minyak diesel tergantung pada komposisi kimia minyak bumi yang digunakan. Minyak bumi memiliki tipe hidrokarbon yang berbeda yang terdiri dari *paraffin, olefin, diolefin, acetylen, naphthenik*, dan aromatik hidrokarbon, yang menghasilkan minyak diesel dengan nilai *cetane number*, kandungan energi, *cloud point*, kandungan sulfur yang berbeda.

2.3 PENINGKATAN KUALITAS MINYAK DIESEL

Peningkatan kualitas pembakaran dan peningkatan kualitas bahan bakar agar memenuhi standard yang diijinkan dapat dilakukan dengan beberapa langkah perbaikan dan peningkatan pembakaran dan kualitas bahan bakar. Hal-hal yang berkaitan dengan perbaikan pembakaran dan bahan bakar meliputi perbaikan sistem sebelum pembakaran alternatif ini menyangkut perbaikan kualitas bahan bakar diantaranya penambahan additif & diversifikasi energi yaitu dengan menggunakan bahan bakar alternatif salah satunya dengan penggunaan biodiesel.

Peningkatan kualitas bahan bakar salah satu tujuannya untuk memperbaiki kualitas penyalaan salah yang berguna memperpendek kelambatan penyalaan (*ignition delay*). Kelebihan biodiesel adalah memiliki cetane number yang lebih tinggi dari minyak solar, kualitas kemampuan terbakar dengan sendirinya lebih baik, *ignition delay* nya lebih pendek, pada tekanan dan temperatur yang tidak terlalu tinggi dapat terbakar dengan

sendirinya dan setiap rantai hidrokarbonnya mengandung oksigen sedangkan minyak diesel (solar) tidak mengandung senyawa oksigen.

Bahan bakar juga harus memiliki properti dan karakteristik standar yang sesuai dengan yang diijinkan diantaranya seperti viskositas tidak terlalu tinggi (dalam batasan standard) sehingga akan meningkatkan efisiensi khususnya sistem bahan bakar, tidak mudah terbakar pada suhu yang relatif rendah (*flash point* rendah), tidak menimbulkan masalah terhadap terbentuknya jelaga dan korosi yang ditunjukkan dengan adanya kandungan sulfur, tidak mengandung sejumlah air dan sedimen yang memicu masalah pada sistem injeksi bahan bakar dan lain-lain.

Pengolahan dan pembuatan bahan bakar seperti biodiesel kualitasnya harus dijaga sehingga memiliki propertis yang memenuhi standar, dengan peningkatan kualitas diharapkan akan berkontribusi dalam meningkatkan performa mesin dan tidak menimbulkan masalah dikemudian hari.

Tabel 2.1 Standard Properti Biodiesel

No	Uraian	Standar*	Unit	Metode
1	Kinematic Viscosity at 40°C	2.3 – 6	cSt	ASTM D445
2	Density at 40 °C	0.85 – 0.90	gr/cm ³	ASTM D 1298
3	Cetane Number	Min 51		ASTM D 613
3	Total Acid Number (TAN)	< 0.8	Mg KOH/gr	ASTM D 664
4	Flash Point	> 100	oC	ASTM D 93
5	Cloud Point	< 18	oC	ASTM D 2500
6	Pour Point	-	oC	ASTM D 97

7	Water Content	< 0.05	% vol	ASTM D2709
8	Total Glycerol	< 0.24	% w	FBI A-02-03
9	Free Glycerol	< 0.2	% w	FBI A-02-03
10	Saponification Number	-	mg KOH/gr	FBI A-03-03
11	Ester Content	> 96.5	% w	Dihitung

Sumber : BPPT, * Standard Biodiesel Indonesia (SNI)

2.3.1 Biodiesel Sebagai *Cetane Improver*

Cetane number adalah sebuah ukuran dari kualitas penyalaan dari sebuah bahan bakar atau indikasi dari waktu penundaan penyalaan sampai bahan bakar tersebut terbakar. Kualitas penyalaan bahan bakar mesin diesel (solar) ini tergantung kepada komposisi molekulnya. Beberapa komponen molekul seperti *n-paraffin* dapat menyala didalam mesin diesel seperti aromatik yang memiliki struktur yang lebih stabil membutuhkan temperatur dan tekanan yang tinggi untuk menyala. Tergantung dari komposisi molekul minyak diesel (solar), dimana memiliki range *cetane number* antara 35-55 (Pertamina). Bagaimanapun, beberapa keadaan dan sifatnya membutuhkan additive untuk meningkatkan *cetane number*nya. *Cetane number* bertambah dengan penambahan *cetane improver* tetapi tidak linier. Sebuah bahan bakar dengan *cetane number* yang tinggi seperti biodiesel mempunyai waktu kelambatan penyalaan yang pendek setelah diinjeksikan ke ruang silinder sampai dengan bahan bakar tersebut menyala dengan sendirinya.

Cara alami dilakukan dengan memodifikasi karakteristik fisik bahan bakar diesel (solar), merubah komponen-komponennya misalnya mengurangi kandungan sulfur, nitrogen dan *olifin* nya dan cara yang kedua adalah dengan penambahan additive seperti dengan campuran biodiesel (*ethyl ester* atau *methyl ester*), penambahan additive seperti : alkohol, *alkyl nitrate*, *2-ethylhexyl nitrate* (EHN), *tertiary butyl peroxide*, *diethylene glycol methyl*

ether. Kedua cara tersebut sangat efektif untuk meningkatkan kualitas pembakaran (menaikkan *cetane number*).

Pengembangan atau peningkatan kualitas bahan bakar mesin diesel dengan penambahan additif (*cetane number improver*) mempunyai keuntungan-keuntungan sebagai berikut :

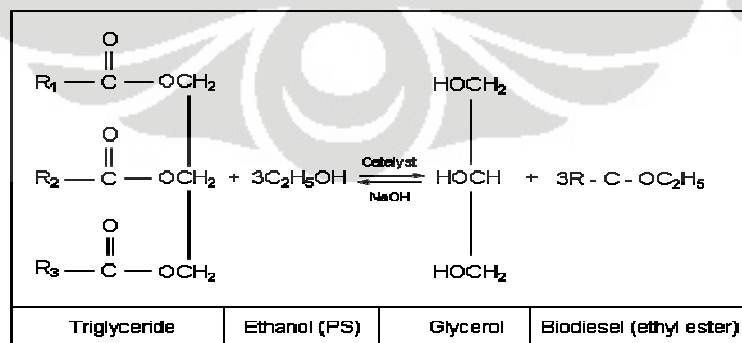
- Efektif meningkatkan kualitas atau kemampuan penyalaan dengan bertambahnya *cetane number* bahan bakar
- Efektif mengurangi tingkat emisi gas buang

2.3.2 Proses Pembuatan Biodiesel

Pada prinsipnya, proses transesterifikasi adalah mengganti gugus alkohol dari ester dengan alkohol lain yang tujuannya untuk mendorong reaksi agar bergerak ke kanan sehingga dihasilkan metil/etil ester (biodiesel). Proses transesterifikasi, lebih umum adalah untuk mengeluarkan gliserin dari minyak dan mereaksikan asam lemak bebasnya dengan alkohol (biasanya metanol atau etanol) menjadi biodiesel.

Ketika proses transesterifikasi terjadi, biasanya ada fenomena yang terjadi, fenomena ini terjadi dalam dua fasa, yaitu pada awal reaksi etanol dan minyak nabati tidak dengan cepat bercampur dan pada akhir reaksi ada dua lapisan (dua fasa) yaitu terdapatnya gliserol dan yang lain adalah ethyl ester.

Pada gambar 2.5 berikut disajikan reaksi transesterifikasi trigliserida dengan spiritus (etanol) untuk menghasilkan etil ester (biodiesel).



Gambar 2.5. Reaksi Transesterifikasi

2.3.3 Minyak Nabati Sebagai Biodiesel

Penggunaan minyak nabati sebagai bahan bakar mesin diesel (biodiesel) dikarenakan adanya persamaan sifat-sifat atau karakteristik minyak nabati dengan petrodiesel. Adanya persamaan karakteristik disini tidak berarti mutlak seluruh parameter minyak diesel harus sama dan terpenuhi pada minyak nabati. Banyak minyak tumbuhan telah diolah menjadi alternative atau pengganti bahan bakar. Umumnya sumbernya berasal dari kedelai, bunga matahari, kelapa sawit, kelapa dan juga minyak goreng bekas.

Pengembangan biodiesel dengan mengkonversikan minyak nabati menjadi ester (metil atau etil ester) ternyata lebih menggemirakan dibandingkan dengan penggunaan minyak tumbuhan langsung sebagai bahan bakar.

Pada Tabel 2.2. di bawah ini ditampilkan tanaman-tanaman di Indonesia yang berpotensi sebagai penghasil biodiesel.

Tabel 2.2 Tanaman Penghasil Biodiesel di Indonesia

Nama Tanaman		Kandungan Minyak per Hektar	
Inggris	Indonesia	Kilogram	Liter
Corn	Jagung	145	172
Cahsew Nut	Jambu mete	148	176
Oats	Gandum	183	217
Cotton	Kapas	273	325
Hemp	Ganja	305	363
Soybean	Kedelai	375	446
Coffee	Kopi	386	459
Linseed (Flax)	Rami	402	178
Pumpkin seed	Biji labu	449	534
Coriander	Ketumbar	450	536
Sesame	Wijen	585	696
Rice	Beras	696	828
Cocoa	Cokelat	863	1026
Peanuts	Kacang tanah	890	1059
Rapeseed	Lobak	1000	1190
Olives	Zaitun	1019	1212
Castor-beans	Jarak – Kepyar	1188	1413
Pecan nuts	Kemiri	1505	1791
Jathropa	Jarak pagar	1590	0892
Avocado	Alpukat	2217	2638

Coconut	Kelapa	2260	2689
Palm oil	Kelapa sawit	5000	8950

2.4 PROPERTIS BAHAN BAKAR DIESEL

2.4.1 Nilai *Cetane* (*Cetane Number*)

Cetane number menunjukkan kualitas bahan bakar untuk menyala sendiri, lebih tepatnya menunjukkan *ignition delay* dari bahan bakar tersebut. *Ignition delay* itu sendiri merupakan periode diantara dimulainya injeksi sampai dengan awal dari pembakaran (*ignition*) bahan bakar tersebut. Pada mesin diesel pada khususnya, bahan bakar dengan *cetane number* lebih tinggi akan mengalami *ignition delay* yang lebih singkat dibanding bahan bakar dengan *cetane number* yang lebih rendah. Nilai *cetane number* umumnya tergantung pada komposisi bahan bakar.

Ada dua cara yang dapat dilakukan untuk menentukan nilai *Cetane Number* itu sendiri. Yang pertama adalah dengan metode *calculated cetane index* (ASTM D-976 atau D-4737). Metode ini menggunakan nilai dari densitas dan titik didih dari bahan bakar. Metode ini dapat diterapkan untuk mengestimasi nilai *cetane number* dari bahan bakar yang berasal dari proses destilasi, namun metode ini tidak dapat diterapkan pada bahan bakar yang mengandung zat *additive* yang dapat menaikkan nilai cetane number. Hal ini disebabkan karena zat *additive* tersebut tidak merubah densitas dari bahan bakar ataupun profil destilasinya, sehingga tidak akan berpengaruh terhadap hasil dari metode ini. Cara yang kedua adalah diukur dengan menggunakan standard mesin yang disebut *CFR Cetane Engine* (Metode ASTM D-613), dimana kompresi rasionya dapat diubah-ubah. Bahan bakar dengan komponen *n-cetane* (*hexadecane*), ($C_{16}H_{34}$) dengan *cetane number* 100 dicampur dengan *isocetane*, *heptamethyl nonane* yang memiliki angka setana yang sangat rendah (15) atau *α metil naptalena* (CN = 0), diinjeksikan ke ruang bakar dan ketika campuran bahan bakar tersebut mempunyai waktu penyalaan yang sama dengan bahan bakar yang dipakai sebagai referensi (misalnya solar

murni sebagai pembanding), maka diperoleh nilai *cetane number* yang baru kedua campuran.

2.4.2 Density (Berat Jenis)

Berat jenis (ρ) didefinisikan sebagai perbandingan antara berat (kg) per satuan volume (m^3) bahan bakar. Karakteristik ini sangat berhubungan erat dengan nilai kalor dan daya yang dihasilkan oleh suatu mesin diesel per satuan bahan bakar yang digunakan. Density juga dapat dipengaruhi oleh perubahan temperatur dan tekanan yang dialami fluida bahan bakar. Semakin tinggi tekanan yang dialami fluida bahan bakar maka berat jenisnya semakin tinggi dan semakin tinggi temperatur fluida bahan bakar maka berat jenisnya semakin menurun.

2.4.3 Viscosity (Viskositas)

Viskositas dikenal sebagai tahanan yang dimiliki oleh suatu fluida bila dialirkan di dalam pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, yang pada umumnya dinyatakan dalam satuan waktu yang dibutuhkan untuk mengalir sejauh jarak tertentu. Pada mesin diesel viskositas berpengaruh pada kemudahan bahan bakar untuk mengalir di dalam saluran bahan bakar, pompa dan injektor. Semakin rendah viskositasnya, maka semakin mudah bahan bakar tersebut mengalir.

2.4.4 Pour Point (Titik Tuang)

Titik tuang adalah batas temperatur tuang dimana mulai terbentuk kristal-kristal parafin yang dapat menyumbat saluran bahan bakar dan injektor. Titik tuang mengindikasikan kecocokan bahan bakar beroperasi dalam kondisi cuaca dingin. Pada titik tuang yang tinggi bahan bakar tidak akan mengalir sempurna dan tidak akan terjadi atomisasi yang baik ketika diinjeksikan ke ruang bakar.

2.4.5 Flash Point (Titik Nyala)

Titik nyala adalah temperatur terendah suatu bahan bakar yang pada saat dipanaskan, maka uap yang bercampur dengan udara dari hasil pemanasan tersebut akan menyala bila diberikan api kecil. Nyala tersebut tidak kontinyu, hanya berupa kilatan api. Titik Nyala dengan menggunakan standard ASTM D93. Titik Nyala bahan bakar diesel tidak terlalu signifikan mempengaruhi unjuk kerja mesin.

