

TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH
PERUBAHAN RASIO KOMPRESI
TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI
GAS BUANG PADA SEPEDA MOTOR
HONDA MEGAPRO 150CC DENGAN BAHAN
BAKAR E85-GAS HHO**

BUDI SUSILO
NRP. 02111645000003

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

Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT – TM141585

***STUDY EXPERIMENTAL THE EFFECT OF
VARYING COMPRESSION RATIO ON THE
PERFORMANCE AND GAS EMISSION OF
HONDA NEW MEGAPRO 150CC WITH E85-
HHO GAS FUEL***

BUDI SUSILO
NRP. 02111645000003

Advisor Lecturer :
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERUBAHAN RASIO KOMPRESI TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA SEPEDA MOTOR HONDA MEGAPRO 150CC DENGAN BAHAN BAKAR E85-GAS HHO

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

BUDI SUSILO
NRP. 0211164500003

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc
NIP. 196604021989031002 (Pembimbing)
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT
NIP. 197301161997021001 (Penguji I)
3. Bh. Arip Desiyantoro, ST, M.Eng. PhD
NIP. 197105241997021001 (Penguji II)
4. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD
NIP. 197804012002121001 (Penguji III)



SURABAYA

JULI, 2018

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PERUBAHAN RASIO KOMPRESI TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG PADA SEPEDA MOTOR HONDA MEGAPRO 150CC DENGAN BAHAN BAKAR E85-GAS HHO

Nama Mahasiswa : BUDI SUSILO
NRP : 02111645000003
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
Abstrak.

Bioetanol memiliki nilai kalor 60-70% dari nilai kalor bensin sehingga pemakaian di mesin bensin empat langkah cenderung menghasilkan daya yang lebih rendah. Brown's gas (gas HHO) merupakan gas hasil dari elektrolisa air dengan menggunakan arus listrik dan dapat digunakan sebagai tambahan pada bahan bakar mesin bensin. Penelitian ini dimaksudkan untuk mengetahui pengaruh perubahan rasio kompresi mesin dengan menggunakan bahan bakar campuran E85-gas HHO dibandingkan dengan bahan bakar Pertamina pada rasio kompresi standar terhadap unjuk kerja (torsi, bhp, bmep, bsfc, efisiensi termal), emisi (CO, CO₂ dan HC), serta perubahan kondisi operasional (suhu gas buang, suhu oli pelumas, dan suhu cylinder head).

Penelitian ini dilakukan dengan mengaplikasikan generator HHO pada mesin Honda Megapro 150 cc. Larutan elektrolit yang digunakan adalah KOH 12 gram setiap 1 liter aquades dengan produksi gas HHO maksimal 0,18 L/menit. Bahan bakar yang dipergunakan yaitu Pertamina dan campuran E85 ditambah gas HHO dengan supply konstan sebesar 0,15 L/menit. Variasi yang dilakukan yaitu dengan merubah rasio kompresi mesin dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5. Pengujian engine dilakukan dengan menggunakan chassis dynamometer merk Sportdyno dan uji emisi gas buang dengan menggunakan gas analyzer merk Stargass. Parameter unjuk kerja yang diukur meliputi daya dan waktu konsumsi 25 ml bahan bakar sedangkan parameter unjuk kerja

yang dihitung meliputi torsi, tekanan efektif rata-rata (bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (sfc), dan efisiensi termal. Selain parameter unjuk kerja, dalam penelitian ini juga diukur emisi gas buang (CO, CO₂ dan HC) serta perubahan kondisi operasional (suhu gas buang, suhu oli pelumas, dan suhu cylinder head).

Hasil penelitian menunjukkan bahwa perubahan penggunaan bahan bakar Pertamax ke E85 menurunkan performa mesin dengan penurunan rata-rata untuk daya adalah -11,06% dan efisiensi termal -14,56% . Emisi HC mengalami penurunan sebesar 20,87% dan CO 54,23%. Penambahan gas HHO pada bahan bakar E85 pada rasio kompresi standar jika dibandingkan dengan E85 pada rasio kompresi standar menghasilkan perbaikan performa mesin, tetapi unjuk kerja yang dihasilkan masih lebih kecil dibandingkan dengan Pertamax dengan daya dan efisiensi termal masing-masing mengalami penurunan rata-rata sebesar 9,20% dan 8,05%. Emisi gas buang menjadi lebih baik dengan penurunan rata-rata HC 30,48% dan untuk CO 59,61%. Penambahan rasio kompresi pada mesin meningkatkan performa mesin pada bahan bakar E85-gas HHO dengan hasil terbaik tercapai pada rasio kompresi 11,5 ada peningkatan torsi dan daya -2,98%, dan efisiensi termal meningkat sebesar 16,55%, Rata-rata penurunan emisi CO 64,36% dan HC 12,30% jika dibandingkan pada performa mesin dengan bahan bakar pertamax pada rasio kompresi standar.

Kata kunci : bioetanol, gas HHO, rasio kompresi, unjuk kerja mesin

***STUDY EXPERIMENTAL THE EFFECT OF VARYING
COMPRESSION RATIO ON THE PERFORMANCE AND
GAS EMISSION OF HONDA NEW MEGAPRO 150CC
WITH E85-HHO GAS FUEL***

Student Name : ***BUDI SUSILO***
NRP : ***02111645000003***
Department : ***Mechanical Engineering FTI-ITS***
Academic Advisor : ***Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc***
Abstract.

Bioethanol calor value is 60-70% of gasoline's calor value. The using of bioethanol in four stroke engine will produce lower power. Brown's gas is a gas generated from electrolysis of water by electric current and can be used as an addition to gasoline engine fuel. The purpose of this research is to know the effect of changing compression ratio with E85-HHO gas compared with Pertamina as fuel to the engine performance (torque, bhp, bmep, bsfc, thermal efficiency), emission (CO, HC), as well as change of operational condition (gas temperature exhaust, lubricating oil temperature, and cylinder head temperature.

This research was done experimentally by applying HHO generator on Megapro 150cc engine. The electrolyte which used is 12 gram KOH in 1 liter of distilled water with maximum HHO gas production is 0.18 L / min. This Experiment used Pertamina and E85-HHO gas as fuel, with a constant HHO gas supply about 0,15 L/min. Compression ratio varying from initial compression ratio 9,5 to 10,5 and 11,5. The engine test is done by using Sportdyno Chassis dynamometer and exhaust emission test done by using Stargass gas analyzer. The Performance parameter that being measured are torque and 25 ml fuel consuming time whereas performance parameter that being calculated are bhp, bmep, bsfc except those parameters, emission (CO, HC) and operational conditions (exhaust temperature, lubricant temperature, cylinder head temperature, engine blok temperature) are also being measured in this research.

The results of this experiment found that the changing fuel from Pertamina to E85 fuel resulted in decreasing the engine performance with the power decrease about 11,06% and thermal efficiencies decrease about 14,56%. Gas emission decrease 20,87% for HC and 54,23% for CO. The addition of HHO gas to E85 fuel at initial compression ratio when compared to E85 resulted in improving engine performance, but it is still smaller than Pertamina with power and thermal efficiency decrease about 9,20% and 8,05% respectively. The HC emission decrease about 30.48% and CO 59.61%. Increasing compression ratio resulted in improving engine performance with the best engine performance occurs at a compression ratio of 11.5 when compared to the performance of Pertamina on the standard compression ratio which included an increase in power with 2,98% and thermal efficiency increase 16,55%. The CO emission decrease about 64,36%, and HC 12,13%.

*Key word : bioetanol, HHO gas, compression ratio,
engine performance*

KATA PENGANTAR

*Bismillahirrahmanirrahim,
Assalamu 'alaikum Wr. Wb.*

Puji dan syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia Nya sehingga dapat terselesaikannya tugas akhir ini dengan baik. Tidak lupa shalawat serta salam selalu tercurahkan kepada junjungan Nabi Muhammad SAW dan para keluarga serta sahabat dan umatnya hingga akhir zaman. Amiin. Tugas Akhir ini ditulis sebagai salah satu prasyarat kelulusan sebagai mahasiswa S-1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Berkenaan dengan tugas akhir yang telah selesai ini, penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada seluruh pihak yang telah memberikan bantuan dan kerjasamanya, khususnya kepada:

1. Ayah, Ibu dan saudara yang senantiasa memberikan dukungan dan doa.
2. Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc. selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan arahan, nasehat, dan masukan dalam pengerjaan penelitian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT., Bapak Bb. Arip Dwiyanoro, ST, M.Eng, PhD. dan Bapak Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD.. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan masukan kepada penulis.
4. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen wali yang telah memberikan arahan, motivasi, dan bantuan kepada penulis selama masa perkuliahan pada tahap Sarjana.
5. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak sekali membantu penulis dalam hal akademis dan hal non akademis.
6. Seluruh teman-teman anggota laboratorium pembakaran dan sistem energi yang telah menjadi partner dan teman selama pengerjaan tugas akhir ini.

7. Seluruh teman-teman Lintas Jalur 2016 yang selalu menjadi kawan bagi penulis hingga kapanpun.
8. Semua pihak lainnya yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, berkat keterlibatannya lah penulis dapat mencapai pencapaian sejauh ini.

Penulis menyadari bahwa pada Tugas Akhir ini masih terdapat beberapa kekurangan yang disebabkan oleh keterbatasan kemampuan diri dari penulis. Oleh karena itu dengan segala rasa hormat dan rendah hati penulis mohon masukan dan kritiknya, baik untuk penelitian Tugas Akhir ini ataupun untuk diri penulis sendiri. Akhir kata, semoga penelitian ini menjadi sesuatu yang berguna bagi seluruh umat manusia dan masyarakat Indonesia khususnya. Amiin.

Wassalamu'alaikum Wr. Wb.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I. PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
BAB II. TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1. Prinsip Dasar Motor Bensin 4 Langkah.....	7
2.2. Proses Pembakaran Motor Bensin Empat Langkah.....	9
2.3. Air Fuel Ratio.....	11
2.3.1. Pembakaran Stokiometri.....	11
2.3.2. Laju Massa Udara (Mass Flowrate Udara).....	12
2.4. Bahan Bakar Pada Motor Bensin.....	14
2.4.1. Karakteristik Bahan Bakar.....	14
2.4.2. Bahan Bakar Pertamina.....	17
2.4.3. Bahan Bakar Bioetanol.....	17
2.4.4. Bahan Bakar E85.....	18
2.5. Brown's Gas.....	19
2.5.1. Proses Elektrolisa Air Untuk Memproduksi Gas HHO.....	21
2.5.2. Generator HHO.....	22
2.6. Parameter Unjuk Kerja Mesin.....	27
2.6.1. Torsi.....	27
2.6.2. Daya Motor.....	28
2.6.3. Tekanan Efektif Rata-Rata.....	29