2.4.6 Water Content (Kadar Air)

Adanya kandungan air pada bahan bakar meskipun dalam jumlah sedikit akan menyebabkan terjadinya penyumbatan pada saluran bahan bakar dan filter bahan bakar, menyebabkan korosi dan *wear* pada pompa bahan bakar dan injektor. Sehingga memperpendek umur kegunaan material tersebut. Kelebihan kadar air juga menyebabkan pembakaran yang tidak merata.

2.4.7 Sulfur Content (Kadar Belerang)

Kandungan sulfur yang terdapat dalam bahan bakar akan menyebabkan terjadinya korosi atau partikel-partikel padat saat pembakaran. Hal ini disebabkan oleh karena kandungan sulfur yang ada pada bahan bakar yang tidak seluruhnya terbakar dan membentuk gas, akan menjadi cairan korosif ketika bereaksi dengan air (produk hasil pembakaran).

2.4.8 Cloud Point (Titik Embun)

Cloud point adalah temperatur dimana kristal lilin di dalam bahan bakar membentuk tampilan seperti awan/embun. Cloud Point adalah suatu indikator kecenderungan minyak untuk menyumbat saringan atau filter pada temperatur operasi yang dingin.

2.4.9 Total Acid Number (TAN)

Total Acid Number adalah jumlah dari *Potasium Hidroksida* (KOH) dalam milligram yang dibutuhkan untuk menetralkan asam (*acid*) dalam satu

gram bahan bakar. Besar nilai *Total Acid Number* mengindikasikan potensi problem terjadinya korosi.

2.4.10 *Free Glycerin (Gliserol Bebas)*

Glyserol bebas adalah hasil dari pemisahan dari ester dan produk glyserol setelah proses reaksi transesterifikasi. Hal ini dapat diakibatkan oleh hasil pengendapan dan pencucian produk biodiesel yang tidak sempurna dan mungkin berkorelasi dengan pelepasan/pemisahan alkohol yang tidak sempurna. Glyserol bebas dapat menjadi sebuah sumber deposit karbon dalam ruang bakar karena proses pembakaran yang tidak sempurna.

2.4.11 *Heating Value atau Caloric Value (Nilai Kalor)*

Nilai kalor adalah jumlah dari panas yang dilepaskan seama proses pembakaran pada jumlah yang spesifik. Nilai kalor biasanya digunakan pada bahan bakar ataupun bahan makanan, dan merupakan karakteristik dari setiap bahan tersebut. Nilai kalor ini didefinisikan sebagai energi per satuan benda tersebut. Satuan yang biasa dipergunakan adalah massa, seperti : *kcal/kg*, *kJ/kg*, *J/mol*, *Btu/m³*. Nilai kalor dapat ditentukan biasanya menggunakan alat *bomb calorimeter*.

Ada dua nilai kalor yang biasa dipergunakan secara umum, yaitu *higher heating value* (HHV) dan *lower heating value* (LHV). *Higher heating value* (HHV) atau *gross calorific value* dapat ditentukan dengan membawa kembali semua hasil dari pembakaran, khususnya mengkondensasi hasil uap kedalam temperatur pre-combustion. Sedangkan *lower hating value* (LHV) atau *net calorific value* dapat ditentukan dengan mengurangi nilai dari *higher heating value* (HHV) dengan nilai heat dari proses penguapan dari air yang dihasilkan dari proses pembakaran. Macam-macam nilai kalor dari bahan bakar dapat dilihat pada tabel 2.3.

Tabel 2.3 Nilai Kalor Bahan Bakar

Fuel	HHV(MJ/kg)	<u>LHV</u> (MJ/kg)	HHV/LHV	LHV/HHV
<u>Coal</u>	34.1	33.3	1.024	0.977
<u>CO</u>	10.9	10.9	1.000	1.000
<u>Methane</u>	55.5	50.1	1.108	0.903
<u>Natural gas</u>	42.5	38.1	1.115	0.896
<u>Propane</u>	48.9	45.8	1.068	0.937
<u>Gasoline</u>	46.7	42.5	1.099	0.910
<u>Diesel</u>	45.9	43.0	1.067	0.937
<u>Hydrogen</u>	141.9	120.1	1.182	0.846

2.5 PARAMETER PERFORMA MESIN DIESEL

Parameter-parameter yang diukur seperti kecepatan mesin, beban mesin, konsumsi bahan bakar, temperatur udara dan gas buang, serta emisi gas buang (tingkat kepekatan asap – Opasitas) dihitung dalam satuan unjuk kerja berikut:

2.5.1 Daya / Brake Horse Power (BHP)

Daya keluaran mesin (BHP) didefinisikan dengan sebuah torsi maksimum pada kecepatan mesin yang diberikan. Metode umum yang dipakai adalah dengan bantuan susunan pengereman (*braking*) atau dinamometer untuk memberikan momen puntir guna menahan perputaran poros, atau bisa juga menunjukkan bahwa daya yang dimaksud adalah daya yang ditransmisikan melalui poros.

Dinamometer menggunakan sensor untuk mengindikasikan kecepatan dan torsi. Sinyal periodik dari sensor yang nilainya proporsional dengan kecepatan mesin dihubungkan ke indikator dan kontroler. Dengan menggunakan tombol pada kontrol panel, operator dapat menentukan dinamometer akan dipakai untuk mengontrol kecepatan atau torsi.

Untuk mengontrol kecepatan, dinamometer menerima berapa pun beban yang diperlukan untuk mempertahankan kecepatan tersebut.

Untuk mengontrol torsi, dinamometer mempertahankan beban yang tetap. Kecepatan mesin akan meningkat ke titik dimana gesekan di dalam

mesin akan meningkat dengan jumlah sesuai dengan peningkatan torsi yang dihitung.

Untuk dinamometer elektrik, energi yang diserap dari mesin dikonversikan menjadi energi listrik yang akan didisipasikan menjadi panas dengan tahanan panas. Dengan menggunakan transformer, energi yang dipakai dapat digunakan untuk membangkitkan listrik. Dinamometer elektrik terdiri dari tipe DC, AC, *Eddy Current*.

Untuk dinamometer hidrolis, energi yang diserap digunakan untuk memompa air melalui sistem yang mendisipasikan energi sebagai panas oleh friksi fluida.

Secara umum dinamometer dibagi menjadi 2 jenis, yaitu:

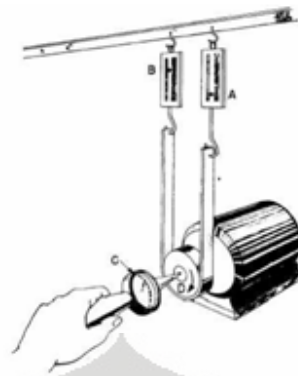
- Tipe Absorpsi
- Tipe *Driving*

2.5.1.1 *Dinamometer Tipe Absorpsi*

Dinamometer tipe ini mengukur torsi dan daya dengan menyerap energi mekanik, cocok digunakan untuk mengukur daya dari mesin (pembakaran dalam ruang dan mesin turbin gas) dan motor elektrik. Beberapa jenis dari dinamo tipe ini adalah *Prony Brake*, *Water Brake* dan *Eddy Current Dynamometer*.

2.5.1.1.1 *Prony Friction Brake*

Adalah alat untuk mengukur daya poros, seperti pada mesin. *Prony brake* dapat digunakan untuk mengukur beban/gaya dari mesin, dengan cara daya keluaran dari mesin diserap dan diubah sebagai energi panas pada bagian material pengereman. Dengan menyesuaikan beban/gaya pengereman, daya keluaran pada kecepatan dan pengaturan katup tertentu maka beban/gaya pada mesin dapat diketahui.



Prony Brake

Gambar 2.6 Dynamometer *Pony Brake*

2.5.1.1.2 *Water-brake dynamometer*

Dinamometer jenis ini memiliki prinsip dasar yang sama dengan *prony brake*, hanya saja dinamometer ini menggunakan gesekan air (bukan gesekan kering) untuk menyerap energinya.

Saat menguji mesin dengan *water-brake dynamometer*, beban/gaya keluaran mesin dikembangkan menjadi prinsip momentum langsung yang terjadi antara rotor dan stator dari dinamometer. Rotor dinamometer mengarahkan air dengan rumah *water-brake* (stator). Hal ini membuat stator mengarahkan kembali air ke rotor sehingga menghasilkan gerakan yang berlawanan dengan gerakan rotor. Kondisi turbulen dan tekanan balik inilah yang menyebabkan efek gaya pengereman. Makin besar aliran air yang melewati dinamometer maka efek pengereman yang dihasilkan akan semakin besar.

Stator dihubungkan dengan *strain gage* (torsi penghubung) yang akan mengukur gaya yang bekerja pada stator. Dengan kalibrasi yang tepat, gaya yang bekerja pada stator dapat diukur untuk menghitung torsi yang bekerja pada mesin.



Gambar 2.7 *Dynamometer Water Brake*

2.5.1.1.3 *Eddy Current Dynamometer*

Eddy Current Dynamometer adalah dinamometer yang menghasilkan torsi pengereman dengan menggunakan prinsip arus *eddy* yang menginduksi pada cakram logam yang berputar dan berada dalam sebuah medan magnet.



Gambar 2.8 *Dynamometer Eddy Current*

2.5.1.2 *Dinamometer Tipe Driving*

Dinamometer jenis ini menggunakan alat (dalam hal ini motor) yang dapat dikendalikan untuk mengimbangi gaya dari mesin yang sedang diuji. Terdiri dari 2 jenis :

2.5.1.2.1 DC Dynamometer

Dinamometer DC adalah sebuah dinamometer yang memanfaatkan torsi putar motor DC (arus searah) untuk mengimbangi gaya putar dari poros mesin yang sedang diukur dayanya.



Dynamometer DC

Gambar 2.9 Dinamometer DC

2.5.1.2.2 AC Dynamometer

Dinamometer AC adalah dinamometer yang serupa dengan dinamometer DC, hanya saja motor yang digunakan adalah motor yang menggunakan arus listrik bolak-balik.



Dynamometer AC

Gambar 2.10 Dinamometer AC

Untuk mendapatkan nilai BHP, dapat dipergunakan persamaan menggunakan korelasi putaran mesin dan torsi yang dihasilkan.

$$BHP = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot T}{1000 \cdot 60} \text{ [kW]} \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana ; $T = \frac{F \times L}{1000}$ [Nm] dan $F = W \cdot g$ [N]

n = putaran mesin [rpm]

T = torsi [N/m]

F = gaya penyeimbang [N]

W = beban pada dinamometer [kgf]

g = gaya gravitasi = 9.81 [m/s²]

L = panjang lengan torsi [m]

2.5.2 Laju Konsumsi Bahan Bakar (FC)

Konsumsi bahan bakar per satuan waktu (*FC – Fuel Consumption*) dapat ditentukan melalui persamaan berikut (*manual engine research test bed*) :

$$FC = \frac{3600 \times V_g}{t} \text{ [L/HR]} \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana : V_g = Volume bahan bakar yang dipergunakan [liter]

t = waktu yang dibutuhkan [detik]

Fuel consumption juga dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor, seperti putaran mesin, *engine displacement*, *LHV (Lower Heating Value)*, Efisiensi mesin, *bmep (break mean effective pressure)* dan *fmep (friction mean effective pressure)*

$$FC = \frac{(n \cdot V_d / 2000)}{LHV \cdot \eta_i} \times (fmep + bmep) \text{ [mile/gallon]} \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana : n = Putaran mesin [rpm]

V_d = *Engine Displacement* [liter]

LHV = *Lower Heating Value* [Kj/kg]

η_i = Efisiensi mesin

f_{mep} = friction mean effective pressure [kPa]

b_{mep} = break mean effective pressure [kPa]

2.5.3 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi bahan bakar spesifik adalah rasio konsumsi bahan bakar dengan daya keluaran (*BHP/useful power*), dihitung dengan persamaan :

$$SFC = \frac{FC}{BHP} \text{ [L/kW.hr]} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana : FC = Fuel consumption [L/hr]

BHP = Brake Horse Power [kW]

2.5.4 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi thermal dari motor diesel menyatakan efektifitas energi bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar dalam menghasilkan kerja. Dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_{th} = \frac{3,6 \times BHP}{Q_f} \times 100 \text{ [%]} \dots\dots\dots(2.5)$$

dimana : $Q_f = H \times FC \times \gamma$

H = Nilai kalor bawah, *LHV* [MJ/kg]

FC = Konsumsi bahan bakar [L/hr]

γ = massa jenis bahan bakar [kg/m³]

2.5.5 Emisi Gas Buang (Tingkat Kepekatan Asap - Opasitas)

Opasitas atau tingkat kepekatan asap merupakan salah satu parameter yang digunakan untuk menentukan performa mesin diesel. Di Indonesia khususnya, sesuai dengan peraturan dirjen perhubungan darat khususnya surat keputusan Nomor : SK.1076/KP.108/DRJD/2005 tentang kompetensi pengujian kendaraan bermotor, opasitas atau tingkat kepekatan asap termasuk ke dalam salah satu item yang harus diuji dalam pengujian berkala kendaraan bermotor.

Dewasa ini masalah pencemaran dan polusi udara di dunia, yang sebagian besar disebabkan oleh gas buang kendaraan bermotor, terus meningkat. Hal ini memberi dampak yang sangat berbahaya bagi kehidupan manusia dan lingkungan hidup. Dampak yang berbahaya seperti efek rumah kaca (*Green House Effect*), menipisnya lapisan ozon, kerusakan sistem pernapasan manusia, keracunan yang menyebabkan kematian dan banyak lagi dampak berbahaya lainnya. Semua itu disebabkan oleh zat-zat yang terkandung dalam emisi gas buang kendaraan bermotor tidak sesuai dengan kadar batas yang diizinkan. Zat-zat berbahaya yang terkandung dalam gas buang dari kendaraan bermotor, antara lain : CO (karbon monoksida), HC (hidrokarbon), CO₂ (karbon dioksida), NO_x, dan beberapa zat berbahaya lainnya. Zat-zat berbahaya pada gas buang kendaraan bermotor tersebut dihasilkan melebihi ambang batas oleh kendaraan bermotor jika terjadi pembakaran yang tidak sempurna oleh mesin kendaraan tersebut.