2.6.4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik.....	29
2.6.5. Efisiensi Thermal	30
2.6.6. Emisi Gas Buang.....	31
2.7. Perbandingan Kompresi.....	35
2.7.1. Dasar Teori.....	35
2.7.2. Metode Pengukuran Rasio Kompresi.....	36
2.8. Penelitian Terdahulu.....	38
BAB III. METODE PENELITIAN	47
3.1. Prosedur Penelitian	47
3.2. Flowchart Penelitian	48
3.3. Skema Peralatan Uji.....	49
3.4. Spesifikasi Peralatan Uji.....	51
3.4.1. Mesin.....	51
3.4.2. Generator HHO	52
3.4.3. Alat Ukur Dan Alat Penunjang Penelitian.....	52
3.5. Pengukuran Flowrate Gas HHO	62
3.6. Pengujian Unjuk Kerja Mesin.....	62
3.6.1. Persiapan Pemasangan Instalasi Generator Gas HHO Pada Engine	63
3.6.2. Persiapan Pengujian Pada Engine	63
3.6.3. Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar Pertamina.....	63
3.6.4. Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar E85	64
3.6.5. Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar E85 Ditambah HHO	65
3.6.6. Pengujian Mesin Dengan Bahan Bakar E85 Ditambah HHO Dengan Variasi Rasio Kompresi 10,5:1, Dan 11,5:1	67
3.6.7. Akhir Pengujian.....	67
3.7. Parameter Pengujian	67
BAB IV. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN.....	69
4.1. Prosedur Penelitian	69
4.2. Penghitungan Rasio Kompresi.....	70

4.3. Contoh Perhitungan	72
4.3.1. Penghitungan Daya	73
4.3.2. Penghitungan Torsi	73
4.3.3. Penghitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)	73
4.3.4. Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC).....	74
4.3.5. Penghitungan Efisiensi Termal	75
4.3.6. Penghitungan Air Fuel Ratio.....	76
4.4. Analisa Data Unjuk Kerja Engine	79
4.4.1 Analisa Torsi	79
4.4.2 Analisa Brake Horse Power	81
4.4.3 Analisa Brake Mean Effective Pressure (BMEP)	83
4.4.4 Analisa Specific Fuel Consumption(SFC)	86
4.4.5 Analisa Efisiensi Termal	88
4.4.6 Analisa Air Fuel Ratio (AFR).....	89
4.4.7 Analisa Emisi Gas Buang Hidrocarbon (HC) ..	91
4.4.8 Analisa Emisi Gas Buang Karbon Monoksida (CO).....	93
4.4.9 Analisa Emisi Gas Buang Karbon Dioksida (CO ₂)	95
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN	99
5.1 Kesimpulan	99
5.2 Saran	100
DAFTAR PUSTAKA.....	101
LAMPIRAN.....	103
BIODATA PENULIS.....	117

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Proses Pembakaran Mesin Bensin 4 Langkah	7
Gambar 2.2 Diagram P–V Siklus Ideal Pada Motor Bensin 4 Langkah	7
Gambar 2.3 Tahapan Pembakaran Dalam SIE	10
Gambar 2.4 Pemecahan Molekul Air Menjadi gas HHO 10..	20
Gambar 2.5 Rangkaian Dasar Sistem Elektrolisis	21
Gambar 2.6 Bentuk Generator HHO Tipe Wet Cell	23
Gambar 2.7 Bentuk dan Skema Generator HHO Tipe Dry Cell	24
Gambar 2.8 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO, dan NO _x Pada Mesin SI	32
Gambar 2.9 Emisi Gas Buang Vs Air-Fuel Rasio Pada Motor Bensin	34
Gambar 2.10 Rasio Kompresi	36
Gambar 2.11 Metode Pengukuran Rasio Kompresi	37
Gambar 2.12 Grafik Dari Penelitian Rodrigo C. Costa Dan José R. Sodr�	41
Gambar 2.13 Grafik Dari Hasil Penelitian EL-Kassaby	44
Gambar 2.14 Grafik Dari Hasil Penelitian Amirudin	46
Gambar 3.1 Flowchart Penelitian	49
Gambar 3.2 Skema Peralatan	50
Gambar 3.3 Sepeda Motor Megapro 150cc	51
Gambar 3.4 Dry Cell Generator	52
Gambar 3.5 Sportdyno Dynamometer	53
Gambar 3.6 Gas Analyzer	54
Gambar 3.7 Blower	55
Gambar 3.8 Stopwatch	55
Gambar 3.9 Timbangan Digital	56
Gambar 3.10 Tabung Ukur Konsumsi Bahan Bakar	57
Gambar 3.11 Gelas Ukur	58
Gambar 3.12 Gas Flowmeter	59

Gambar 3.13 Baterai Accu	59
Gambar 3.14 Multimeter	60
Gambar 3.16 Variable Valve	60
Gambar 3.17 Water Tank	61
Gambar 3.18 Bubler	61
Gambar 4.1 Grafik Produksi Gas HHO terhadap Fungsi Waktu	70
Gambar 4.2 Grafik Torsi Terhadap Fungsi RPM	79
Gambar 4.3 Grafik Daya Terhadap Fungsi RPM	82
Gambar 4.4 Grafik BMEP Terhadap Fungsi RPM	84
Gambar 4.5 Grafik SFC Terhadap Fungsi RPM	86
Gambar 4.6 Grafik Efisiensi Termal Terhadap Fungsi RPM	88
Gambar 4.7 Grafik AFR Terhadap Fungsi RPM	90
Gambar 4.8 Grafik Emisi HC Terhadap Fungsi RPM	92
Gambar 4.9 Grafik Emisi CO Terhadap Fungsi RPM	93
Gambar 4.8 Grafik Emisi CO ₂ Terhadap Fungsi RPM	96

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perbandingan bioetanol, bensin, hidrogen dan E85	19
Tabel 3.1 Parameter Pengujian.....	68

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin menipisnya cadangan minyak dunia serta permasalahan pemanasan global telah menjadi salah satu isu penting dan topik hangat yang sering kita dengar pada dekade ini. Adanya ketimpangan antara persediaan yang ada di bumi dan jumlah konsumsi yang semakin meningkat dari tahun ke tahun menyebabkan energi (khususnya energi fosil seperti minyak bumi dan batubara) diperkirakan akan habis pada tahun 2050. Efek lainnya dari peningkatan penggunaan bahan bakar fosil adalah meningkatnya kadar CO₂ yang berasal dari gas buang di atmosfer yang ditengarai menjadi penyebab *green house effect*. Telah banyak hal yang dilakukan untuk mengatasi permasalahan ini, salah satunya adalah dengan dikembangkannya energi - energi alternatif non-konvensional sebagai pengganti energi fosil yang umum digunakan dan juga gerakan penghematan energi yang telah diterapkan dan disosialisasikan ke masyarakat.

Pada Saat ini telah dilakukan dan dikembangkan penggunaan bahan bakar terbarukan sebagai sumber energi alternatif yang ramah terhadap lingkungan tanpa mengurangi tujuan untuk mendapatkan performa mesin yang lebih baik. Salah satu sumber energi alternatif misalnya penggunaan bioetanol sebagai bahan bakar. Bioetanol bisa diproduksi dari tumbuhan sehingga termasuk energi terbarukan, Selain itu bioetanol juga memiliki angka oktan jauh lebih besar daripada bensin sehingga dapat dipergunakan sebagai campuran dengan bensin sebagai *octane booster* sehingga nilai oktan campuran akan naik.

Penggunaan bioetanol sebagai bahan bakar pengganti maupun sebagai campuran bahan bakar dengan bensin mempunyai beberapa keuntungan dan kerugian. Keuntungannya angka oktan campuran bahan bakar meningkat sehingga campuran bahan bakar dapat dipergunakan pada mesin dengan rasio kompresi tinggi selain itu terjadi penurunan kandungan CO, HC dan CO₂ pada gas

buang^[1], Sedangkan kekurangannya mempunyai nilai kalor lebih rendah dari bensin, sekitar 60% - 70% dari nilai kalor bensin sehingga jika digunakan sebagai bahan bakar campuran maka akan menurunkan nilai kalor campuran bensin dan bioetanol^[2].

Salah satu sumber energi alternatif lainnya adalah penggunaan air sebagai bahan bakar. Proses elektrolisa air akan menghasilkan gas hidroxy atau gas HHO yang dapat digunakan sebagai sumber bahan bakar mesin. Gas HHO tersusun dari gas oksigen dan gas hidrogen dimana gas hidrogen memiliki nilai kalor yang sangat besar yaitu 119,96 MJ/Kg^[3]. Penggunaan gas HHO sebagai campuran bahan bakar dengan bensin dapat menurunkan konsumsi bahan bakar mesin hingga 34% dan dapat menurunkan kandungan NO_x 15%, CO 18% dan HC 14% pada gas buang^[4]. Selain itu penambahan gas HHO pada bensin akan meningkatkan nilai oktan dari bahan bakar tersebut sehingga bahan bakar tersebut dapat dipergunakan sebagai bahan bakar pada mesin dengan rasio kompresi yang lebih tinggi.

Sehingga penambahan gas HHO terhadap campuran bensin-bioetanol diharapkan mampu meningkatkan kembali daya mesin yang sebelumnya berkurang sebagai efek dari pencampuran bensin dan bioetanol. Selain itu juga diharapkan semakin menurunkan emisi gas buangnya. Dengan penambahan gas HHO terhadap bahan bakar campuran bensin-bioetanol maka campuran bahan bakar tersebut akan meningkat nilai oktannya sehingga diperlukan mesin dengan rasio kompresi yang tinggi agar penggunaan bahan bakar tersebut menjadi efektif dan didapatkan performa mesin yang maksimal.

Berdasarkan uraian tersebut di atas, Peneliti ingin mengetahui pengaruh pemakaian campuran bensin-bioetanol (E85) ditambah dengan gas HHO terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang mesin. Pada penelitian kali ini dilakukan variasi rasio kompresi dari kondisi rasio kompresi standar 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 dan menggunakan bahan bakar Pertamina dan Campuran E85 pada rasio kompresi standar sebagai data acuan.

1.2 Rumusan Masalah

Sehubungan dengan penelitian mengenai pengaruh penambahan gas HHO pada bahan bakar campuran bensin-bioetanol (E85) HHO dibandingkan dengan pemakaian bahan bakar Pertamina terhadap unjuk kerja dan karakteristik motor bensin putaran variabel, maka Rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh penambahan gas HHO pada campuran bahan bakar pertamax-bioetanol (E85) terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang Honda Megapro 150cc ?
2. Pada rasio kompresi berapakah campuran bahan bakar pertamax-bioetanol (E85) jika ditambahkan dengan gas HHO dapat menghasilkan unjuk kerja terbaik dari Honda Megapro 150cc ?

1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini batasan-batasan masalah yang digunakan adalah:

1. Bahan bakar yang dipakai adalah Pertamina 92 yang diproduksi oleh Pertamina
2. Percobaan ini menggunakan mesin Honda Megapro 150cc yang ada di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar Teknik Mesin ITS.
3. Kondisi mesin Honda Megapro 150cc tersebut dalam keadaan standar.
4. Kondisi temperatur dan kelembapan udara setempat.
5. Bioetanol yang digunakan memiliki kadar kemurnian 99.7%
6. Komposisi bahan bakar campuran yang digunakan adalah Bioetanol 85% dan Pertamina 92 15%
7. Tidak membahas mengenai pembuatan bioetanol secara detail dan tidak membahas reaksi kimia yang terjadi pada pembakaran.
8. Tidak membahas pembuatan generator HHO.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin dicapai dalam penulisan dan penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Untuk mengetahui pengaruh penambahan gas HHO pada campuran bahan bakar Pertamina-Bioetanol (E85) terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang Honda Megapro 150cc
2. Mengetahui rasio kompresi yang mampu menghasilkan unjuk kerja terbaik dengan menggunakan bahan bakar Pertamina-Bioetanol (E85) jika ditambahkan dengan gas HHO pada Honda Megapro 150cc

1.5 Manfaat Penelitian

Dari hasil penelitian, manfaat yang akan dihasilkan diantaranya:

1. Dapat menentukan rasio kompresi yang tepat yang dapat digunakan pada mesin Honda Megapro 150cc berbahan bakar E85 dan gas HHO agar didapatkan unjuk kerja terbaik.
2. Untuk menemukan bahan bakar baru sebagai alternatif pengganti bahan bakar fosil yang semakin terbatas.
3. Memberikan sumbangan pemikiran dan informasi kepada masyarakat dalam upaya pencarian energi alternatif yang ramah lingkungan yang sangat potensial untuk dikembangkan.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan adalah sebagai berikut :

- **BAB I PENDAHULUAN**
Pada bagian ini diuraikan latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.
- **BAB II DASAR TEORI**

Pada bagian ini diuraikan beberapa landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya.