Oleh karena itu, untuk mengurangi tingkat pencemaran dan polusi udara di dunia, hampir setiap negara mulai memberlakukan peraturan mengenai emisi gas buang kendaraan bermotor yang sesuai standar dan sesuai batas ambang tidak berbahaya. Jadi, setiap kendaraan bermotor harus diperiksa apakah emisi gas buangnya tidak melebihi batas-batas yang telah ditentukan, biasanya dinamakan uji emisi. Untuk mengetahui emisi gas buang dari kendaraan bermotor diperlukan alat untuk mengetahui kadar atau komposisi dari gas buang tersebut. Alat untuk mengetahui emisi gas buang dari kendaraan bermotor dibagi menjadi dua, untuk kendaraan bermotor dengan bahan bakar bensin (mesin *Otto*) dinamakan *Exhaust Gas Analyzer*, dan untuk yang bahan bakar solar (mesin *Diesel*) dinamakan *Smoke Analyzer*.

Dengan menggunakan alat ini, tidak hanya kadar emisi gas buang kendaraan bermotor yang dapat diketahui tetapi juga dapat mengetahui bagaimana performa sebuah mesin dari hasil kadar emisi gas buang itu sendiri. Dari hasil emisi gas buang, dapat diketahui apakah pembakaran pada mesin sempurna atau tidak. Sempurna atau tidaknya pembakaran pada mesin tergantung pada campuran bahan bakar dengan udara, apakah campurannya

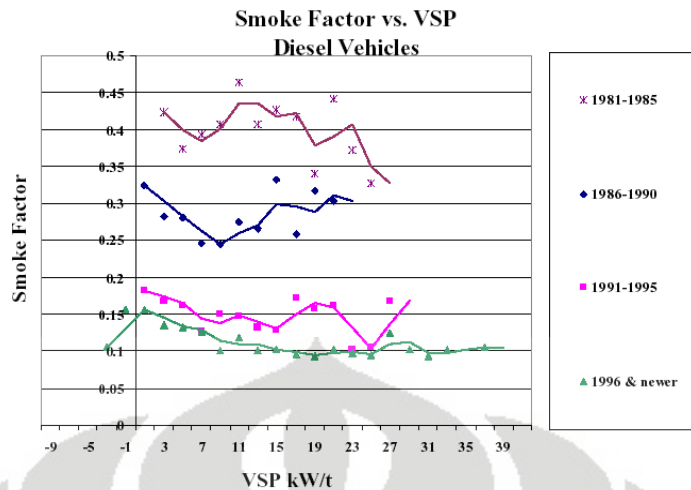
terlalu banyak bahan bakarnya (campuran kaya) atau terlalu banyak udaranya (campuran kurus).

2.5.5.1 *Smoke Analyzer*

Exhaust Diesel menghasilkan lebih dari 400 campuran partikel berbeda, uap dan material racun organik, yang disebabkan akibat proses pembakaran bahan bakar. Beberapa racun yang ditemukan pada *exhaust Diesel* antara lain :

- *carbon monoxide*
- *sulfur dioxide*
- *arsenic*
- *acetaldehyde*
- *benzene*
- *formaldehyde*
- *inorganic lead*
- *manganese compounds*
- *mercury compounds*
- *methanol*
- *phenol*
- *cyanide compounds*

Tingkat polutan pada kendaraan juga tergantung pada tahun pembuatan, kebanyakan mobil tua menghasilkan asap yang lebih banyak sehingga menghasilkan polutan yang besar pula. Dibawah ini ditampilkan grafik perbandingan antara *smoke factor* yang diakibatkan berdasarkan daya per waktu yang dihasilkan yang dikaitkan dengan tahun pembuatan mobil.



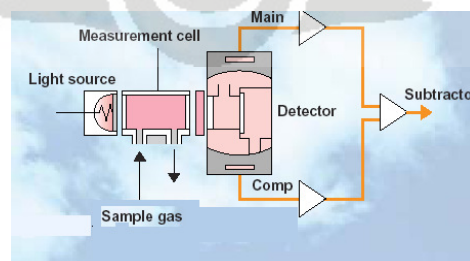
Gambar 2.11 Pengaruh asap terhadap tenaga per satuan waktu yang dihasilkan mesin

Oleh karena itu, harus ada proses pencegahan agar efek dari *exhaust Diesel* dapat dikurangi sehingga tidak membahayakan bagi lingkungan. Untuk mengetahui tingkat polutan pada *exhaust Diesel* digunakan *smoke analyzer*. *Smoke analyzer* ini digunakan untuk mengukur nilai opasitas suatu *exhaust Diesel*.



Gambar 2.12 *Portable smoke analyzer*

2.5.5.1.1 Cara Kerja Smoke Analyzer



Gambar 2.13 Diagram skematik *smoke analyzer*

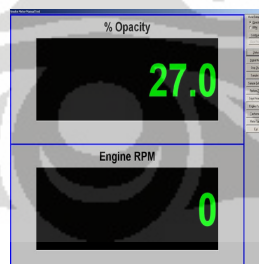
Sampel gas dimasukkan kedalam *measurement cell*, *light source* memancarkan sinar, apabila *receiver* menerima sinar secara penuh berarti opasitas 0% dan jika sinar tidak diterima sama sekali berarti opasitas 100%, jadi makin besar cahaya yang dikirim terganggu dibaca oleh *receiver* maka makin besar nilai opasitasnya.



Gambar 2.14 Aplikasi penggunaan *smoke analyzer*

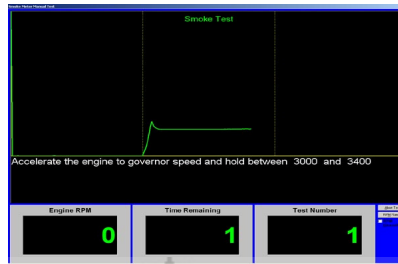
Saat digunakan, *probe smoke analyzer* biasa diletakkan pada sistem *exhaust* knalpot, setelah itu mesin dijalankan pada rpm tertentu hingga didapatkan nilai opasitas yang konstan.

2.5.5.1.2 Tampilan Dari Smoke Analyzer



Gambar 2.15 Contoh hasil pengujian *smoke analyzer*

Gambar diatas adalah contoh tampilan keluaran dari pengujian *smoke analyzer*. Dapat dilihat bahwa pada saat mesin 0 rpm, tingkat opasitasnya 27 %.



Gambar 2.16 Hasil pengukuran smoke analyzer

Tampilan gambar diatas menunjukkan hasil dari *smoke analyzer* dalam bentuk grafik dimana pada contoh diatas mesin dipertahankan melakukan putaran 3000 rpm sampai 3400 rpm.

Pada pengujian mesin Diesel sebagai parameter untuk gas buang adalah Opasitas atau kadar kepekatan asap, *Total Oxides of Nitrogen* (NO_x), *Total Particulate Matter* <10 µm (PM-10 or PM), *Carbon Monoxide* (CO), and *Total Hydrocarbon* (THC) mengacu prosedur pengetesan yang ditetapkan oleh *Environmental Protection Agency* (EPA). Namun pada pengujian mesin Diesel ini hanya opasitas atau kadar kepekatan asap yang menjadi parameter gas buang (dimana standar pengujian yang dipakai standard pengujian ISO 3046 dan uji laik operasi SPLN/ No. 47-5, 1986) yang ditunjukkan dengan persentase dari cahaya yang dapat diterima pada sensor kepekatan (100% = pekat sempurna, 0%= cahaya dapat diteruskan).

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 KARAKTERISTIK BIODIESEL

Dari literatur yang ada, didapatkan properti minyak jagung dan standar untuk minyak mesin diesel seperti pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Properti Biodiesel Minyak Jagung

No	Uraian	Standard	M. Jagung	Unit	Metode
1	Kinematic Viscosity at 40°C	2.3 – 6	4.869	cSt	ASTM D445
2	Density at 40 °C	0.85 – 0.90	0.8886	gr/cm ³	ASTM D 1298
3	Total Acid Number (TAN)	< 0.8	0.2168	mg KOH/gr	ASTM D 664
4	Flash Point	> 100	180	oC	ASTM D 93
5	Cloud Point	< 18	11	oC	ASTM D 2500
6	Pour Point	-	- 3	oC	ASTM D 97
7	Water Content	< 0.05	0.02	% vol	ASTM D2709
8	Total Glycerol	< 0.24	0.3235	% w	FBI A-02-03
9	Free Glycerol	< 0.2	0.0135	% w	FBI A-02-03
10	Saponification Number	-	201.069	mg KOH/gr	FBI A-03-03
11	Ester Content	> 96.5	99.1569	% w	Dihitung
12	Lower Heating Value	45300	37500	kJ/kg	Dihitung

Sumber : BPPT, * Standard Biodiesel Indonesia (SNI)

3.2 PENGUJIAN CETANE NUMBER

Pengujian *cetane number* minyak solar, biodiesel jagung dengan komposisi solar murni, B10, B20 dan B30 dilakukan di laboratorium Fasilitas Lemigas Departemen Energi dan Sumber Daya Mineral dengan memakai mesin CFR merk *Waukesha Engine WI 53188* empat langkah dengan dengan kompresi rasio yang dapat diubah-ubah.

3.2.1 Prosedur Pengujian dan Kalkulasi Data Cetane Number

3.2.1.1 Spesifikasi Alat Pengujian Cetane Number

Spesifikasi alat yang dipakai dalam pengujian cetane number berdasarkan ASTM D 613 dapat dilihat pada tabel 3.2

Tabel 3.2 Spesifikasi Alat Pengujian Cetane Number

Item	Description
Crankcase	Model CFR-48 (Preferred), High or Low Speed Models (Optional)
Cylinder Type	Single bore cast iron with integral coolant jacket
Cylinder Head Type	Cast Iron with turbulence precombustion chamber, variable compression plug passage, integral coolant passages, and in-head valve assembly
Compression Ratio	Adjustable 8:1 to 36:1 by external handwheel assembly
Cylinder Bore (Diameter), in.	3.250 (Standard), Reboring to 0.010, 0.020, 0.030 over is acceptable
Stroke, in.	4.50
Displacement, cu in	37.33
Valve Mechanism	In-head with enclosure
Intake and Exhaust Valves	Stellite faced, plain type without shroud
Piston	Cast iron, flat top
Piston Rings:	
Compression Type	4, Ferrous, straight sided (Top may be chrome plated—Optional)
Oil Control	1, Cast iron, one piece, slotted (Type 85)
Camshaft Over lap, degree	5
Fuel System	Injection pump with variable timing device and injector
Injector	Holder with by-pass pressure release valve
Spray Nozzle	Closed, differential-needle, hydraulically-operated, pintle type
Weight of Engine	Approximately 400 kg (880 lb)
Weight of Complete Test Unit	Approximately 1250 kg (2750 lb)

Sumber: Standard Test Method for Cetane Number of Diesel Fuel Oil D 613

3.2.1.2 Prosedur Pengujian Cetane Number

Prosedur pengujian *cetane number* dilakukan dengan tahapan-tahapan sebagai berikut :

1. Pastikan mesin bekerja dan terkalibrasi dengan baik.
2. Masukkan sampel bahan bakar ke tangki 1. Buang sisa-sisa udara yang tersisa dari jalur masuknya bahan bakar sampai ke pompa, dan posisikan katup *fuel-selector* untuk menjalankan *engine* ke arah tangki 1.
3. Cek *fuel flow rate* dan atur flow-rate-micrometer dari pompa bahan bakar sehingga mencapai 13 ml per menit.
4. Setelah mengatur *fuel flow rate*, lanjutkan untuk mengatur *injection-timing-micrometer* dari pompa bahan bakar sehingga menunjukkan $13.0 \pm 0.2^\circ$ pada indikator pembacaan *injection advance*.
5. Atur putaran *handwheel* untuk mengubah *compression ratio* sampai mendapatkan nilai $13.0 \pm 0.2^\circ$ pada indikator pembacaan *ignition delay*.
6. Pastikan indikator untuk pembacaan *injection advance* dan *ignition delay* telah mencapai keadaan stabil (biasanya membutuhkan waktu 5-10 menit).
7. Catat hasil yang ditunjukkan pada pembacaan *handywheel* sebagai representatif hasil pembakaran bahan bakar sampel.
8. Pilih bahan bakar referensi 1 (*T Fuel* dan *U Fuel*) yang mempunyai *cetane number* kira-kira mendekati bahan bakar sampel.
9. Siapkan kira-kira 400 atau 500 ml dari campuran bahan bakar referensi 1 yang telah dipilih pada poin 8.
10. Masukkan bahan bakar referensi 1 ke dalam tangki 2, dan bersihkan juga sisa-sisa udara seperti pada poin 2.
11. Lakukan hal yang sama pada poin 3-6 dan catat hasil dari pembacaan *handywheel* untuk bahan bakar referensi 1.
12. Pilih bahan bakar referensi 2, yang memungkinkan hasil dari pembacaan *handywheel* bahan bakar sampel berada diantara hasil dari pembacaan bahan bakar referensi 1 dan 2. Perbedaan *cetane number* antara kedua bahan bakar referensi tidak boleh melebihi dari 5.5.
13. Siapkan juga kira-kira 400-50 ml dari campuran bahan bakar referensi 2 yang telah dipilih pada poin 12.

14. Masukkan bahan bakar referensi 2 ke dalam tangki 3, dan bersihkan juga sisa-sisa udara seperti pada poin 2
15. Lakukan hal yang sama pada poin 3-6 dan catat hasil dari pembacaan *handywheel* untuk bahan bakar referensi 2.
16. Jika hasil dari pembacaan *handywheel* bahan sampel telah berada diantara hasil pembacaan *handywheel* bahan bakar referensi 1 dan 2 maka lanjutkan percobaan. Jika tidak, ganti bahan bakar referensi 1 atau 2 sampai hasil dari pembacaan *handywheel* seperti yang diharapkan.