- **BAB III METODE PENELITIAN**
Pada bagian ini akan diuraikan metode penelitian, spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.
- **BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA**
Dalam bagian ini dibahas tentang perhitungan dan analisa dari data yang didapat dari hasil penelitian.
- **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**
Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil penelitian serta saran-saran untuk penelitian selanjutnya.

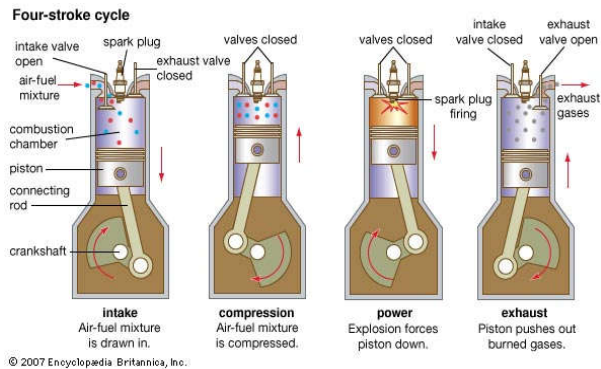
(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Prinsip Dasar Motor Bensin 4 Langkah

Dalam motor bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dalam empat langkah gerakan dari piston atau dua kali putaran dari *crankshaft*. Setiap langkah berisi 180° putaran *crankshaft* sehingga satu siklus kerja menjadi 720° putaran *crankshaft*.



Gambar 2.1. Tahapan Proses Pembakaran Mesin Bensin 4 Langkah

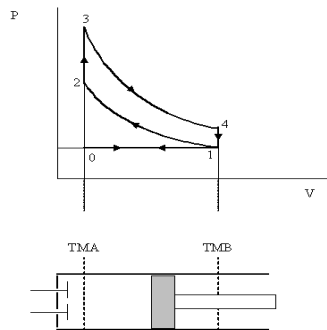
Tahapan proses pembakaran pada mesin bensin 4 langkah seperti terlihat pada gambar 2.1 yaitu :

1. Langkah hisap (*intake*), dimulai dari saat piston bergerak dari titik mati atas ke titik mati bawah. Katup *inlet* terbuka dan katup *exhaust* tertutup. Campuran udara dan bahan bakar masuk melalui katup *inlet*.
2. Langkah kompresi (*compression*), dimulai saat kedua katup menutup dan piston mulai bergerak dari titik mati bawah ke titik mati atas. Campuran udara dan bahan bakar akan terkompresi sehingga tekanan dan temperaturnya akan naik.

3. Langkah kerja (*expansion*), beberapa derajat sebelum piston mencapai titik mati atas, busi akan memercikan bunga api dan membakar campuran udara dan bahan bakar yang telah menjadi homogen di dalam ruang bakar. Campuran bahan bakar dan udara yang terbakar pada tekanan yang tinggi akan menekan piston hingga bergerak ke titik mati bawah. Pada saat itu, kedua katup masih menutup. Pada langkah inilah tenaga didapatkan, dan seiring gerak piston ke titik mati bawah, tekanan dan temperatur turun.
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah piston mencapai titik mati bawah kemudian katup *exshhaust* membuka sementara katup *inlet* menutup. Piston mulai bergerak dari titik mati bawah ke titik mati atas mendorong gas sisa hasil pembakaran keluar melalui katup *exshhaust*.

- **Siklus Ideal Motor Bensin 4 Langkah**

Adapun siklus ideal yang terjadi pada motor bensin 4 langkah adalah sebagai berikut :



Gambar 2.2 Diagram P-V Siklus Ideal Pada Motor Bensin 4 Langkah

Penjelasan untuk diagram P-V pada gambar 2.2 sebagai berikut :

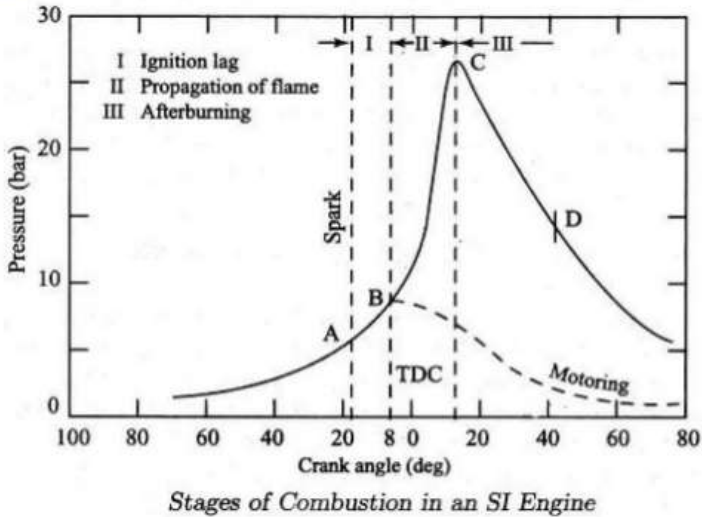
1. Proses 0 – 1 merupakan langkah hisap bahan bakar, dimana piston mulai bergerak dari *TMA* (*titik mati atas*)

menuju ke *TMB* (*titik mati bawah*) dengan posisi katup hisap terbuka dan katup buang tertutup. Dari langkah piston ini mengakibatkan tekanan didalam ruang bakar menjadi turun maka campuran bahan bakar dengan udara akan terhisap ke dalam ruang bakar.

2. Proses 1 – 2 merupakan langkah kompresi dimana piston bergerak ke atas lagi menuju *TMA* setelah langkah hisap selesai, dengan posisi katup hisap dan katup buang tertutup. Langkah ini akan dapat menaikkan tekanan pada ruang bakar yang telah terisi campuran bahan bakar dengan udara.
3. Proses 2 – 3 merupakan proses pembakaran bahan bakar dimana proses ini terjadi sesaat sebelum akhir dari langkah kompresi. Campuran bahan bakar dengan udara yang telah terkompresi mulai terbakar akibat adanya percikan api yang dihasilkan oleh busi. Akibat dari proses pembakaran ini tekanan dan temperatur di ruang bakar mengalami kenaikan.
4. Proses 3 – 4 merupakan langkah kerja dari mesin dimana piston akan bergerak menuju *TMB* akibat dari kenaikan tekanan yang ditimbulkan pada proses pembakaran. Pada langkah ini posisi katup hisap dan katup buang masih dalam kondisi tertutup dan katup buang akan mulai terbuka saat piston berada beberapa derajat mendekati *TMB*.
5. Proses 4 – 0 merupakan langkah buang dimana pada akhir langkah kerja piston, katup buang telah terbuka dan katup hisap masih tertutup dan piston bergerak menuju ke *TMA* membuang gas pembakaran keluar dari silinder.

2.2 Proses Pembakaran Motor Bensin Empat Langkah

Pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar pada motor bensin terdiri dari beberapa tahapan seperti pada gambar 2.3 di bawah ini.



Gambar 2.3 Tahapan Pembakaran Dalam SIE ^[5]

Gambar 2.3 di atas merupakan tahapan pembakaran dalam SIE yaitu

1. Tahap pertama, disebut *ignition lag* merupakan fase persiapan yang mana terjadi pertumbuhan dan perkembangan dari inti api. Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar seperti temperatur, tekanan, sifat gas buang, dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. *Ignition lag* terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi.
2. Tahap kedua disebut *propagation of flame*, Inti api yang terbentuk pada titik B akan merambat dan membakar campuran dan bahan bakar yang sudah menjadi homogen pada ruang bakar sehingga temperatur dan tekanan di

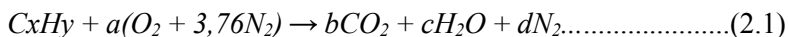
ruang bakar akan mencapai puncak (peak pressure) di titik C.

3. Pada grafik diatas, Proses pembakaran tidak berhenti di titik C melainkan masih berlanjut hingga titik D, hal ini dikarenakan masih ada sisa bahan bakar yang belum terbakar dan masih terbakar hingga titik D. Tekanan di dalam silinder turun karena bersamaan dengan proses ekspansi. Oleh karena itu, tahapan ini dikenal dengan istilah pembakaran lanjut (*after burning*).

2.3 Air Fuel Ratio

2.3.1 Pembakaran Stokiometri

Bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh menjadi karbon dioksida (CO_2) dan uap air (H_2O) jika tersedia pasokan oksigen dalam jumlah yang cukup. Kondisi pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon (C_xH_y) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



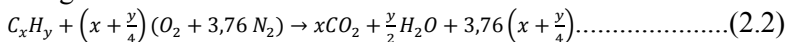
Kesetimbangan C : $x = b$

Kesetimbangan H : $y = 2c$, $c = y/2$

Kesetimbangan O : $2a = 2b + c$, $a = b + c/2$, $a = x + y/4$

Kesetimbangan N : $2(3,76)a = 2d$, $d = 3,76a$, $d = 3,76(x+y/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran C_xH_y menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

$$m_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{atom O}_2}}{m_{\text{atom C}_x\text{H}_y}} \times \% \text{C}_x\text{H}_y \left(\frac{\text{kg}}{\text{kg bb}} \right) \dots \dots \dots (2.3)$$

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

$$\left(\frac{A}{F}\right)_S = \frac{(m_{air})}{(m_{fuel})} = \frac{\Sigma(n_i M_i)_{air}}{\Sigma(n_j M_j)_{fuel}}$$

$$= \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right)M_{O_2} + 3,76\left(x + \frac{y}{4}\right)M_{N_2}}{xM_C + yM_H} \dots\dots\dots(2.4)$$

Pada bahan bakar bensin, udara yang dibutuhkan untuk membakar 1 kg bahan bakar adalah 14,7 kg yang kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar stoikiometri 14,7:1.

2.3.2 Laju Massa Udara (Mass Flowrate Udara)

Nilai AFR dapat dihitung dengan membandingkan antara laju massa udara dan laju massa bahan bakar yang masuk dalam ruang bakar. Laju massa udara dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{intake} \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana :

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

V_{udara} = Kecepatan Udara (m/s)

A_{intake} = Luas penampang pipa intake (m²)

Kecepatan udara yang masuk ke dalam ruang bakar dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Bernoulli di mana :

Bernouli law :

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{konstan} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

Jika tekanan statis di definisikan sebagai P_2 pada satu titik dalam jalur aliran dimana kecepatannya adalah sebesar V_2 , sedangkan tekanan stagnasi didefinisikan dengan P_1 , di mana pada keadaan stagnasi kecepatannya adalah $V_1=0$, maka

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}} \dots \dots \dots (2.7)$$

Dengan :

V_2 = Kecepatan Statis (meter/detik)

P_1 = tekanan stagnasi (Pa)

P_2 = tekanan statis (Pa)

ρ = densitas Udara (kg/m^3)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

Z = beda ketinggian (meter)

Pada penelitian kali ini, V_2 yang didapatkan merupakan kecepatan maksimal dari aliran udara yang masuk ke dalam pipa *intake* hal ini terlihat dari posisi pitot berada pada *centerline* pipa, maka kecepatan yang didapatkan dari pengukuran perlu dirubah menjadi kecepatan rata-rata (*average velocity*).