3.2.2 Kalkulasi Cetane Number

Cetane number dari bahan bakar sampel dapat diperoleh dengan cara interpolasi dari hasil pembacaan *handywheel* terhadap nilai *cetane number* dari bahan bakar referensi. Secara singkat dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$CN_S = CN_{LRF} + \left(\frac{HW_S - HW_{LRF}}{HW_{HRF} - HW_{LRF}} \right) (CN_{HRF} - CN_{LRF}) \dots\dots\dots (3.1)$$

- CN_S = *Cetane number* dari sample
- CN_{LRF} = *Cetane number* bahan bakar referensi yang lebih rendah
- CN_{HRF} = *Cetane number* bahan bakar referensi yang lebih tinggi
- HW_S = Pembacaan hasil *handywheel* bahan bakar sampel
- HW_{LRF} = Pembacaan hasil *handywheel* bahan bakar referensi yang lebih rendah
- HW_{HRF} = Pembacaan hasil *handywheel* bahan bakar referensi yang lebih tinggi

Tabel 3.3 Hasil Pengujian Cetane Number

No	Bahan Bakar	Cetane Number	Metode
1	Solar Murni 100 %	52,2	ASTM D-613
2	Biodiesel Jagung (100 %)	58,6	ASTM D-613
3	<i>B10 Jagung</i>	53,4	ASTM D-613

4	<i>B20 Jagung</i>	55,8	ASTM D-613
5	<i>B30 Jagung</i>	57,2	ASTM D-613

3.3 PENGUJIAN PERFORMA MESIN DIESEL

3.3.1 Spesifikasi Peralatan Pengujian

Spesifikasi mesin yang digunakan pada pengujian adalah sebagai berikut :

- Model : SD-22 (Nissan Motor Co, Ltd)
- Tipe : Water cooled 4 cycle, diesel engine
- Jumlah silinder : 4
- Diameter silinder : 83
- Langkah : 100 mm
- Kapasitas mesin : 2163 cc
- Rasio kompresi : 22 : 1
- Daya / rpm spesifik : 47 PS/3200 rpm (Max)

3.3.2 Prosedur Pengujian dan Pengambilan Data

Prosedur pengujian dan pengambilan data dilakukan dengan tahapan-tahapan sebagai berikut :

1. Bahan bakar yang sudah di blend dimasukkan ke dalam jerigen yang tersambung ke *flowmeter*.
2. Pastikan bak air radiator telah terisi penuh sistem pendingin bekerja dengan baik.
3. Pastikan bahan bakar tidak ada kandungan air dan udaranya.
4. Nyalakan mesin dan lakukan pemanasan tanpa beban selama 10 menit.
5. Pengambilan data dilakukan pada putaran bervariasi (1300, 1500, 1700 dan 1900 rpm) dengan bukaan *throttle valve* sebesar 40 %
6. Pengambilan data dilakukan pada bukaan throttle bervariasi (30 %, 40 %, 50 % dan 60 %) dengan konstan 1500 rpm
7. Pengambilan data dilakukan setelah putaran dan bukaan throttle konstan.
8. Data-data yang diambil berupa beban *dynamometer*, temperatur udara masuk, *fuel consuming time*, dan opasitas.

9. Pengambilan data pada langkah 5 dan langkah 6 dilakukan untuk bahan bakar solar murni (100%), B10 Jagung, B20 Jagung dan B30 Jagung.
10. Sampel emisi gas buang diambil dari pipa *exhaust* dengan menggunakan alat pengukur kepekatan asap (*Opacity Meter*). Gas buang dihisap melalui *Probe* dan diterima oleh sensor kepekatan di dalam *opacity meter*

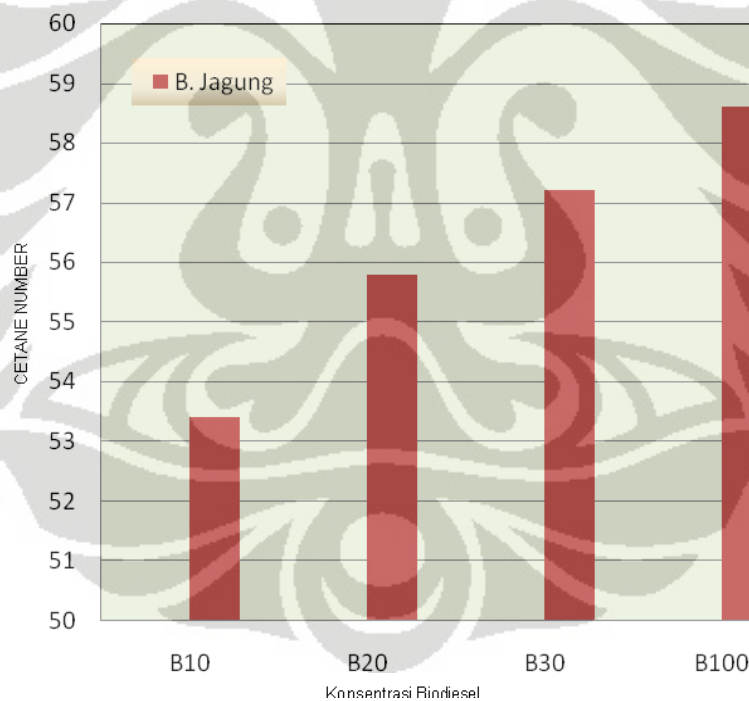


BAB IV

HASIL DAN ANALISA

4.1 PENGARUH BIODIESEL JAGUNG TERHADAP PENINGKATAN CETANE NUMBER

Hasil pengujian *cetane number* terhadap solar murni menunjukkan nilai sebesar 52,2. Dengan penambahan konsentrasi biodiesel minyak jagung, konsentrasi B10 Jagung mengalami kenaikan sebesar 2,3 % dengan *cetane number* baru sebesar 53,4. Konsentrasi B20 Jagung mengalami kenaikan sebesar 6,9 % dengan *cetane number* baru sebesar 55,8 dan untuk konsentrasi B30 Jagung mengalami kenaikan sebesar 9,6 % dengan *cetane number* baru sebesar 57,2.

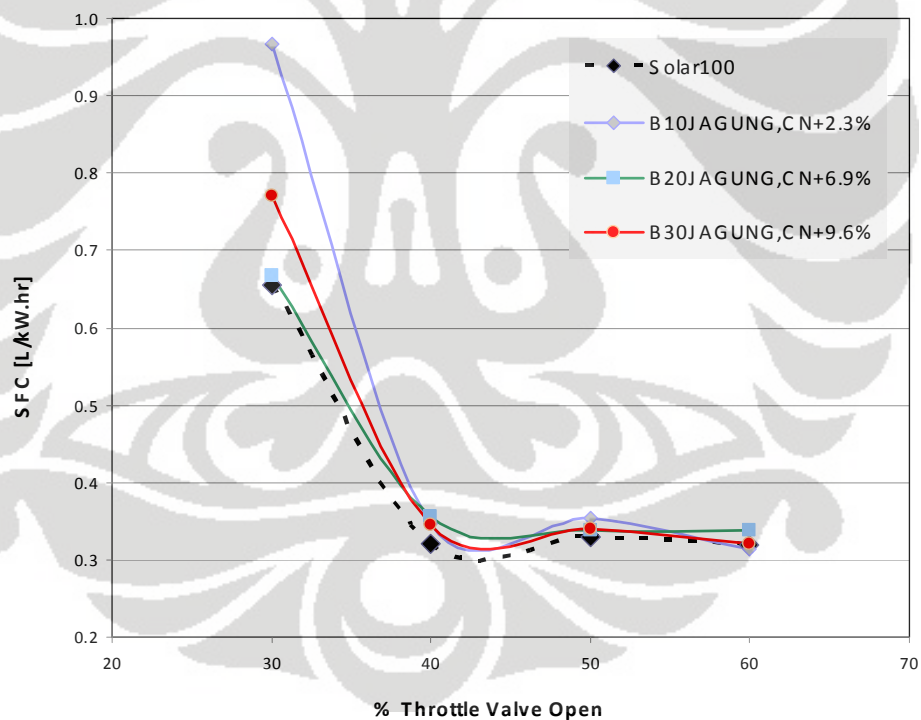


Gambar 4.1 Hubungan CN terhadap Persentase Biodiesel

4.2 PENGARUH PENINGKATAN CETANE NUMBER BIODIESEL MINYAK JAGUNG TERHADAP PERFORMA MESIN DAN EMISI GAS BUANG

Pengaruh biodiesel minyak jagung dengan berbagai konsentrasi (%) dengan minyak solar terhadap performa mesin dan emisi (opasitas) gas buang, setelah dilakukan pengujian terhadap mesin pada putaran dan bukaan *throttle* bervariasi, lebih lanjut hasilnya dianalisa dengan menggunakan bahan bakar solar murni sebagai pembandingan.

4.2.1 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Specific Fuel Consumption (SFC) pada Putaran 1500 rpm, variasi Throttle Valve Open (%)

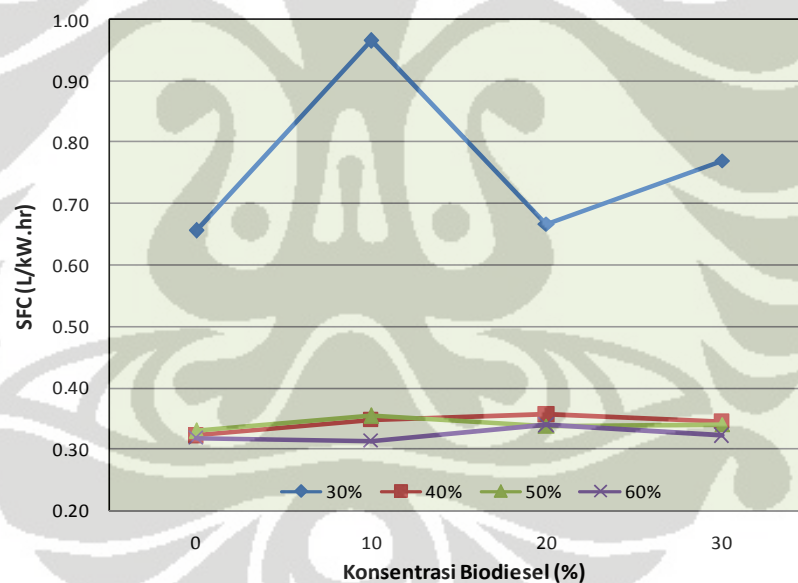


Gambar 4.2 Grafik *SFC* vs *Throttle Valve Open*

Dari gambar 4.2 pada grafik terlihat *SFC* dari campuran biodiesel (B10, B20, B30) rata-rata lebih tinggi sebesar 11,84% dari *SFC* solar murni pada bukaan *throttle* 30% sampai 50%, namun hampir sama dan atau sedikit lebih

baik pada bukaan *throttle* 60%. Pada bukaan *throttle* 60% *SFC* B10 Jagung (CN+2,3%) sedikit lebih baik 1,53% dari minyak solar murni.

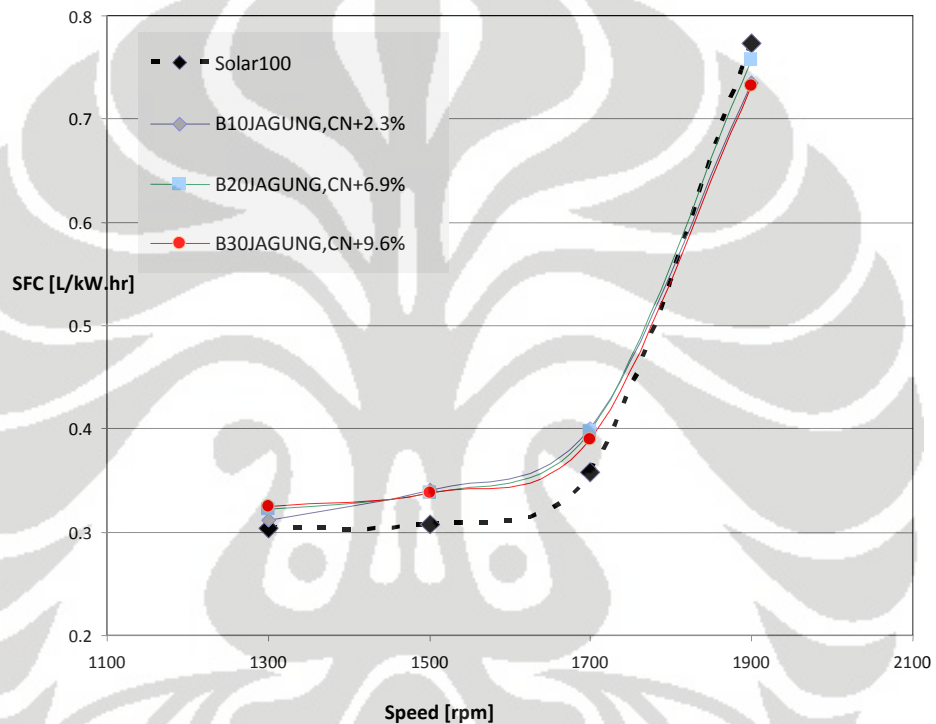
Pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) dan solar murni terhadap *Specific Fuel Consumption (SFC)* seperti ditunjukkan gambar 4.3 dimana semua konsentrasi biodiesel mengalami kenaikan *SFC* dengan B10 Jagung (CN+2,3%) mengalami kenaikan terbesar sebesar 47.3 % pada bukaan *throttle* 30%, pada bukaan *throttle* 40% rata-rata kenaikan *SFC* biodiesel minyak jagung sebesar 8,6%, pada bukaan *throttle* 50 % rata-rata kenaikan *SFC* biodiesel minyak jagung sebesar 4,6%, pada bukaan *throttle* 60% minyak jagung B10, B20 dan B30 mempunyai *SFC* mendekati pola minyak solar murni. Bahkan pada bukaan *throttle* 60% minyak B10 Jagung (CN+2,3%) mempunyai nilai *SFC* lebih baik sebesar 1,5% dari minyak solar murni.



Gambar 4.3 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap *SFC*

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B20 Jagung (CN+6,9%) paling baik pada variasi bukaan *throttle* 30%-60% dengan putaran mesin tetap 1500 rpm dengan rata-rata *SFC* 5,5% lebih tinggi dari minyak solar murni.

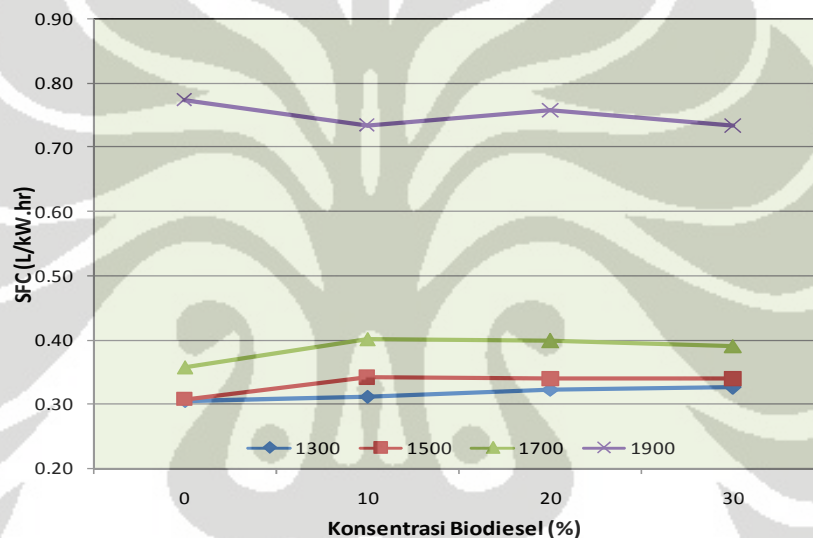
4.2.2 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Specific Fuel Consumption (SFC) pada Variasi Putaran, Throttle Valve Open 40 %



Gambar 4.4 Grafik SFC vs Putaran (rpm) pada Throttle 40%

Pada gambar 4.4 terlihat pada grafik terlihat bahwa SFC campuran biodiesel (B10, B20, B30) lebih tinggi rata-rata 8,7% dari minyak solar murni pada putaran 1300 rpm sampai 1700 rpm, namun pada putaran 1900 rpm campuran biodiesel (B10, B20, B30) memiliki nilai SFC lebih baik rata-rata 4,1% dibanding minyak solar murni.

Pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) dan solar murni terhadap *Specific Fuel Consumption (SFC)* seperti ditunjukkan gambar 4.5, pada putaran 1300 rpm sampai 1700 rpm tidak terjadi perbedaan *SFC* yang signifikan antara campuran biodiesel minyak jagung dengan solar murni, dimana pada putaran 1300 rpm rata-rata kenaikan *SFC* sebesar 5,1%, pada putaran 1500 rpm rata-rata kenaikan *SFC* sebesar 10,4%, pada putaran 1700 rpm rata-rata kenaikan *SFC* sebesar 10,7%. Sedangkan pada putaran 1900 rpm konsentrasi biodiesel minyak jagung pola *SFC* nya hampir sama dengan minyak solar, namun sedikit lebih baik dengan rata-rata 4,1% dari minyak solar murni.



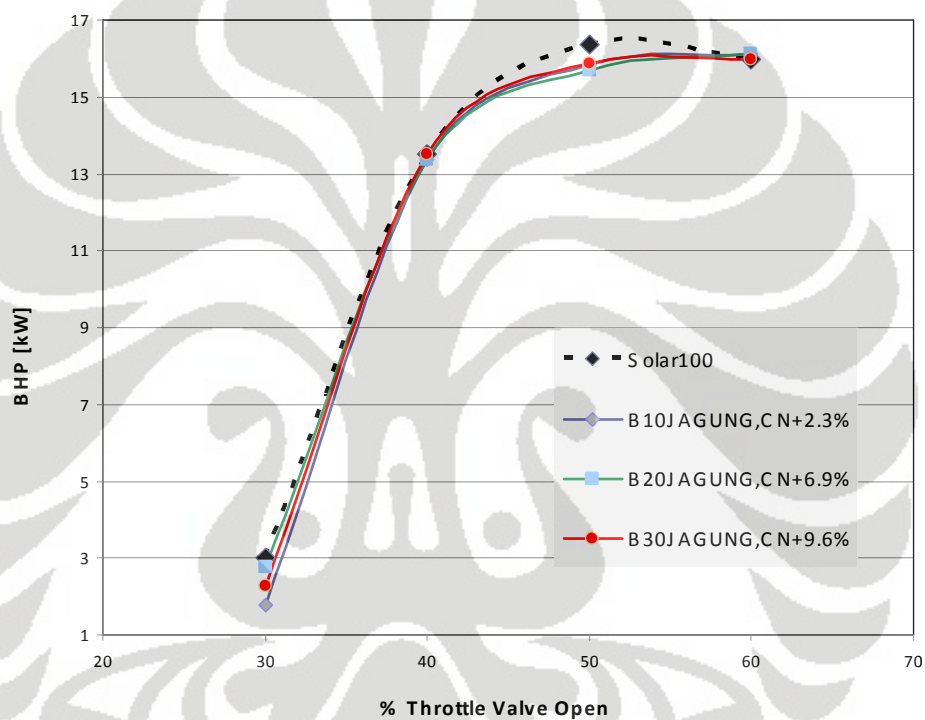
Gambar 4.5 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap *SFC*

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B10 Jagung (CN+2,3%) paling baik pada variasi putaran mesin 1300 rpm – 1900 rpm dengan bukaan *throttle* tetap 40% dengan rata-rata *SFC* 5,1% lebih tinggi dari minyak solar murni.

Perbedaan konsumsi bahan bakar ini dipengaruhi oleh nilai kalor, densitas, viskositas, termasuk pengaruh nilai *cetane number* biodiesel minyak jagung. Bertambahnya pemakaian bahan bakar rata-rata ini erat juga kaitannya dengan dengan nilai kalor bawah (*LHV-Lower heating value*), dapat dilihat pada persamaan 2.2. Biodiesel minyak jagung yang lebih rendah 1,7 % - 5,2 %

bila dibandingkan dengan minyak solar. Namun nilai *LHV* campuran biodiesel bertambah seiring dengan ditambahkan persentase campuran, begitu pula dengan *cetane number* nya.

4.2.3 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Brake Horse Power (BHP) pada Putaran 1500 rpm, variasi Throttle Valve Open (%)

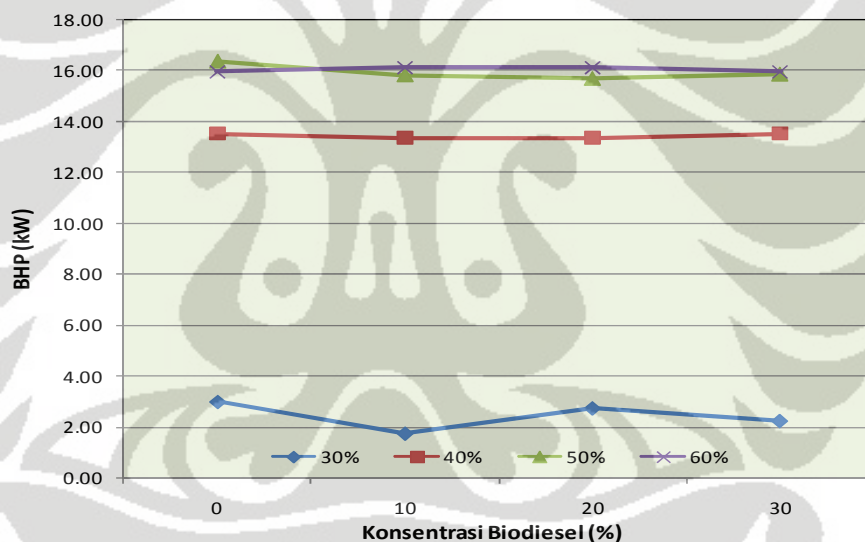


Gambar 4.6 Grafik BHP vs Throttle Valve Open (%)

Pada Gambar 4.6, pada grafik dapat dilihat semakin besar bukaan *throttle* (dari 30 % ke 60 %) maka semakin besar daya keluaran yang dihasilkan (*BHP*) mesin. Dapat dilihat pula, rata-rata *BHP* yang dihasilkan oleh campuran minyak jagung (B10, B20 dan B30) pada bukaan *throttle* 30% sampai 50% masih dibawah minyak solar murni sebesar 9,6%. Namun pada bukaan *throttle* 60% terlihat rata-rata *BHP* yang dihasilkan minyak jagung (B10, B20, B30) lebih baik sebesar 0,5% dibanding minyak solar murni. Terlihat bahwa dengan bertambahnya campuran konsentrasi biodiesel minyak

Jagung, daya keluaran mesin semakin baik (semakin mendekati *BHP* minyak solar murni).

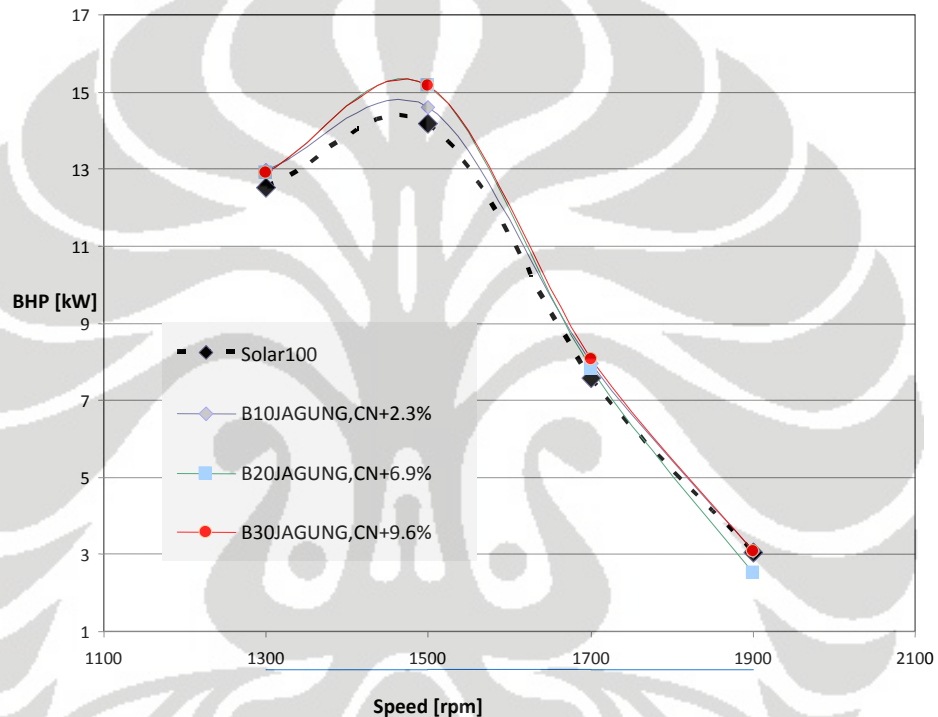
Pengaruh konsentrasi biodiesel minyak Jagung dan solar murni terhadap *Brake Horse Power (BHP)* seperti ditunjukkan gambar 4.7, pada grafik dapat dilihat daya keluaran (*BHP*) masing-masing campuran biodiesel mampu mengimbangi minyak solar murni walaupun lebih rendah tetapi tidak terlalu jauh. Pada bukaan *throttle* 30 % rata-rata *BHP* yang dihasilkan lebih rendah sebesar 24,7%, pada bukaan *throttle* 40 % rata-rata *BHP* yang dihasilkan lebih rendah sebesar 0,6%, dan pada bukaan 50% rata-rata *BHP* yang dihasilkan lebih rendah sebesar 3,4%. Sedangkan pada bukaan 60% rata-rata *BHP* yang dihasilkan sedikit lebih baik sebesar 0,5% dibanding minyak solar murni.



Gambar 4.7 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap *BHP*

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B20 Jagung (CN+6,9%) paling baik pada variasi bukaan *throttle* 30%-60% dengan putaran mesin tetap 1500 rpm dengan rata-rata *BHP* hanya 3,1% lebih rendah dari minyak solar murni.

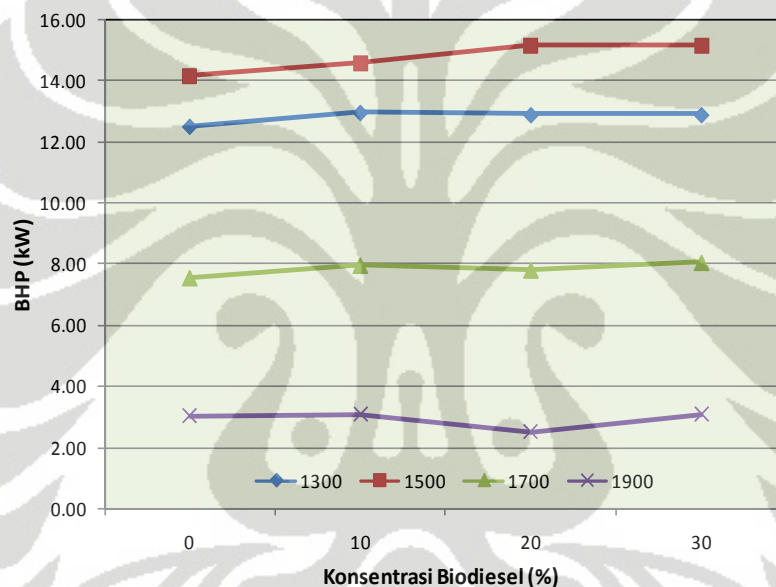
4.2.4 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Brake Horse Power (BHP) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %



Gambar 4.8 Grafik *BHP* vs Variasi Putaran (rpm)

Dari gambar 4.8 pada grafik terlihat bahwa rata-rata *BHP* yang dihasilkan campuran biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) lebih tinggi sebesar 4,6% pada putaran 1300 rpm sampai 1700 rpm sedangkan rata-rata *BHP* yang dihasilkan campuran biodiesel minyak jagung (B10 dan B30) pada putaran 1900 rpm masih lebih baik sebesar 1,2%, namun nilai *BHP* untuk minyak jagung B20 lebih rendah sebesar 17,2% dibanding minyak solar murni.

Sedangkan pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung dan solar murni terhadap *brake horse power* (*BHP*) seperti ditunjukkan gambar 4.9, pada putaran 1300 rata-rata *BHP* yang dihasilkan minyak jagung (B10, B20, B30) lebih baik 3,2%, pada putaran 1500 rata-rata *BHP* yang dihasilkan lebih baik 5,5%, dan pada putaran 1700 rata-rata *BHP* yang dihasilkan masih lebih baik 5,1%. Untuk putaran 1900 rpm rata-rata *BHP* yang dihasilkan minyak jagung B10 dan B30 masih lebih baik sebesar 1,2% namun namun nilai *BHP* untuk minyak jagung B20 lebih rendah sebesar 17,2% dibanding minyak solar murni.