Untuk tipe aliran turbulents *average velocity* dapat diperoleh dari persamaan ^[6] :

$$V_{\text{avg}} = V_{\text{max}} \left(\frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \right) \dots \dots \dots (2.8)$$

Dengan nilai n merupakan *variation of power law exponent* dan dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan ^[6] :

$$n = -1,7 + 1,8 \text{ Log } V_{\text{max}} \dots \dots \dots (2.9)$$

Sedangkan untuk aliran laminar *average velocity* dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan ^[6] :

$$V_{\text{avg}} = \frac{V_{\text{max}}}{2} \dots \dots \dots (2.10)$$

2.4 Bahan Bakar Pada Mesin Bensin

Bahan bakar yang biasa dipergunakan pada motor bensin adalah produk utama dari minyak bumi yang terdiri dari bermacam-macam campuran seperti: parafin, olefin, naphthane dan aromatik. Komposisi bahan bakar tergantung dari kualitas minyak bumi dan proses *refining*. Pertamina sebagai salah satu perusahaan migas mempunyai produk bahan bakar untuk motor bensin yaitu premium (RON88), Pertalite (RON90), Pertamax (RON92) dan Pertamax turbo (RON98). Selain bahan bakar yang berasal dari fosil, ada juga bahan bakar alternatif lainnya seperti misalnya etanol dan metanol yang berasal dari tumbuhan dimana bahan bakar tersebut dapat dipergunakan sebagai bahan bakar pengganti maupun bahan bakar campuran asalkan mempunyai karakteristik bahan bakar yang bisa dipergunakan pada motor bensin. Adapun karakteristik bahan bakar diantaranya adalah *density*, *specific gravity*, *API gravity*, *viscosity*, *volatility*, *sulphur content*, *calorific value*, *pour point*, *flash point*, *carbon residu*, *ash content*, dan *knock resistivity*

2.4.1 Karakteristik Bahan Bakar

Karakteristik yang umum untuk menilai kinerja bahan bakar mesin bensin antara lain :

a. Berat Jenis (*Specific Gravity*)

Berat jenis menyatakan perbandingan berat bahan bakar minyak pada temperatur tertentu dibandingkan dengan air pada volume dan temperatur yang sama. Berat jenis digunakan untuk mengukur berat atau massa minyak bila volumenya diketahui. Berat jenis minyak umumnya antara 0,74 – 0,96. Di Amerika, *specific gravity* umumnya dinyatakan dengan satuan yang lain yaitu *API Gravity* (*American Petroleum Institute Gravity*) dengan cara perhitungannya adalah sebagai berikut:

$$API\ Gravity = \frac{141,5}{Specific\ Gravity\ (60^{\circ}F)} - 131,5$$

b. Viskositas (*Viscosity*)

Viskositas adalah suatu angka yang menyatakan besarnya hambatan dari suatu bahan cair untuk mengalir atau ukuran dari besarnya tahanan geser dari cairan. Makin tinggi viskositasnya, minyak makin kental dan semakin sukar untuk mengalir. Untuk mengukur viskositas digunakan alat viscometer.

c. Nilai Kalori (*Calorific Value*)

Adalah angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalori diperlukan untuk dasar perhitungan jumlah konsumsi bahan bakar minyak yang dibutuhkan mesin dalam suatu periode tertentu. Nilai kalori dinyatakan dalam satuan Kcal/Kg, KJ/kg atau BTU/lb (*british unit*).

d. Kandungan Sulfur (*Sulphur Content*).

Semua bahan bakar minyak mengandung belerang atau Sulfur dalam jumlah yang sangat kecil. Sulfur ini tidak diharapkan karena sifatnya yang merusak. Saat terjadi proses pembakaran sulfur ini akan teroksidasi dengan oksigen menjadi Sulfur dioksida (SO_2) dan sulfur trioksida (SO_3). Oksida sulfur ini bila terjadi kontak dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam-logam di dalam ruang bakar dan sistem gas buang. Karena itu kandungan sulfur dalam minyak perlu dibatasi.

e. Titik Tuang (*Pour Point*)

Adalah suhu terendah dari bahan bakar minyak untuk dapat mengalir karena gaya gravitasi. Titik tuang ini diperlukan sehubungan dengan adanya persyaratan praktis dari prosedur penimbunan dan pemakaian dari bahan bakar minyak. Bahan bakar sulit dipompa atau dialirkan dibawah suhu titik tuang.

f. Titik Nyala (*Flash point*)

Merupakan angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak dapat terbakar bila pada permukaan minyak tersebut didekatkan dengan nyala api. *Flash point*

mengindikasikan tinggi rendahnya volatilitas dan kemampuan untuk terbakar dari suatu bahan bakar. Titik nyala diperlukan untuk keperluan keamanan dalam penanganan minyak terhadap bahaya kebakaran.

g. Angka oktan (*Octane Number*)

Adalah suatu angka yang menyatakan kemampuan bahan bakar minyak (khususnya bensin) dalam menahan tekanan kompresi untuk mencegah bensin terbakar sebelum busi memercikkan bunga api (ketahanan terhadap detonasi). Angka oktan saat ini menjadi salah satu faktor pembatas perbandingan kompresi pada motor bensin tidak dibuat tinggi. Semakin tinggi angka oktan semakin tahan suatu bahan bakar terhadap tekanan kompresi yang lebih tinggi.

h. Kandungan Arang

Kandungan arang pada bahan bakar harus sedikit mungkin. Kandungan arang ini dapat menyebabkan terbentuknya karbon pada proses pembakaran yang berasal dari bahan bakar minyak tersebut. Akibatnya kandungan arang ini dapat menyebabkan tersumbatnya injektor atau terbentuknya deposit karbon pada ruang bakar.

i. Kadar Abu (*Ash Content*)

Kadar abu adalah jumlah sisa-sisa minyak yang tertinggal apabila suatu minyak dibakar sampai habis. Kadar abu ini dapat berasal dari minyak bumi itu sendiri atau akibat kontak didalam perpipaan dan penimbunan (adanya partikel metal yang tidak terbakar yang terkandung dalam bahan bakar minyak itu sendiri)

j. Kestabilan kimia dan kebersihan bahan bakar

Kestabilan kimia bahan bakar sangat penting, karena berkaitan dengan kebersihan bahan bakar yang selanjutnya berpengaruh terhadap sistem pembakaran dan sistem saluran. Pada temperatur tinggi, bahan bakar sering terjadi polimer yang berupa endapan-endapan *gum* (getah) ini berpengaruh kurang baik terhadap sistem saluran misalnya pada katup-katup dan saluran bahan bakar. Bahan bakar yang mengalami

perubahan kimia, menyebabkan gangguan pada proses pembakaran. Pada bahan bakar juga sering terdapat senyawa yang menyebabkan korosi, Kandungan tersebut pada bensin harus diperkecil untuk mengurangi korosi yang dapat terjadi pada dinding silinder, katup, busi, dan lainnya. Hal inilah yang menyebabkan awal kerusakan pada mesin.

2.4.2 Bahan Bakar Pertamax

Pertamax merupakan jenis bahan bakar dengan angka oktan 92. Pertamax dianjurkan digunakan untuk mesin berbahan bakar bensin yang mempunyai perbandingan kompresi tinggi. Pada bahan bakar pertamax ditambahkan zat aditif yang mampu membersihkan mesin dari timbunan deposit pada *fuel injector* dan ruang pembakaran. Selain itu, Pertamax memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan Premium. Pertamax direkomendasikan untuk kendaraan yang diproduksi setelah tahun 1990, terutama yang telah menggunakan teknologi setara dengan *Electronic Fuel Injection (EFI)* dan *catalytic converters* (pengubah katalitik).

Keunggulan Pertamax :

- Bebas timbal
- Memiliki angka oktan yang lebih tinggi daripada Premium dan Peralite
- Dapat dipergunakan pada mesin dengan rasio kompresi tinggi tanpa mengubah waktu pengapian.

2.4.3 Bahan Bakar Bioetanol

Bioetanol (*bioethanol*) merupakan etanol (*etil alkohol*) yang proses produksinya menggunakan bahan baku alami dan proses biologis, berbeda dengan etanol sintetik yang diperoleh dari sintesis kimiawi senyawa hidrokarbon. Etanol yang digunakan sebagai bahan bakar kendaraan memiliki struktur kimia yang persis sama dengan etanol yang ditemukan pada minuman keras. Etanol yang digunakan untuk bahan bakar disebut dengan *Fuel Grade Ethanol (FGE)* dengan tingkat kemurnian 99.5%. Bioetanol dapat

diproduksi dari berbagai macam bahan baku yang berbeda dan dapat dikelompokkan menjadi tiga meliputi bahan bersukrosa : gula tebu, gula bit dan shorgum, bahan berpati : jagung, kentang, gandum, dan bahan berselulosa : kayu , rumput, kulit nanas [7]. Bahan berselulosa lain yang dapat digunakan untuk menghasilkan bioetanol adalah jerami, padi dan alang-alang melalui fermentasi *saccharomyces cerevisea* [8].

Bahan baku bioetanol di Amerika Serikat 90% berasal dari jagung, sedangkan di Brazil yang merupakan produsen etanol terbesar di dunia bahan bakunya berasal dari gula tebu. Saat ini di Indonesia bioetanol diproduksi dari tetes tebu, ubi kayu maupun jagung sehingga bersaing dengan kebutuhan pokok untuk pangan, pakan dan bahan baku industri lain.

Penggunaan bioetanol sebagai bahan bakar dilatar belakangi oleh tingginya tingkat pencemaran udara yang sebagian besar ditimbulkan oleh kendaraan bermotor yang menggunakan bahan bakar hidrokarbon, selain itu dengan semakin menipisnya cadangan minyak dunia maka diperlukan bahan bakar alternatif yang bisa diperbaharui. Bioetanol memiliki kelebihan dibandingkan dengan bahan bakar bensin yaitu memiliki nilai RON yang tinggi, dapat dibuat dari bahan yang dapat terbarukan, dan menghasilkan emisi gas buang yang lebih bersih karena lebih sedikit mengandung atom Carbon. Sedangkan kekurangannya dibandingkan dengan bahan bakar bensin yaitu nilai kalornya lebih rendah sehingga daya yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan bahan bakar bensin, mudah menguap karena memiliki temperatur penguapan yang rendah yaitu 14 °C , dan bioetanol bersifat higroskopis, yang artinya bioetanol akan menyerap uap air langsung dari atmosfer sehingga menambah kandungan uap air pada bioetanol yang dapat menyebabkan kerusakan pada bagian-bagian mesin, terutama pada pipa bahan bakar dan karburatornya.

2.4.4 Bahan Bakar E85

Pada penelitian ini dipergunakan bahan bakar campuran antara Pertamina 92 dengan bioetanol dengan komposisi 15% Pertamina

dan 85% Bioetanol. Bahan bakar E85 sudah dipergunakan secara luas sebagai bahan bakar kendaraan bermotor. Di Amerika sudah dikembangkan *Flexible fuel vehicle*, salah satu jenis kendaraan yang mempergunakan bahan bakar campuran bensin dengan bioetanol. Di Amerika bahan bakar E85 juga mudah diperoleh karena sudah dijual di SPBU-SPBU sehingga memudahkan masyarakat yang ingin beralih ke bahan bakar alternatif tetapi terkendala ketersediaan bahan bakar. Dikarenakan karakteristiknya, penggunaan bahan bakar E85 memerlukan modifikasi pada mesin supaya bahan bakar tersebut dapat dipergunakan secara optimal.

Karakteristik bahan bakar E85 dibandingkan dengan bensin, bioetanol dan Hidrogen dapat dilihat pada tabel 2.1 di bawah.

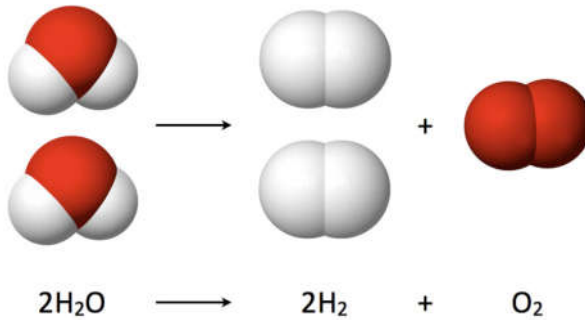
Tabel 2.1 Perbandingan bioetanol, bensin, hidrogen dan E85 ^{[9][1]}

Properties	Gasoline	Bioetanol	E85	Hidrogen
Spesific Gravity	0.7931	0.813	0.801	0.0696
Research Octane Number (RON)	91-98	± 108	>111	130
Latent heat of vapourization in KJ/kg	290-380	904	801	NA
Density at 1.01 bar and 25°C (kg/m ³)	764	790	801	0.0838
Stoichiometric A/F	14.7	9	9.8	34.3 ^[1]
Low Heating Value (MJ/Kg)	42.9	26.7	29.2	119.3 ^[1]

2.5 Brown's Gas (Hidrogen Hidrogen Oksida,HHO)

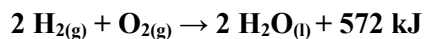
Brown's Gas merupakan gas hasil dari proses pemecahan air murni (H₂O) dengan proses elektrolisis. Gas yang dihasilkan dari proses elektrolisis air tersebut adalah gas Hidrogen dan Oksigen, dengan komposisi 2 Hidrogen dan 1 Oksigen (HHO) ^[10]. Oleh karena itu *Brown's gas* juga lebih dikenal dengan nama gas HHO, selain itu gas HHO juga dikenal dengan sebutan *oxy-hydrogen*.

Pada Gambar 2.4 di bawah ini dapat dilihat pemecahan molekul air menjadi gas HHO.



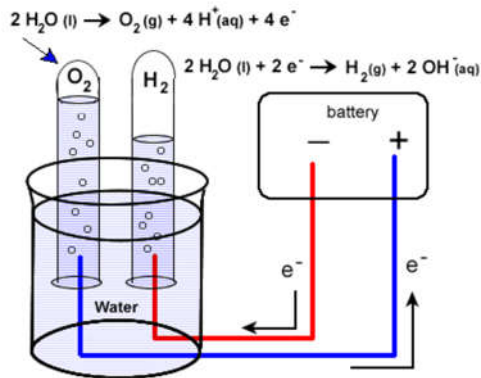
Gambar 2.4 Pemecahan Molekul Air Menjadi gas HHO

Teknologi untuk memecah molekul air menjadi gas HHO dengan cara elektrolisis air sebenarnya telah ditemukan sejak tahun 1800 oleh William Nicholson dan Johann Ritter. Kemudian pada tahun 1805, Isaac de rivaz (1752-1828) menggunakan gas hidrogen dari hasil elektrolisis air sebagai bahan bakar mesin pembakaran internal yang ia rancang dan ia buat sendiri^[11]. Pada saat itu bahan bakar fosil belum ditemukan. Namun gas hasil dari elektrolisis air tersebut baru diberi nama dan dipatenkan oleh Dr. Yull Brown, pada tahun 1974. Gas hasil dari elektrolisis air tersebut diberi nama *Brown gas*. Selain menggunakannya sebagai suplemen bahan bakar pada mesin, Dr. Yull Brown juga menggunakan *Brown gas* untuk pengelasan (*cutting and welding torch*). Pada prinsipnya air memang dapat diubah menjadi hidrogen dengan teknik elektrolisis dan kemudian gas hidrogen tersebut digunakan sebagai bahan bakar. Gas hidrogen sangat mudah terbakar dan akan terbakar pada konsentrasi terendah 4% H₂ di udara bebas. Hidrogen terbakar menurut persamaan kimia:



2.5.1 Proses Elektrolisa Air Untuk Memproduksi Gas HHO

Elektrolisa adalah suatu proses pemecahan senyawa kimia tertentu menjadi suatu molekul baru dengan bantuan arus listrik dan dua elektroda. Arus listrik tersebut dialirkan pada elektroda positif (anoda) dan elektroda negatif (katoda). Untuk mempercepat reaksi elektrolisis diperlukan adanya elektrolit sebagai katalis. Elektrolisis menimbulkan reaksi redoks dengan banyaknya zat yang dihasilkan berbanding lurus dengan jumlah muatan listrik yang mengalir dalam sel elektrolisis. Pada Gambar 2.5 di bawah dapat dilihat bahwa untuk melakukan proses elektrolisa hanya membutuhkan 4 komponen utama yaitu baterai, elektroda, elektrolit dan bejana air.



Gambar 2.5 Rangkaian Dasar Sistem Elektrolisis

Pada reaksi asam, reaksi reduksi terjadi pada elektroda negatif (katoda), dimana elektron (e^-) dari katoda diikat oleh kation H^+ untuk membentuk gas Hidrogen ($\text{H}_2(\text{g})$). Sedangkan pada elektroda positif (anoda), molekul H_2O kehilangan elektron (e^-) sehingga terpecah menjadi gas Oksigen ($\text{O}_2(\text{g})$) dan kation H^+ . Sebagaimana dapat dilihat pada persamaan reaksi kimia berikut:

- Reaksi oksidasi di anoda (+) :
 $2 \text{H}_2\text{O} (\text{l}) \rightarrow \text{O}_2 (\text{g}) + 4 \text{H}^+ (\text{aq}) + 4 \text{e}^-$

- Reaksi reduksi di katoda (-) :

$$2 \text{H}^+_{(\text{aq})} + 2 \text{e}^- \rightarrow \text{H}_{2(\text{g})}$$
- Reaksi keseluruhan :

$$2 \text{H}_2\text{O} (\text{l}) \rightarrow 2 \text{H}_{2(\text{g})} + \text{O}_{2(\text{g})}$$

Jika elektrolit yang digunakan adalah larutan basa seperti KOH, NaOH (basa dari golongan periode IA, alkali tanah) maka akan terjadi reaksi basa. Pada reaksi basa, reaksi reduksi terjadi di katoda dimana molekul air mengikat elektron (e^-) sehingga terpecah menjadi gas Hidrogen ($\text{H}_{2(\text{g})}$) dan anion OH^- . Anion OH^- tersebut kemudian tertarik ke sisi anoda dan terpecah menjadi gas oksigen dan molekul $\text{H}_2\text{O}_{(\text{l})}$. Sebagaimana dapat dilihat pada persamaan reaksi kimia berikut:

- Reaksi reduksi di katoda (-) :

$$2\text{H}_2\text{O}_{(\text{l})} + 2\text{e}^- \rightarrow \text{H}_{2(\text{g})} + 2\text{OH}^-_{(\text{aq})}$$
- Reaksi oksidasi di anoda (+) :

$$4\text{OH}^-_{(\text{aq})} \rightarrow \text{O}_{2(\text{g})} + 2\text{H}_2\text{O}_{(\text{l})} + 4\text{e}^-$$
- Reaksi keseluruhan :

$$2\text{H}_2\text{O}_{(\text{l})} \rightarrow 2\text{H}_{2(\text{g})} + \text{O}_{2(\text{g})}$$

Larutan elektrolit yang biasa dipergunakan adalah Kalium Hidroksida (KOH) atau menggunakan garam sulfat atau karbonat dari unsur-unsur golongan IA seperti Natrium Sulfat (Na_2SO_4), Natrium Karbonat (Na_2CO_3) atau garam lain dikarenakan mudah didapat dan harganya lebih murah. Pada penelitian ini digunakan larutan elektrolit Kalium Hidroksida (KOH).

2.5.2 Generator HHO

a. Prinsip Kerja Generator HHO

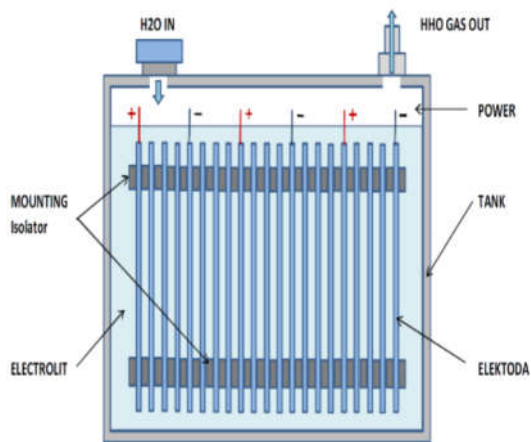
Secara umum generator gas HHO tersusun atas 2 komponen dasar, yaitu tabung generator gas HHO dan sumber tenaganya. Tabung generator gas HHO terdiri atas tabung, sepasang elektroda dan elektrolit. Sedangkan sumber energi dapat berupa baterai ataupun *power supply*. Prinsip kerja generator gas HHO berdasarkan elektrolisa air yang menghasilkan gas hidrogen dan oksigen.

b. Klasifikasi Generator HHO

Generator HHO diklasifikasikan menjadi 2 tipe yaitu tipe basah (*wet cell*) dan tipe kering (*dry cell*).

1. Generator HHO Tipe *Wet Cell*

Generator tipe basah (*wet type*) adalah jenis generator HHO dimana semua elektrodanya terendam cairan elektrolit di dalam sebuah bejana air, seperti terlihat pada gambar 2.6 yang memperlihatkan salah satu bentuk generator HHO tipe *wet cell*.



Gambar 2.6 Bentuk Generator HHO Tipe *Wet Cell*

Keunggulan dari generator tipe *wet cell* adalah :

- Desainnya sederhana
- Tidak perlu membongkar *cell* ketika akan membersihkan airnya

Kekurangan dari generator tipe *Wet cell* adalah :

- *Cell* di rendam seluruhnya dalam air, sehingga jika *Cell* kapasitas 1 Liter semua air masuk dalam tabung elektrolisa.

- Panas yang timbul dalam cell HHO terakumulasi, sehingga sel semakin lama semakin Panas.
- Kuat arus listrik yang digunakan cenderung naik terus, seiring dengan kenaikan suhu dalam ruang sel, sehingga gas keluaran menjadi tidak stabil.
- Dengan adanya panas berlebih maka efisiensi alat menjadi sangat buruk, karena sebagian daya yang digunakan terkonversi menjadi panas.