Gambar 4.9 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap *BHP*

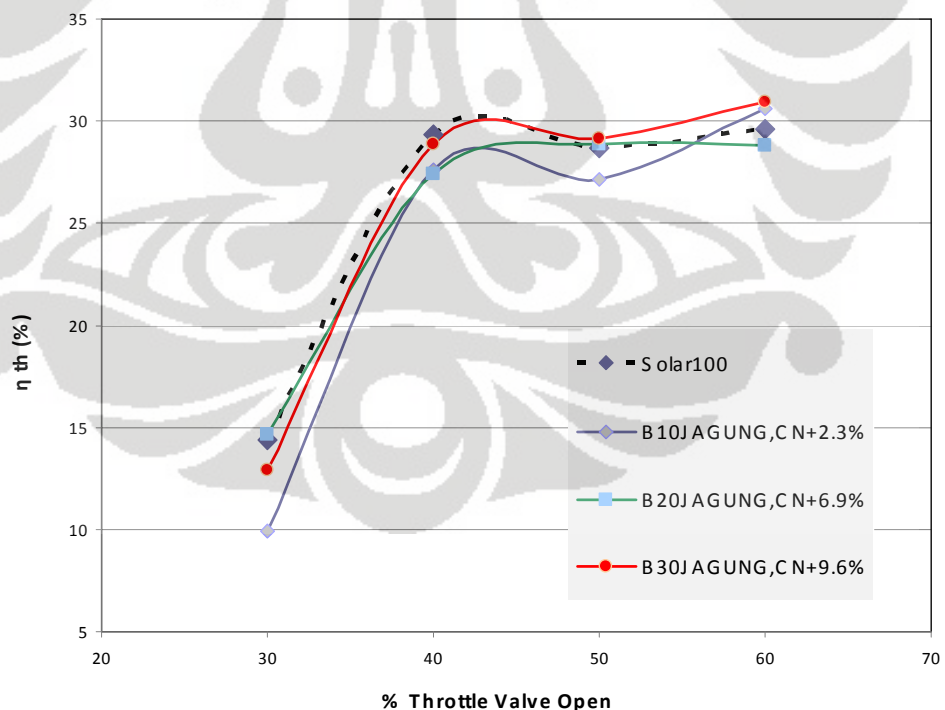
Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B30 Jagung (CN+9,6%) paling baik pada variasi putaran mesin 1300 rpm–1900 rpm dengan bukaan *throttle* tetap 40% dengan rata-rata *BHP* 4,4% lebih tinggi dari minyak solar murni.

Lebih rendahnya *BHP* yang dihasilkan minyak jagung dibanding dengan *BHP* yang dihasilkan minyak solar murni sangat mungkin disebabkan oleh nilai *LHV* dari minyak jagung yang lebih rendah dari minyak solar. Namun kekurangan ini dapat diimbangi dengan nilai *cetane number* dari campuran

minyak jagung yang lebih tinggi sehingga proses pembakaran pada campuran minyak jagung lebih sempurna dan *BHP* yang dikeluarkan mendekati minyak solar murni. Hal ini dapat terlihat pada grafik, dimana makin tinggi persentase campuran minyak (makin tinggi *cetane number*) maka rata-rata *BHP* yang dihasilkan pun makin baik.

Selain itu, faktor operasional mesin juga sangat berpengaruh seperti *injection timing* ataupun *compression ratio*. Pada engine research bed ini *injection timing* dan *compression ratio* nya tidak dapat diubah. Karena untuk setiap bahan bakar dengan cetane number berbeda, maka seharusnya berbeda pula *injection timing* ataupun *compression ratio* untuk mendapatkan hasil yang paling maksimal.

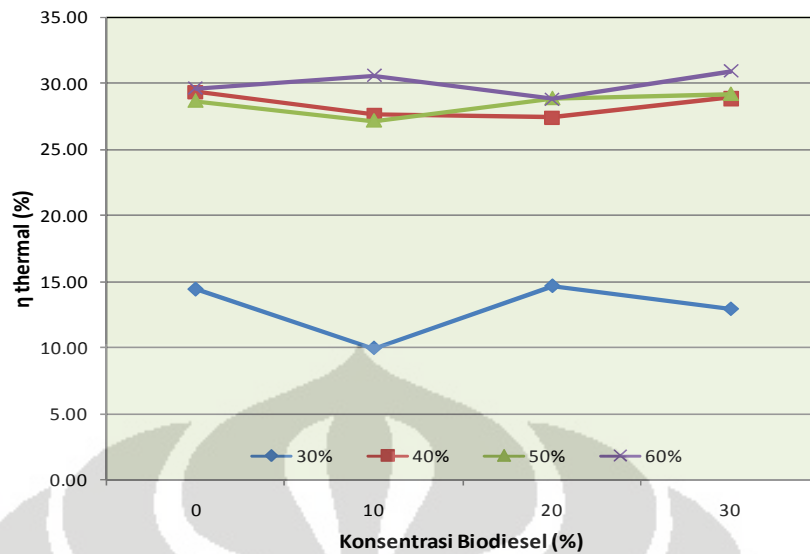
4.2.5 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi Thermal (%) pada Putaran 1500 rpm, variasi Throttle Valve Open (%)



Gambar 4.10 Grafik Efisiensi Thermal vs variasi Throttle Valve Open (%)

Dari gambar 4.10 pada grafik terlihat bahwa dengan bertambahnya konsentrasi biodiesel jagung peningkatan efisiensi *thermal* nya semakin baik. Pada bukaan *throttle* 30% sampai 50% rata-rata efisiensi *thermal* yang dihasilkan minyak jagung (B10, B20, B30) hampir menyamai minyak solar murni, namun masih lebih kecil sebesar 6,2%. Sedangkan pada bukaan *throttle* 60% terjadi kenaikan efisiensi *thermal* khususnya pada minyak B10 Jagung dan B20 Jagung sehingga rata-rata efisiensi thermal keseluruhan campuran biodiesel minyak jagung lebih baik sebesar 1,6%. Penambahan konsentrasi biodiesel dalam kaitannya kepada peningkatan efisiensi *thermal*, perbaikannya terlihat pada bukaan *throttle* 50 % sampai 60 %. Walaupun biodiesel minyak jagung menghasilkan daya sedikit lebih kecil dari minyak solar murni pada titik ini, namun dengan pembakaran yang lebih sempurna mempengaruhi pada pencapaian efisiensi *thermal* yang lebih tinggi.

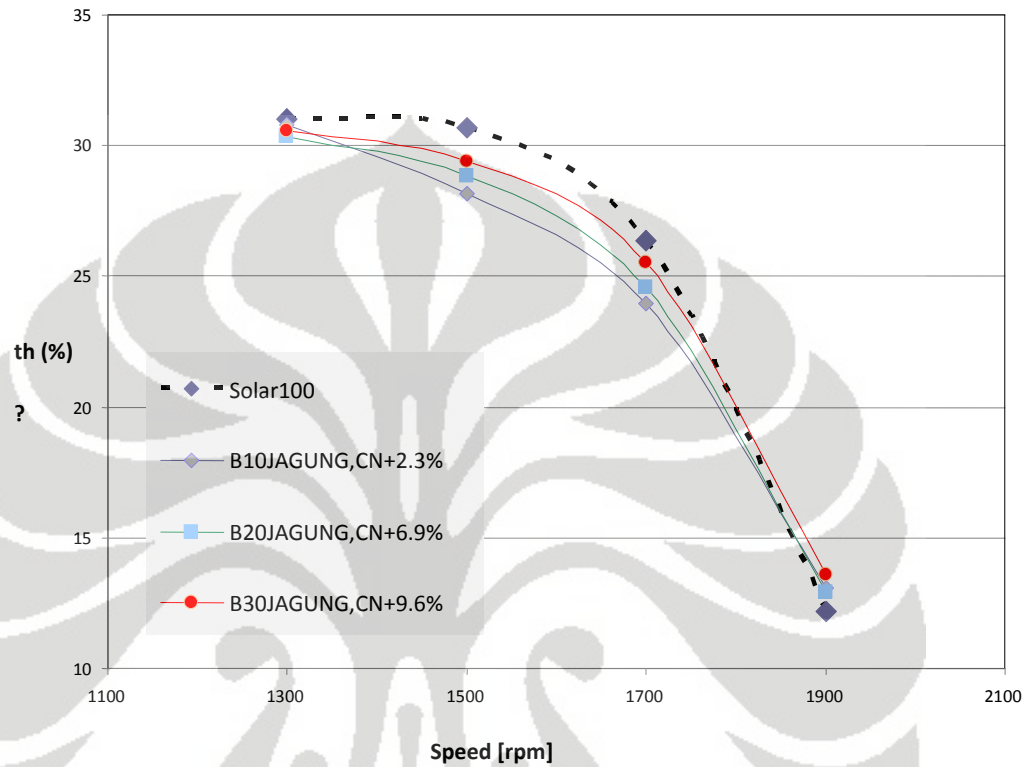
Pengaruh konsentrasi biodiesel Jagung dan solar murni terhadap efisiensi *thermal* ditunjukkan pada gambar 4.11, jika dibanding dengan minyak solar murni pada bukaan *throttle* 30% rata-rata efisiensi *thermal* campuran biodiesel minyak jagung (B10 dan B30) lebih rendah sebesar 20,6%, sedangkan untuk minyak B20 Jagung memiliki efisiensi *thermal* sedikit lebih baik sebesar 1,8%. Pada bukaan *throttle* 40% rata-rata efisiensi *thermal* yang dihasilkan campuran biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) lebih rendah 4,6%. Pada bukaan *throttle* 50% efisiensi *thermal* untuk B10 Jagung masih di bawah minyak solar murni sebesar 1,5%, sedangkan untuk B20 dan B30 Jagung memiliki efisiensi *thermal* lebih baik sebesar 1,2%. Sedangkan pada bukaan *throttle* 60%, minyak B10 Jagung dan B30 Jagung memiliki efisiensi *thermal* yang lebih baik dan cukup signifikan perbedaannya minyak solar murni yaitu sebesar 3,8%, namun efisiensi *thermal* untuk minyak B20 Jagung justru lebih rendah sebesar 2,7%.



Gambar 4.11 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi *Thermal*

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B30 Jagung (CN+9,6%) paling baik pada variasi bukaan *throttle* 30%-60% dengan putaran mesin tetap 1500 rpm dengan rata-rata efisiensi *thermal* hanya 1,4% lebih rendah dari minyak solar murni.

4.2.6 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi Thermal (%) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %

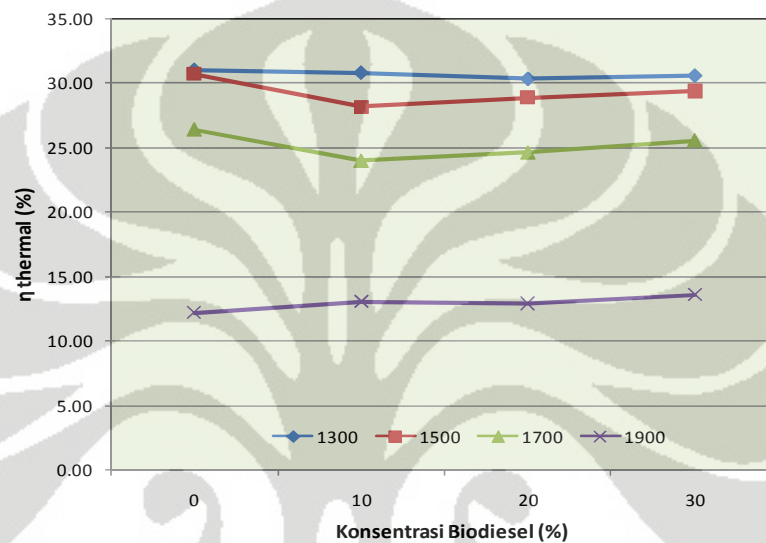


Gambar 4.12 Grafik Efisiensi *Thermal* vs variasi Putaran (rpm)

Dari gambar 4.12 pada grafik terlihat bahwa rata-rata efisiensi *thermal* campuran biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) lebih kecil dibanding efisiensi *thermal* minyak solar murni pada putaran 1300 rpm sampai putaran 1700 rpm sebesar 4,6%, namun mengalami peningkatan pada putaran 1900 rpm sehingga rata-rata efisiensi *thermal* lebih tinggi mencapai 8%.

Selanjutnya pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung dan solar murni terhadap efisiensi *thermal* pada putaran bervariasi dengan bukaan *throttle* tetap (40%) ditunjukkan pada gambar 4.13. Pada putaran 1300 rpm

rata-rata efisiensi *thermal* untuk seluruh campuran minyak jagung (B10, B20, B30) lebih rendah 1,4%. Pada putaran 1500 rpm rata-rata efisiensi *thermal* seluruh campuran minyak jagung masih lebih rendah 6,1%, demikian pula dengan putaran 1700 rpm yaitu 6,4. Namun untuk putaran 1900 rpm, keseluruhan campuran biodiesel mengalami peningkatan rata-rata efisiensinya hingga 8% lebih baik dibanding minyak solar murni.



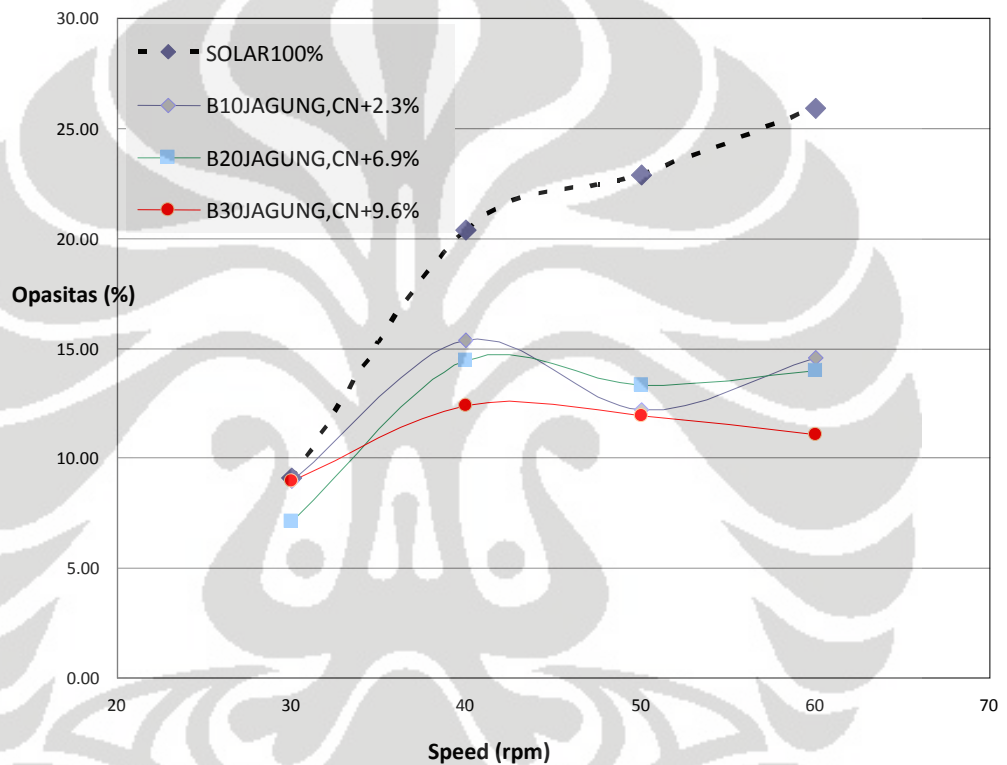
Gambar 4.13 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Efisiensi *Thermal*

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B30 Jagung (CN+9,6%) paling baik pada variasi putaran mesin 1300 rpm – 1900 rpm dengan bukaan *throttle* tetap 40% dengan rata-rata efisiensi *thermal* 0,6% lebih baik dari minyak solar murni.