2. Generator HHO Tipe *Dry Cell*

Generator tipe kering (*dry cell*) adalah generator HHO dimana elektrodanya tidak seluruhnya terendam elektrolit melainkan hanya mengisi celah-celah antara elektroda yang dibatasi oleh gasket yang terbuat dari karet. Bentuk generator tipe *dry cell* ini dapat dilihat pada gambar 2.7



Gambar 2.7 Bentuk dan Skema Generator HHO Tipe *Dry Cell*

Keuntungan generator tipe kering adalah :

- Air yang terelektrolisa relatif lebih sedikit, yaitu hanya air yang mengisi diantara elektroda.

- Panas yang ditimbulkan relatif kecil, karena selalu terjadi sirkulasi antara air panas dan dingin di reservoir (temperatur relatif tetap). Serta panas dari elektroda juga dapat berkurang karena dibantu oleh pendinginan udara bebas.
- Arus listrik (Ampere) yang digunakan relatif lebih kecil, karena daya yang terkonversi menjadi panas semakin sedikit. Selain itu juga karena luas permukaan untuk proses elektrolisa yang relatif lebih kecil.
- Arus listrik dari elektroda terbatas pergerakannya karena air yang di elektrolisa juga terbatas, yakni diantara pelat elektroda sehingga arus listrik yang digunakan lebih maksimal.

Kekurangan generator tipe *dry cell* adalah :

- Perlu melepas keseluruhan bagian generator ketika akan melakukan perawatan dan pembersihan misalnya melepas gasket ketika akan membersihkan cell.
- Biaya pembuatan yang lebih mahal dibandingkan generator tipe basah

Pada Penelitian ini digunakan generator HHO tipe kering dengan *cell* berbahan *stainless*.

c. Laju Alir Massa Gas HHO (\dot{m}_{HHO})

Laju alir massa (*mass flowrate*) gas HHO adalah besarnya massa gas HHO yang dapat diproduksi persatuan waktu. Untuk menghitung laju alir massa gas HHO, maka harus diketahui dahulu massa jenis dari gas HHO itu sendiri dan juga debit produksi dari generator gas HHO. Jika pada STP massa jenis H_2 diketahui sebesar $\rho_{H_2} = 0,08235$ gr/ltr dan O_2 sebesar $\rho_{O_2} = 1,3088$ gr/ltr^[12], maka ρ_{HHO} dapat dicari dengan penurunan persamaan berikut ini:

$$\begin{aligned} \rho_{HHO} &= \frac{m_{HHO}}{V_{HHO}} \dots\dots\dots(2.11) \\ &= \frac{m_{O_2} + m_{H_2}}{V_{HHO}} \\ &= \frac{\rho_{O_2} \times V_{O_2} + \rho_{H_2} \times V_{H_2}}{V_{HHO}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\rho_{H_2} \times \frac{2}{3} V_{HHO} + \rho_{O_2} \times \frac{1}{3} V_{HHO}}{V_{HHO}} \\
 &= \frac{2}{3} \rho_{H_2} + \frac{1}{3} \rho_{O_2} \\
 \rho_{HHO} &= \left(\frac{2}{3} 0,08235 \frac{gr}{ltr}\right) + \left(\frac{1}{3} 1,3088 \frac{gr}{ltr}\right) \\
 &= 0,491167 \text{ gr/ltr} = 0,491167 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Debit produksi gas HHO dapat diukur dengan menggunakan alat ukur *gas flow meter*. Sehingga *mass flowrate* gas HHO dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$\dot{m}_{HHO} = Q \times \rho \dots\dots\dots(2.12)$$

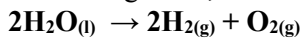
Dimana :

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{HHO} &= \text{mass flowrate gas HHO (kg/s)} \\
 Q &= \text{debit produksi gas HHO (m}^3\text{/s)} \\
 \rho &= \text{massa jenis gas HHO (kg/m}^3\text{)}
 \end{aligned}$$

d. Nilai Kalor Bawah Gas HHO

Pada generator HHO hasil yang berguna adalah produk elektrolisis air berupa gas HHO. Gas HHO yang terdiri dari gas H₂ dan O₂ mempunyai nilai kalor, sehingga dapat dimanfaatkan energi yang terkandung didalamnya untuk meningkatkan pembakaran pada motor bakar. Karakteristik gas HHO yang cenderung memiliki karakteristik yang hampir sama dengan gas penyusunnya (gas H₂), karena kandungan H₂ sebesar 2/3 volume gas HHO. Namun, nilai kalor pada umumnya mempunyai satuan energi persatuan massa. Gas H₂ mempunyai nilai kalor sebesar 119,93 MJ/Kg^[3]. Sehingga untuk menghitung nilai kalor gas HHO harus diketahui terlebih dahulu perbandingan massa gas H₂ dalam gas HHO.

Dari persamaan kimia reaksi elektrolisis air berikut ini dapat dihitung seberapa besar kandungan massa H₂ dalam gas HHO. Jika massa H₂O yang dielektrolisis sebanyak 1 kg, maka massa produk total H₂ dan O₂ juga 1kg, sehingga jika diketahui *M* (berat molekul) H₂O = 18 kg/kmol, *M* H₂ = 2 kg/kmol, *M* O₂ = 32 kg/kmol,



Dari perbandingan mol pada persamaan reaksi kimia elektrolisis air dapat dihitung berapa massa H₂ dalam 1 kg gas HHO yaitu :

$$\eta_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{Mr_{H_2O}} = \frac{1 \text{ kg}}{18 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}} = 0,055 \text{ kmol}$$

$$\eta_{H_2} = \frac{\text{Koefisien } H_2}{\text{Koefisien } H_2O} \times \eta_{H_2O} = \frac{2}{2} \times 0,055 \text{ kmol} = 0,055 \text{ kmol}$$

$$m_{H_2} = \eta_{H_2} \times M_{H_2} = 0,055 \text{ kmol} \times 2 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}} = 0,111 \text{ kg atau } 1/9 \text{ kg}$$

Jadi massa H₂ dalam gas HHO hanya sebesar 1/9 massa total gas HHO, maka NKB (nilai kalor bawah) gas HHO adalah 1/9 kali NKB gas H₂ yaitu = 1/9 x 119,93 kJ/g = 13,325 kJ/g atau 13,325 MJ/kg.

2.6 Parameter Unjuk Kerja Mesin

Kualitas suatu mesin dapat dilihat dari unjuk kerja (*performance*) yang dihasilkan oleh mesin tersebut. Unjuk kerja dari mesin itu sendiri terdiri dari hasil beberapa parameter uji. Beberapa parameter yang diuji meliputi torsi, daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata-rata (*bmep*), pemakaian bahan bakar spesifik (*bsfc*), efisiensi thermal dan emisi gas buang.

2.6.1 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Dalam motor pembakaran dalam, tujuan bahan bakar dibakar dalam ruang bakar adalah untuk mendapatkan kenaikan tekanan yang tinggi yang selanjutnya digunakan untuk mendorong piston agar melakukan kerja. Selanjutnya, gaya tekan yang mendorong piston tadi diubah menjadi gerak rotasi oleh poros engkol. Secara aktual, torsi adalah hasil kali gaya dorong piston dikalikan dengan jari-jari poros engkol. Torsi pada pengujian dengan alat Sportdyno dynamometer diperoleh dari daya motor yang memutar roda belakang motor yang bersinggungan dengan roller silinder yang dihubungkan dengan alat Sensor GUI yang selanjutnya dikonversikan menjadi daya mesin dan ditampilkan

pada *display* komputer. Torsi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$\begin{aligned} \text{Torsi} &= F \times r \\ \text{Atau} \\ \text{Torsi} &= \frac{\text{BHP} \times 60 \text{ detik}}{2 \times n \times \pi} \dots\dots\dots(2.13) \end{aligned}$$

Dimana:

- T = Torsi (N.m)
- F = Gaya yang bekerja pada torak (N)
- r = Panjang lengan poros (*crank arm* ½ langkah torak) (m)
- n = putaran mesin (rpm)
- BHP = Brake horse power (watt)

2.6.2 Daya Motor (*Brake Horse Power*)

Daya pada motor pembakaran dalam dapat dibedakan menjadi tiga jenis yaitu daya poros (*Brake horsepower/ bhp*), daya indikator (*Indicated Horsepower/ ihp*), dan daya gesekan (*Friction Horsepower/ fhp*). Daya poros merupakan daya yang berguna bagi motor pembakaran dalam karena daya poros itulah yang menggerakkan beban^[13]. Daya indikator merupakan daya yang dikembangkan atau dihasilkan mesin di dalam ruang bakar selama proses pembakaran. Sedangkan daya gesekan merupakan daya yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan bagian yang bergerak dari mesin.

Daya poros dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= \omega \times T \dots\dots\dots(2.14) \\ \text{BHP} &= \frac{2 \times \pi \times N \times T}{60 \text{ detik}} \end{aligned}$$

Keterangan:

- BHP = Brake Horse Power (Watt)
- T = Torsi (N.m)
- ω = Kecepatan sudut (radian/detik²)
- N = Putaran mesin (rpm).

Pada penelitian kali ini daya motor yang dihasilkan dapat langsung dibaca pada layar komputer sportdyno dengan satuan *horsepower*.

2.6.3 Tekanan Efektif Rata-rata (*Brake Mean Effective Pressure*)

Proses pembakaran campuran udara bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Tekanan efektif rata-rata atau *mean effective pressure* (mep) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston bekerja sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada *brake horse power* maka disebut *brake mean effective pressure*.

$$bmep = \frac{bhp \times z \times 60 \text{ detik}}{A \times L \times n \times i} \dots\dots\dots(2.15)$$

Dimana :

- bmep = Tekanan efektif rata-rata (N/m²)
- BHP = Daya motor (watt)
- A = Luas Penampang (m²)
- L = Panjang langkah piston (m)
- i = Jumlah silinder
- n = Putaran mesin (rpm)
- z = 1 atau 2 (untuk mesin 2 atau 4 langkah)

2.6.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption*)

Merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu mesin, yang diukur dalam satuan laju alir massa bahan bakar per satuan keluaran daya atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran konsumsi bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya *Specific Fuel Consumption* dapat dihitung dengan persamaan :

$$sfc = \frac{m_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

$$m_{bb} = \text{laju aliran massa bahan bakar } \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$bhp = \text{daya motor (Watt)}$$

Pada pengujian standar, laju alir bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$m_{bb} = \rho_{\text{bahan bakar}} \times \dot{V} \dots \dots \dots (2.17)$$

Dimana:

$$\rho_{\text{bahan bakar}} = \text{densitas bahan bakar } \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\dot{V} = \text{konsumsi bahan bakar di gelas ukur 25 ml persatuan waktu } (m^3/S)$$

2.6.5 Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor.

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \times 100\%$$

Atau

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya yang dihasilkan}}{\text{Daya yang diberikan}} \times 100\%$$

Dimana:

Daya yang dihasilkan = daya (bhp)

Daya yang diberikan = nilai kalor X laju aliran massa bahan bakar

Sehingga :

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{m_{bb} \times LHV} \dots \dots \dots (2.18)$$

Dimana :

bhp = daya yang dihasilkan oleh mesin (watt)

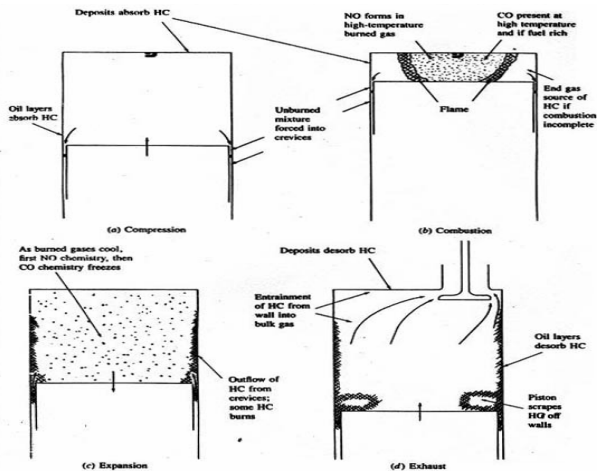
m_{bb} = laju aliran massa bahan bakar $\left(\frac{kg}{s}\right)$

LHV = nilai kalor bawah dari bahan bakar $\left(\frac{J}{kg}\right)$

Bahan bakar yang dipergunakan dalam penelitian ini adalah Pertamina 92 yang memiliki nilai kalor bawah 44,791 MJ/kg dan bahan bakar E85 (85% Bioetanol dan 15% Pertamina 92) yang memiliki nilai kalor bawah 29,2 MJ/Kg^[8]. Sedangkan berdasarkan perhitungan sebelumnya, gas HHO memiliki nilai kalor bawah sebesar 13,325MJ/Kg.

2.6.6 Emisi Gas Buang

Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh polutan primer adalah partikulat, Sulfur Oksida (SO_x), Nitrogen Oksida (NO_x), Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain di udara, contohnya Ozon (O₃) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi^[14]. Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Proses terbentuknya polutan dalam silinder pada engine SI konvensional secara sederhana ditunjukkan pada gambar 2.8 berikut:



Gambar 2.8 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO, dan NO_x Pada Mesin SI

1. Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak ikut terbakar pada ruang bakar dan langsung keluar menjadi gas mentah, bahan bakar tersebut kemudian terpecah menjadi reaksi panas dan berubah menjadi gugusan HC, yang keluar bersama gas buang. Sebab-sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena penyalaan yang tertunda disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

Polutan *unburnt* hidrokarbon berasal dari beberapa sumber yang berbeda. Terdapat empat kemungkinan penyebab terbentuknya HC pada *engine* SI yaitu ^[15] :

- HC dalam volume *crevice*.

Volume *crevice* adalah ruang pada ruang bakar dengan celah yang sangat sempit sehingga api tidak dapat menjangkaunya dan merupakan sumber utama munculnya HC dalam gas buang. Volume *crevice* yang paling utama adalah

gap diantara piston, ring piston dan dinding silinder. Volume *crevice* yang lainnya adalah *crevice* di sekitar ulir busi, ruangan disekitar pusat elektroda busi, dan *crevice* disekitar gasket silinder head.

- Proses *flame quenching* pada dinding ruang bakar.

Api akan padam ketika menyentuh dinding ruang bakar karena *heat loss (wall quenching)*, sehingga meninggalkan lapisan tipis yang terdiri dari campuran yang tidak terbakar dan terbakar sebagian.

- Penyerapan uap bahan bakar ke dalam lapisan oli pada dinding ruang bakar.

Selama langkah hisap dan kompresi, uap bahan bakar diserap oleh oli pada dinding ruang bakar, selanjutnya melepaskannya kembali ke ruang bakar selama langkah ekspansi dan pembuangan.

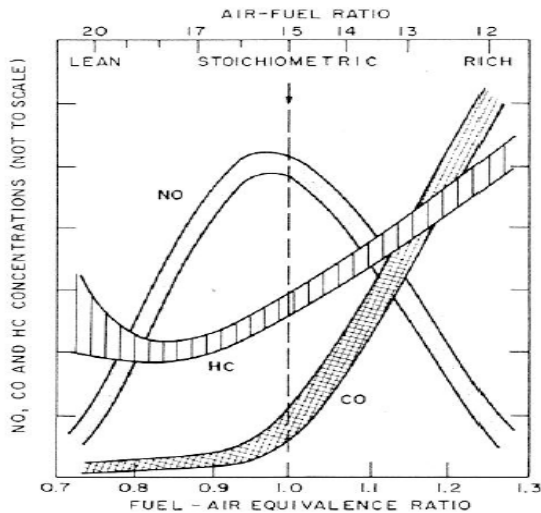
- Pembakaran yang tidak sempurna.

Terjadi ketika kualitas pembakaran jelek baik terbakar sebagian (*partial burning*) atau tidak terbakar sama sekali (*complete misfire*) akibat homogenitas, turbulensi, A/F dan *spark timing* yang tidak tepat. Saat tekanan silinder turun selama langkah ekspansi, temperatur *unburned mixture* di depan muka api menurun, menyebabkan laju pembakaran menurun. Karena temperatur *unburned* di depan muka api yang terlalu rendah maka menyebabkan api padam. Hal ini dapat menyebabkan konsentrasi HC dalam gas buang meningkat tajam.

2. Karbon Monoksida (CO)

Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu di atas titik didihnya dan mudah larut dalam air. Di industri, karbon monoksida dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas karbon monoksida merupakan komponen utama dalam udara tercemar yang berbahaya bagi kesehatan, karena kereaktifan gas karbon monoksida terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan

oksigen dan menyebabkan gangguan saraf pusat. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan menghasilkan CO yang berada di dalam ruang bakar dan akan ikut keluar bersama-sama dengan gas buang.



Gambar 2.9 Emisi Gas Buang Vs Air-Fuel Rasio Pada Motor Bensin

Pada Gambar 2.9 dapat dilihat bahwa pada saat campuran kaya (kekurangan udara) emisi gas buang CO cenderung naik. Hal ini dikarenakan di dalam ruang bakar akan terjadi reaksi kimia antara atom karbon (C) yang berasal dari bahan bakar dan atom oksigen (O_2) yang berasal dari udara dengan jumlah atom oksigen yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit sehingga ikatan atom tersebut berubah menjadi karbon monoksida (CO). Sedangkan pada kondisi campuran miskin (kelebihan udara) konsentrasi CO berbanding

lurus dengan campuran bahan bakar dan udara yang dihisap sehingga konsentrasi CO akan turun karena oksigen yang berasal dari udara cukup untuk memenuhi reaksi dengan karbon membentuk CO₂.

Karbon monoksida juga sangat ditentukan oleh kualitas campuran, homoginitas dan A/F ratio. Semakin bagus kualitas campuran dan homoginitas akan mempermudah oksigen untuk bereaksi dengan karbon. Jumlah oksigen dalam campuran (A/F ratio) juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, karena kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO). Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi (melepaskan diri) membentuk karbon monoksida + oksigen.

2.7 Perbandingan Kompresi

2.7.1 Dasar Teori

Perbandingan kompresi adalah perbandingan volume langkah piston ditambah dengan volume ruang bakar kemudian dibagi dengan volume ruang bakar. Gambar 2.10 memperlihatkan perhitungan rasio kompresi pada silinder. Perbandingan kompresi (*compression ratio*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$CR = \frac{V_T}{V_S} = \frac{V_L + V_S}{V_S} = 1 + \frac{V_L}{V_S} \dots\dots\dots(2.19)$$

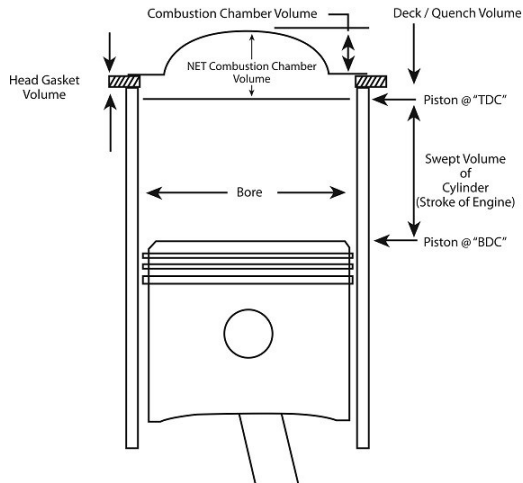
Dengan :

CR = Rasio kompresi

V_T = Volume total (cc)

V_L = Volume langkah piston (cc)

V_S = Volume isi ruang bakar (cc)



Gambar 2.10 Rasio Kompresi

Apabila rasio kompresi dinaikan, maka tekanan pembakaran akan bertambah dan mesin akan menghasilkan daya keluaran yang besar. Namun, dengan tingginya rasio kompresi mengakibatkan kemungkinan terjadinya *autoignition* (pembakaran sendiri), atau “*knock*”, menyebabkan adanya batas maksimum rasio kompresi pada mesin pengapian nyala (*spark ignition*). Pada saat percikan nyala dari busi telah berhasil menyalakan sebagian campuran udara dan bahan bakar, naiknya tekanan yang menyertai pembakaran akan menaikkan temperatur sisa campuran yang belum terbakar hingga ketika temperatur tersebut mencapai titik *autoignition* dari bahan bakar, maka bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya. Kondisi ini dapat diperbaiki dengan menggunakan bahan bakar dengan angka oktan yang lebih tinggi.

2.7.2 Metode Pengukuran Rasio Kompresi

Perubahan rasio kompresi pada mesin dapat dilakukan dengan berbagai cara yaitu diantaranya dengan menggunakan *crow* piston yang lebih tebal dari piston standar, pengurangan atau penambahan ketinggian *packing*, dan pengurangan ketebalan kepala silinder.

Metode pengukuran rasio kompresi salah satunya adalah dengan menggunakan metode buret seperti terlihat pada gambar 2.11^[16], metode ini banyak digunakan ketika bentuk geometri kepala piston sudah dimodifikasi atau sudah tidak datar seperti pada umumnya.

Adapun prosedurnya adalah :

1. Pengukuran volume ruang bakar (V_C)
Putar poros engkol hingga piston mencapai TMA, kemudian isi sampai penuh silinder dengan oli dari buret. Volume oli yang berkurang dari buret dikurangi dengan volume dari busi yang masuk ke ruang bakar adalah volume ruang bakar (V_C), dengan volume busi 0,6 cc untuk busi pendek dan 0,8 cc untuk busi panjang.



Gambar 2.11 Metode Pengukuran Rasio Kompresi

2. Pengukuran volume total ($V_C + V_D$)
Putar poros engkol hingga piston mencapai TMB, kemudian isi sampai penuh silinder dengan oli dari buret. Volume total (V_T) didapatkan dari volume oli yang masuk dari buret dikurangi dengan volume dari busi yang masuk ke ruang bakar, Dengan volume busi 0,6 cc untuk busi pendek dan 0,8 cc untuk busi panjang

Perubahan rasio kompresi dapat dilakukan dengan cara mengepras kepala silinder sesuai dengan kebutuhan rasio kompresi yang dikehendaki. Ketebalan kepala silinder yang harus dikurangi dapat dihitung melalui perhitungan sederhana.

$$CR(V_c) = (V_L + V_c)$$

Rasio kompresi (CR) = 9,5 (standar pabrikan)

volume langkah (V_L) = 148,97 cc

$$9,5(V_c) = (148,97 \text{ cc} + V_c)$$

volume sisa (V_c) = 17,526 cc

- Misal untuk $CR = 10$

$$10(V_c) = (148,97 \text{ cc} + V_c)$$

$$V_s = 16,552 \text{ cc}$$

Maka untuk pengurangan ketebalan kepala silinder:

$$(V_{S \text{ CR}9,5} - V_{c \text{ CR}10}) = \frac{1}{4} \pi D_{liner}^2 T_{dikurangi}$$

$$(17,526 - 16,552 \text{ cc}) = \frac{1}{4} \pi (57,3 \text{ mm})^2 x T_{dikurangi}$$

Dengan :

$$\text{Diameter } liner = 57,3 \text{ mm}$$

Maka didapat ketebalan kepala silinder yang harus dikurangi = 0,0378 cm atau 0,378 mm

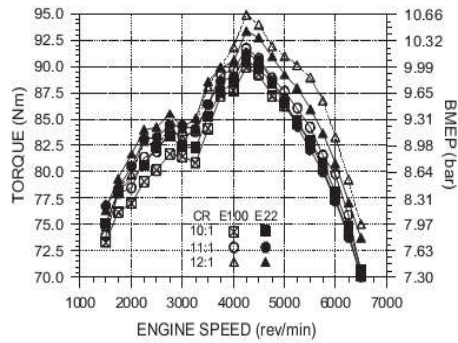
2.8 Penelitian Terdahulu

Pada Sub-bab ini akan dibahas mengenai penelitian-penelitian terdahulu yang dijadikan dasar referensi bagi penulis untuk melakukan penelitian tugas akhir ini.