Dari grafik terlihat dengan bertambahnya konsentrasi biodiesel Jagung peningkatan efisiensi *thermal* nya semakin baik, ini berarti bahwa penambahan konsentrasi biodiesel jagung sehingga menaikkan *cetane number* sangat mempengaruhi peningkatan efisiensi pembakaran, sehingga dapat mengimbangi daya keluaran mesin (*BHP*) dan konsumsi bahan bakar yang kurang baik. Karena dengan *cetane number* yang tinggi, maka periode *ignition delay* akan berkurang dan jangka waktu proses pembakaran akan semakin panjang. Maka dengan jangka waktu proses pembakaran yang panjang, bahan

bakar akan terbakar lebih sempurna dan dapat mengubah nilai kalor (*LHV*) yang dimiliki menjadi daya yang keluar (*BHP*) lebih baik daripada minyak solar murni.

4.2.7 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Opasitas (%) pada Variasi Throttle Valve Open 40 %, putaran 1500 rpm

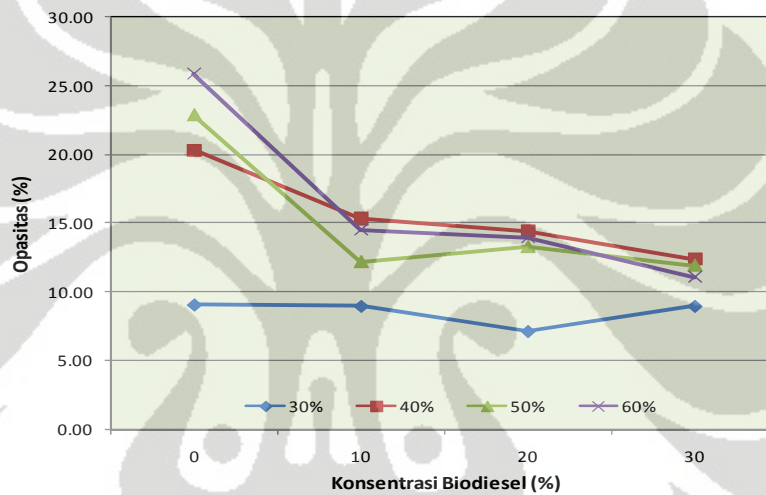


Gambar 4.14 Grafik Opasitas vs variasi *Throttle Valve Open* (%)

Dari gambar 4.14 pada grafik terlihat pola dimana opasitas meningkat dengan semakin bertambahnya bukaan *throttle* (dari 30 % - 60 %). Naiknya daya keluaran mesin (*BHP*) berhubungan dengan semakin tingginya tingkat opasitas, hal ini disebabkan karena makin banyaknya campuran udara-bahan bakar yang terbakar, menghasilkan formasi asap (tingkat kepekatan asap) yang lebih besar. Dari hasil pengujian, terlihat seluruh campuran biodiesel minyak Jagung (B10, B20, B30) menghasilkan rata-rata tingkat opasitas yang jauh

lebih rendah sampai dengan 33.3% lebih baik jika dibandingkan dengan bahan bakar solar murni.

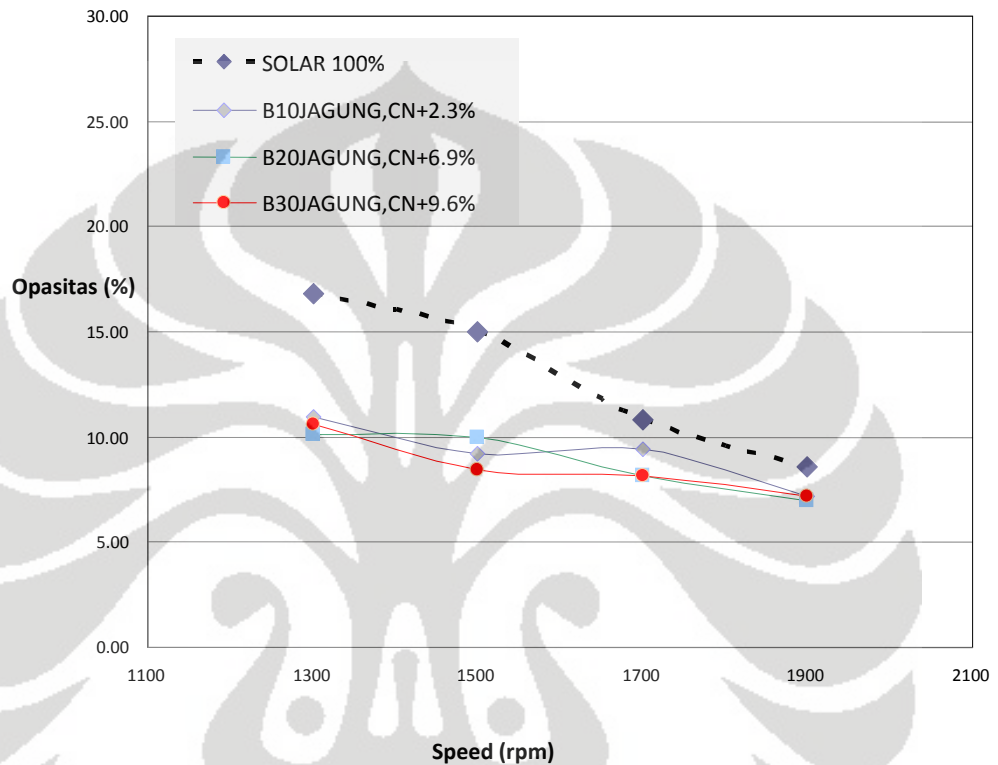
Selanjutnya pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung dan solar murni terhadap opasitas gas buang pada bukaan *throttle* bervariasi dengan putaran tetap (1500 rpm) ditunjukkan pada gambar 4.15. Pada bukaan *throttle* 30% sampai 60% berturut-turut rata-rata opasitas gas buang yang dihasilkan oleh seluruh minyak jagung (B10, B20, B30) adalah 7,8%, 30,8%, 45,4%, dan 49% lebih baik dari minyak solar murni.



Gambar 4.15 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Opasitas

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B30 Jagung (CN+9,6%) paling baik pada variasi bukaan *throttle* 30%-60% dengan putaran mesin tetap 1500 rpm dengan rata-rata opasitas mencapai 36,3% lebih baik dari minyak solar murni.

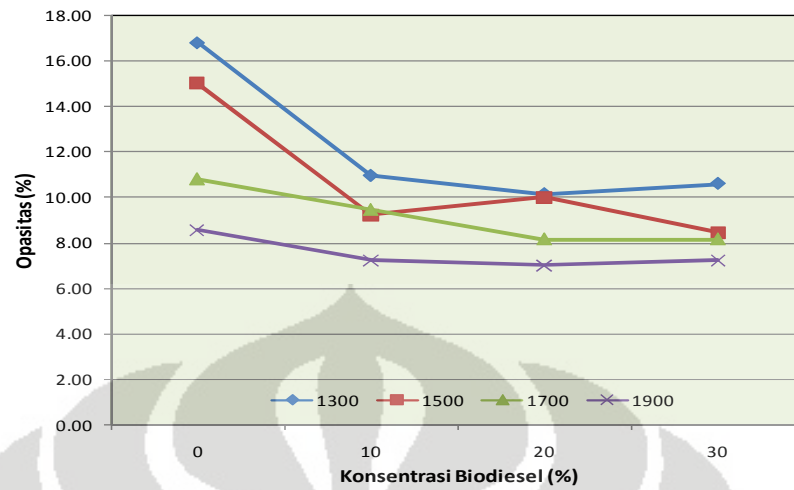
4.2.8 Pengaruh Peningkatan Cetane Number Biodiesel Jagung terhadap Opasitas (%) pada Variasi Putaran (rpm), Throttle Valve Open 40 %



Gambar 4.16 Grafik Opasitas vs variasi Putaran (rpm)

Pada gambar 4.16 dari grafik terlihat pada variasi putaran mesin, secara keseluruhan terlihat bahwa rata-rata tingkat opasitas keseluruhan campuran biodiesel minyak jagung (B10, B20, B30) lebih rendah 25,3% dari tingkat opasitas minyak solar murni.

Selanjutnya pengaruh konsentrasi biodiesel minyak jagung dan minyak solar murni terhadap opasitas gas buang pada variasi putaran (rpm) dengan bukaan *throttle* tetap (40 %) ditunjukkan pada gambar 4.17. Pada putaran 1300 rpm sampai 1900 rpm, berturut-turut nilai rata-rata opasitas gas buang yang dihasilkan masih jauh lebih baik sebesar 25,8%, 38,5%, 20,5%, dan 16,6% dibanding nilai opasitas gas buang minyak solar murni.



Gambar 4.17 Pengaruh Konsentrasi Biodiesel Jagung terhadap Opasitas

Dari seluruh campuran biodiesel minyak jagung, minyak B30 Jagung (CN+9,6%) paling baik pada variasi putaran mesin 1300 rpm – 1900 rpm dengan bukaan *throttle* tetap 40% dengan rata-rata nilai opasitas gas buang 30,2% lebih baik dari minyak solar murni.

Jika dilihat dari kedua grafik yang dihasilkan dari dua variabel percobaan (variasi *throttle* dan rpm) terlihat nilai opasitas gas buang yang dihasilkan oleh campuran biodiesel minyak jagung masih jauh lebih baik dibanding minyak solar murni. Hal ini sangat mungkin disebabkan karena nilai cetane minyak jagung yang lebih baik dari minyak solar, ditambah lagi dengan adanya kandungan oksigen dari minyak jagung (oksigenat) sehingga proses pembakaran lebih sempurna dan sisa-sisa pembakaran menjadi lebih sedikit jumlahnya.

BAB V

KESIMPULAN

Dari penelitian ini dapat diambil berbagai kesimpulan yang penting, diantaranya :

1. Semakin tinggi persentase kadar minyak jagung yang ditambahkan ke minyak solar murni, maka *cetane number* pun akan semakin tinggi.
2. Kekurangan pada minyak jagung : hampir seluruh minyak jagung memiliki rata-rata *SFC* yang sedikit lebih boros dan rata-rata *BHP* yang sedikit lebih rendah dari minyak solar dikarenakan karena nilai *Lower Heating Value (LHV)* dari minyak jagung yang juga lebih rendah dari minyak solar.
3. Kelebihan pada minyak jagung : seluruh minyak jagung memiliki efisiensi *thermal* dan tingkat opasitas yang lebih baik dibanding minyak jagung murni dikarenakan *cetane number* yang lebih tinggi dibanding minyak solar murni dan juga kandungan oksigen yang terdapat pada minyak jagung (oksigenat).
4. Dari keseluruhan campuran biodiesel minyak jagung, minyak jagung B30 Jagung memberikan rata-rata hasil pengujian unjuk kerja mesin yang paling baik. Hal ini dapat dilihat pada grafik-grafik diatas, terutama pada efisiensi *thermal* dan opasitas.
5. Seluruh campuran minyak jagung (B10, B20, B30) dapat digunakan pada mesin diesel sebagai pengganti minyak solar murni tanpa modifikasi mesin terlebih dulu, karena hasil dari unjuk kerja mesin menunjukkan bahwa minyak jagung dapat mengimbangi minyak solar murni. Namun untuk mendapatkan hasil yang lebih maksimal, modifikasi mesin dapat dilakukan terutama pada *compression ratio* dan *injection timing*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASTM International, *Standard Test Method for Cetane Number of Diesel Fuel Oil D 613*, United States.
- [2] Marthur. M, Sharma. R, *A Course in Internal Combustion Engines*, Dhanpat Rai & Sons, Dhelhi.1980.
- [3] Menghasilkan Biodiesel Murah Rama Prihandana, dkk., PT. Agromedia Pustaka, Depok 2006
- [4] Nissan D. Motor CO. Ltd, *Guide and Manual Book*, Japan.
- [5] Rahmatullah. “Studi Proses dan Produk Biodiesel Berbasis Minyak Goreng Sawit dan Minyak Jagung Dengan Menggunakan Processor BDP-10FG-BV dan Pereaksi Spiritus.” Thesis, Program Pasca Sarjana Fakultas Teknik UI, Depok, 2007.
- [6] R.A.Gianneli, E.K.Nam, K.Helmer, “Heavy-Duty Diesel Vehicle Fuel Consumption Modeling Based on Road and Power Train Parameters,” PaperOffer, 05CV-3 (2005).
- [7] Sugiarto, Bambang DR.Ir., *Motor Pembakaran Dalam*, Depok.2005.
- [8] Willard W. Pulkrabek, *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine -Second Edition*, Pearson-Prentice Hall, New Jersey.2004.
- [9] www.wikipedia.org

Lampiran 1 Hasil Pengolahan Data

Solar 100%



Laboratorium Termodinamika
Departemen Teknik, Universitas Indonesia
Kampus Baru UI, Depok 16424

Test on : 22 Maret 2008

Tested Fuel : Solar 100%

ENGINE RESEARCH AND TEST BED

MODEL : GWE-80/100-HS-AV
TYPE : SD-22 (Nissan Motor CO.,Ltd)

SPECIMEN		DYNAMOMETER		FUEL	
Normal Output	47 PS at 3200 rpm	1. Model	EWS - 50	1. Specific Weight (ρ_a)	0.83 kg/l
1. NO of cycle	4 cycle	2. Type	WC Eddy Cur. Elec. Dyn	2. LHV (Solar)	45300 kJ/kg
2. Displacement (V)	1.567	3. Balance	Spring	3. FUEL CONTENTS (%)	C = 86.5 H = 13.5
3. Eng. Cylinder Bore (D)	7.8 cm	4. Torq arm (L)	0.358 m	4. Gas Constanta (R)	287 J/kg.K*
4. Eng. Piston Stroke (S)	8.2 cm	TEST CONDITIONS		5. AFR _{theoretical}	14.7246
5. NO of Cylinder (n)	4	1. Atmospheric Pressure (P_a)	101.325 kPa	6. Fuel Consumption	30 mL
6. Compression Ratio	8.2	2. Inner diameter of round nozzle (D)	0.036 m		

TEST NO.	Set or command		Measurement									
	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Dynamometer Load	Suction Air Temp	Head Across orifice	Fuel Consuming Time	Exhaust Gas Analyzer					
	-	N	W	T_a	h_o	t	Opacity					
	%	rpm	kgf	*C	mmH ₂ O	sec	k					
1	30	1500	5.5	27	14	54.86	9.10					
2	40	1500	24.5	28	14	24.90	20.35					
3	50	1500	29.7	29	14	20.08	22.90					
4	60	1500	29.0	30	14	21.25	25.90					

1	40	1300	26.2	30	11	28.40	16.80					
2	40	1500	25.8	31	14	24.77	15.00					
3	40	1700	12.1	31	17	39.96	10.80					
4	40	1900	4.4	31	22	46.05	8.55					

1. Diesel Engine Performance

TEST NO.	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Specific Weight of Air	Suction Air Flow Rate	Exhaust Gas Weight Rate	Air Fuel Ratio	Excess Air Factor	Fuel Consumption	Specific Fuel Consumption	Brake Horse Power	Thermal Efficiency
	%	N	ρ_a	G_s	G_f	AFR	λ	FC	SFC	BHP	η_B
	%	rpm	kg/m ³	kg/s	kg/s	-	-	L/hr	L/kW.hr	kW	%
1	30	1500	1.177	0.035	0.0005	76.495	5.195	1.969	0.656	3.002	14.38
2	40	1500	1.173	0.034	0.0010	34.344	2.332	4.338	0.321	13.495	29.33
3	50	1500	1.169	0.034	0.0012	27.396	1.861	5.380	0.329	16.359	28.67
4	60	1500	1.165	0.034	0.0012	28.952	1.966	5.082	0.318	15.974	29.63

1	40	1300	1.165	0.030	0.0009	34.118	2.317	3.803	0.304	12.507	31.00
2	40	1500	1.163	0.035	0.0010	34.323	2.331	4.361	0.307	14.184	30.67
3	40	1700	1.161	0.038	0.0006	60.994	4.142	2.703	0.358	7.554	26.35
4	40	1900	1.161	0.043	0.0005	79.952	5.430	2.346	0.773	3.035	12.20

B10 Jagung



Laboratorium Termodinamika
Departemen Teknik, Universitas Indonesia
Kampus Baru UI, Depok 16424

Test on : 23 Maret 2008

Tested Fuel : B 10 Jagung (Spritus)

ENGINE RESEARCH AND TEST BED

MODEL : GWE-80/100-HS-AV
TYPE : SD-22 (Nissan Motor CO.,Ltd)

SPECIMEN

Normal Output **47 PS** at **3200 rpm**
1. NO of cycle : **4 cycle**
2. Displacement (V) : **1.567**
3. Eng. Cylinder Bore (D) : **7.8 cm**
4. Eng. Piston Stroke (S) : **8.2 cm**
5. NO of Cylinder (n) : **4**
6. Compression Ratio : **8.2**

DYNAMOMETER

1. Model : **EW - 100**
2. Type : **WC Eddy Cur. Elec. Dyn**
3. Balance : **Spring**
4. Torq arm (L) : **0.358 m**

TEST CONDITIONS

1. Atmospheric Pressure (P_a) : **101.325 kPa**
2. Inner diameter of round nozzle (D) : **0.036 m**

FUEL

1. Specific Weight (ρ_f) : **0.83 kg/l**
2. LHV (B10) : **44520 kJ/kg**
3. FUEL CONTENTS (%) : C = **86.5**
H = **13.5**
4. Gas Constanta (R) : **287 J/kg.K**
5. AFR_{theoretical} : **14.7246**
6. Fuel Consumption : **30 mL**

TEST NO.	Set or command		Measurement					Exhaust Gas Analyzer			
	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Dynamometer Load	Suction Air Temp	Head Across orifice	Fuel Consuming Time	Opacity				
	%	rpm	kgf	T_a °C	h_o mmH ₂ O	t sec					k
1	30	1500	3.2	27	14	63.41	9.00				
2	40	1500	24.3	28	14	23.30	15.35				
3	50	1500	28.8	29	15	19.30	12.20				
4	60	1500	29.3	30	13	21.40	14.55				
1	40	1300	27.2	30	10	26.76	10.95				
2	40	1500	26.5	30	14	21.71	9.20				
3	40	1700	12.8	30	18	33.85	9.45				
4	40	1900	4.4	30	22	47.91	7.20				

1. Diesel Engine Performance

TEST NO.	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Specific Weight of Air	Suction Air Flow Rate	Exhaust Gas Weight Rate	Air Fuel Ratio	Excess Air Factor	Fuel Consumption	Specific Fuel Consumption	Brake Horse Power	Thermal Efficiency
	%	rpm	ρ_a	G_s	G_T	AFR	λ	FC	SFC	BHP	η_a
	%	rpm	kg/m ³	kg/s	kg/s	-	-	L/hr	L/kW.hr	kW	%
1	30	1500	1.177	0.035	0.0004	88.889	6.037	1.703	0.966	1.763	9.93
2	40	1500	1.174	0.035	0.0011	32.444	2.203	4.636	0.347	13.357	27.64
3	50	1500	1.171	0.036	0.0013	27.779	1.887	5.597	0.353	15.836	27.14
4	60	1500	1.167	0.033	0.0012	28.628	1.944	5.048	0.313	16.111	30.62
1	40	1300	1.165	0.029	0.0009	30.579	2.077	4.037	0.311	12.961	30.80
2	40	1500	1.165	0.035	0.0011	30.115	2.045	4.976	0.341	14.597	28.14
3	40	1700	1.165	0.039	0.0007	52.492	3.565	3.191	0.401	7.959	23.93
4	40	1900	1.165	0.043	0.0005	83.488	5.670	2.254	0.734	3.070	13.06

B20 Jagung



Laboratorium Termodinamika
Departemen Teknik, Universitas Indonesia
Kampus Baru UI, Depok 16424

Test on : 23 Maret 2008
Tested Fuel : 20 % B. Jagung + 80 % Solar

ENGINE RESEARCH AND TEST BED

MODEL : GWE-80/100-HS-AV
TYPE : SD-22 (Nissan Motor CO.,Ltd)

SPECIMEN		DYNAMOMETER		FUEL	
Normal Output	47 PS at 3200 rpm	1. Model	EW - 100	1. Specific Weight (ρ_f)	0.83 kg/l
1. NO of cycle	4 cycle	2. Type	WC Eddy Cur. Elec. Dyn	2. LHV (B20)	43740 kJ/kg
2. Displacement (V)	1.567	3. Balance	Spring	3. FUEL CONTENTS (%)	C = 86.5 H = 13.5
3. Eng. Cylinder Bore (D)	7.8 cm	4. Torq arm (L)	0.358 m	4. Gas Constanta (R)	287 J/kg.K ^o
4. Eng. Piston Stroke (S)	8.2 cm	TEST CONDITIONS		5. AFR _{theoretical}	14.7246
5. NO of Cylinder (n)	4	1. Atmospheric Pressure (P _a)	101.325 kPa	6. Fuel Consumption	30 mL
6. Compression Ratio	8.2	2. Inner diameter of round nozzle (D)	0.036 m		

TEST NO.	Set or command		Measurement								
	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Dynamometer Load	Suction Air Temp	Head Across orifice	Fuel Consuming Time	Exhaust Gas Analyzer				
	%	rpm	kgf	T _a °C	h _o mmH ₂ O	t sec	Opacity k				
1	30	1500	5.0	30	14	58.77	7.15				
2	40	1500	24.3	30	14	22.71	14.45				
3	50	1500	28.5	30	15	20.34	13.30				
4	60	1500	29.3	30	14	19.78	13.95				
1	40	1300	27.0	31	10	26.03	10.15				
2	40	1500	27.5	31	14	21.06	10.00				
3	40	1700	12.5	31	18	34.83	8.15				
4	40	1900	3.6	31	22	56.80	7.00				

1. Diesel Engine Performance

TEST NO.	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Specific Weight of Air	Suction Air Flow Rate	Exhaust Gas Weight Rate	Air Fuel Ratio	Excess Air Factor	Fuel Consumption	Specific Fuel Consumption	Brake Horse Power	Thermal Efficiency
	%	N	ρ_a	G _s	G _r	AFR	λ	FC	SFC	BHP	η_a
	%	rpm	kg/m ³	kg/s	kg/s	-	-	L/hr	L/kW.hr	kW	%
1	30	1500	1.165	0.035	0.0004	81.534	5.537	1.838	0.667	2.754	14.63
2	40	1500	1.165	0.035	0.0011	31.502	2.139	4.757	0.356	13.357	27.42
3	50	1500	1.165	0.036	0.0012	29.204	1.983	5.311	0.338	15.698	28.86
4	60	1500	1.165	0.035	0.0013	27.439	1.863	5.460	0.339	16.111	28.81
1	40	1300	1.161	0.029	0.0010	30.473	2.070	4.149	0.322	12.889	30.33
2	40	1500	1.160	0.034	0.0012	29.160	1.980	5.128	0.339	15.148	28.84
3	40	1700	1.161	0.039	0.0007	54.697	3.715	3.101	0.397	7.803	24.57
4	40	1900	1.160	0.043	0.0004	98.563	6.694	1.901	0.757	2.512	12.90

B30 Jagung



Laboratorium Termodinamika
Departemen Teknik, Universitas Indonesia
Kampus Baru UI, Depok 16424

Test on : 23 Maret 2008

Tested Fuel : B 30 Jagung (Spritus)

ENGINE RESEARCH AND TEST BED

MODEL : GWE-80/100-HS-AV
TYPE : SD-22 (Nissan Motor CO.,Ltd)

SPECIMEN

Normal Output **47 PS** at **3200 rpm**
1. NO of cycle : **4 cycle**
2. Displacement (V) : **1.567**
3. Eng. Cylinder Bore (D) : **7.8 cm**
4. Eng. Piston Stroke (S) : **8.2 cm**
5. NO of Cylinder (n) : **4**
6. Compression Ratio : **8.2**

DYNAMOMETER

1. Model : **EW - 100**
2. Type : **WC Eddy Cur. Elec. Dyn**
3. Balance : **Spring**
4. Torq arm (L) : **0.358 m**

TEST CONDITIONS

1. Atmospheric Pressure (P_a) : **101.325 kPa**
2. Inner diameter of round nozzle (D) : **0.036 m**

FUEL

1. Specific Weight (ρ_f) : **0.83 kg/l**
2. LHV (B5) : **42960 kJ/kg**
3. FUEL CONTENTS (%) : **C = 86.5**
H = 13.5
4. Gas Constanta (R) : **287 J/kg.K**
5. AFR_{theoretical} : **14.7246**
6. Fuel Consumption : **30 mL**

TEST NO.	Set or command		Measurement								
	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Dynamometer Load	Suction Air Temp	Head Across orifice	Fuel Consuming Time	Exhaust Gas Analyzer				
	%	rpm	kgf	T_a °C	h_o mmH ₂ O	t sec	Opacity k				
1	30	1500	4.1	30	14	62.01	9.00				
2	40	1500	24.5	30	14	23.24	12.42				
3	50	1500	28.8	31	14	19.98	11.95				
4	60	1500	29.0	31	13	21.02	11.10				
1	40	1300	27.0	31	10	25.77	10.60				
2	40	1500	27.5	32	14	21.06	8.45				
3	40	1700	12.9	32	18	34.41	8.15				
4	40	1900	4.4	32	22	48.03	7.20				

1. Diesel Engine Performance

TEST NO.	Throttle Valve Open	Rotational Shaft Speed	Specific Weight of Air	Suction Air Flow Rate	Exhaust Gas Weight Rate	Air Fuel Ratio	Excess Air Factor	Fuel Consumption	Specific Fuel Consumption	Brake Horse Power	Thermal Efficiency
	%	N	ρ_a	G_s	G_T	AFR	λ	FC	SFC	BHP	η_a
	%	rpm	kg/m ³	kg/s	kg/s	-	-	L/hr	L/kW.hr	kW	%
1	30	1500	1.165	0.035	0.0004	86.036	5.843	1.742	0.771	2.258	12.89
2	40	1500	1.165	0.035	0.0011	32.237	2.189	4.648	0.344	13.495	28.87
3	50	1500	1.163	0.035	0.0012	27.698	1.881	5.405	0.341	15.864	29.18
4	60	1500	1.161	0.033	0.0012	28.057	1.905	5.138	0.322	15.974	30.91
1	40	1300	1.160	0.029	0.0010	30.140	2.047	4.192	0.325	12.889	30.57
2	40	1500	1.158	0.034	0.0012	29.124	1.978	5.128	0.339	15.148	29.37
3	40	1700	1.158	0.039	0.0007	53.957	3.664	3.139	0.390	8.053	25.51
4	40	1900	1.157	0.043	0.0005	83.228	5.652	2.249	0.732	3.070	13.57

Lampiran 2 Hasil Test Cetane Number

LABORATORIUM PENGUJIAN CETANE NUMBER
LEMIGAS, CILEDUK RAYA KAV. 109 CIPULIR
KEBAYORAN LAMA
JAKARTA SELATAN

LABORATORIUM TEST REPORT

PENGUJIAN : CETANE NUMBER
SAMPel ID : SOLAR MURNI, BIODIESEL
METODA : ASTM D-613
MESIN : CFR WAUKESA ENGINE
TANGGAL DITERIMA : 8 APRIL 2008
TANGGAL SELESAI : 9 APRIL 2008

NO	URAIAN JENIS BAHAN BAKAR	HASIL	METODE
1	SOLAR MURNI	52.2	ASTM D - 613
2	BODIESEL KELAPA (100 %)	62.4	ASTM D - 613
3	B10 KELAPA	57.1	ASTM D - 613
4	B20 KELAPA	58.1	ASTM D - 613
5	B30 KELAPA	59	ASTM D - 613
6	BODIESEL JAGUNG (100 %)	58.6	ASTM D - 613
7	B10 JAGUNG	53.4	ASTM D - 613
8	B20 JAGUNG	55.8	ASTM D - 613
9	B30 JAGUNG	57.2	ASTM D - 613

JAKARTA, 10 APRIL 2008
PELAKSANA,


PRAYOGI