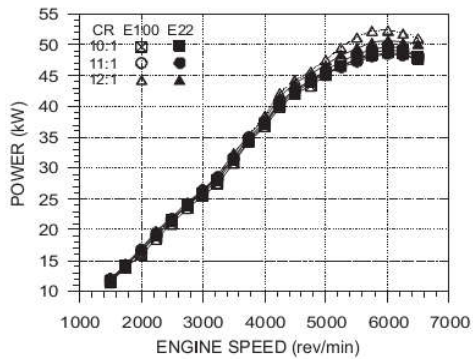
Rodrigo C. Costa dan José R. Sodré ^[17]

Penelitian tentang “*Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance*” dilakukan dengan menggunakan variasi bahan bakar E-22 dan E-100 dan variasi rasio kompresi 10:1, 11:1, 12:1. Dari penelitian ini diharapkan pada penggunaan konsentrasi bioetanol semakin tinggi dan rasio kompresi semakin tinggi akan menghasilkan unjuk kerja semakin tinggi pula. Penelitian dilakukan pada motor bensin empat silinder, sistem pemasukan bahan bakar injeksi, dan dilakukan dengan pengujian pada kecepatan mesin berubah dari 1500 rpm sampai 6500 rpm. Dari pengujian yang telah dilakukan, didapatkan hasil dengan menaikkan rasio kompresi terjadi peningkatan torsi, BMEP, BHP, efisiensi termal, dan temperatur gas buang serta

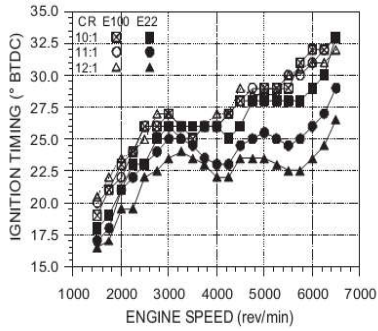
menurunkan BSFC. Hasil ini berlaku ketika *engine* menggunakan bahan bakar E-22 maupun E-100. Grafik hasil penelitian bisa dilihat pada gambar 2.12.



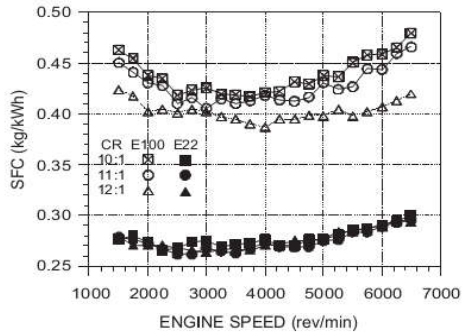
(a)



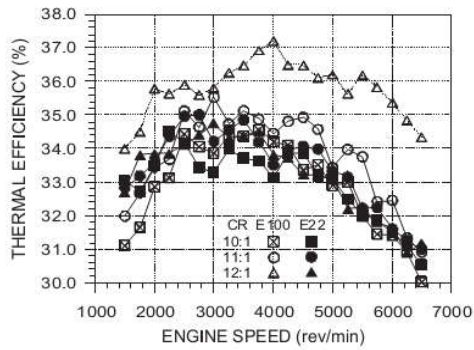
(b)



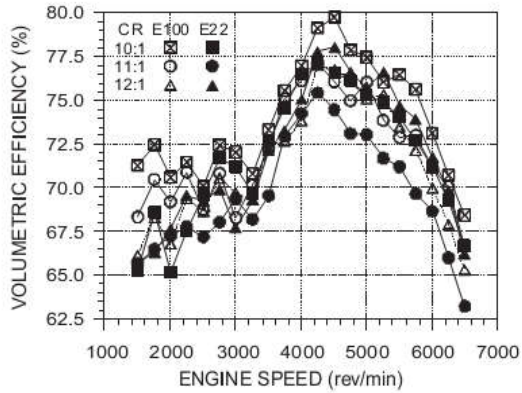
(c)



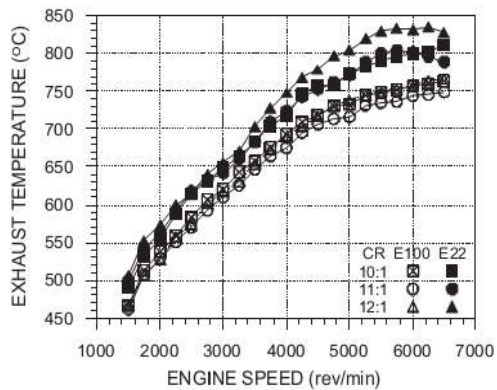
(d)



(e)



(f)



(g)

Gambar 2.12 Grafik Dari Penelitian Rodrigo C. Costa Dan José R. Sodr 

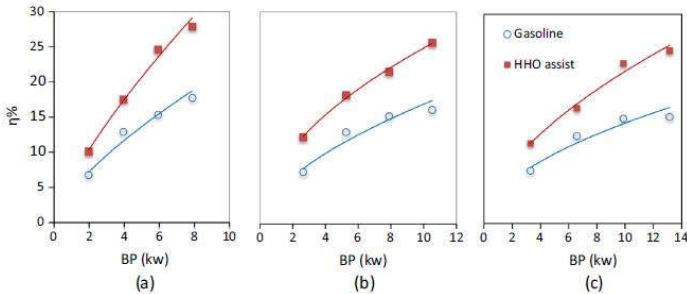
Keterangan gambar :

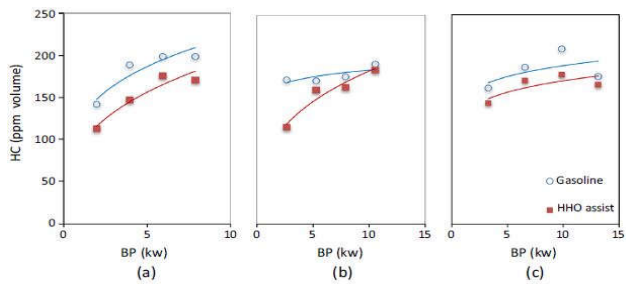
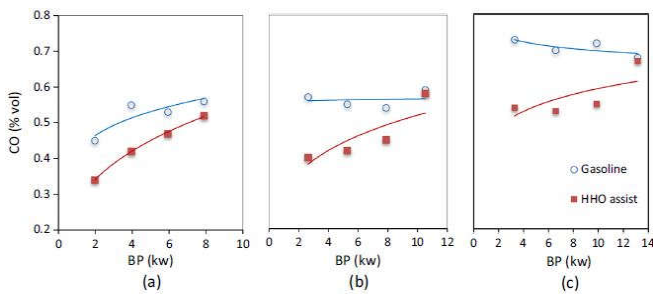
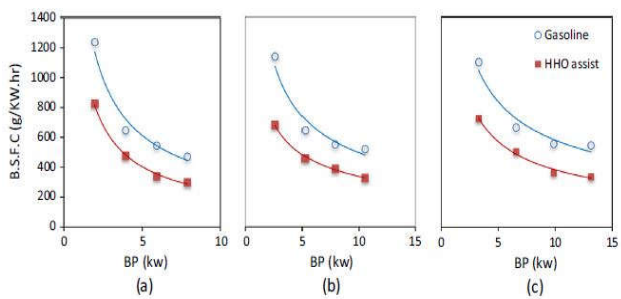
- (a) Grafik Torsi VS Rpm
- (b) Grafik *Power* Vs Rpm
- (c) Grafik SFC VS Rpm
- (d) Grafik *Ignition Timing* VS Rpm

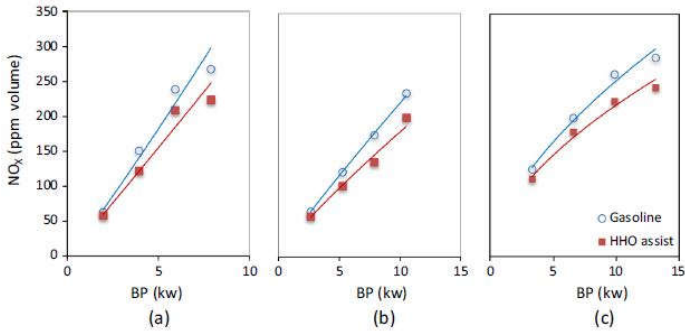
- (e) Grafik *Thermal Efficiency* VS Rpm
- (f) Grafik *Volumetric Efficiency* VS Rpm
- (g) Grafik *Exhaust Temperature* VS Rpm

EL-Kassaby et al^[4]

Dalam penelitian tentang “*Effect of hydroxy (HHO) gas addition on gasoline engine performance and emissions*” yang dilakukan secara eksperimental berupa dampak penambahan gas HHO pada mesin bensin terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang, penelitian dilakukan pada mesin Skoda Felicia 1.3 GLXI dengan produksi gas HHO maksimum 18 liter per jam menggunakan generator HHO 1 cell 2 plat netral jarak antar plat netral 1 mm dengan penggunaan katalis KOH 6 gram per liter, variasi yang dilakukan berupa bahan bakar bensin dan bensin yang ditambahi gas HHO terhadap fungsi putaran, didapatkan hasil berupa peningkatan efisiensi *thermal* mesin sebesar 10 % ketika ditambahkan gas HHO, BSFC (konsumsi bahan bakar spesifik) berkurang 34 %, dan konsentrasi emisi gas buang NOx, CO, HC berkurang sebanyak 15 %, 18 %, dan 14% Seperti terlihat pada gambar grafik 2.13 di bawah.







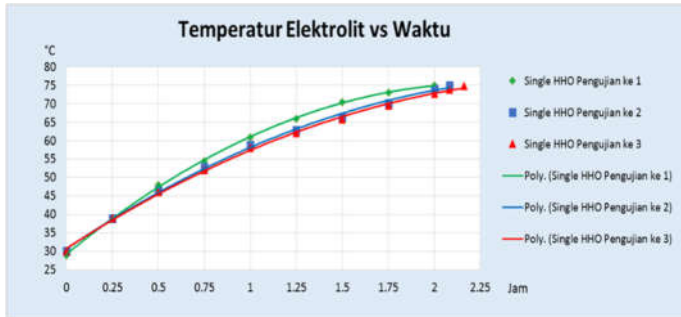
Gambar 2.13 Grafik Dari Hasil Penelitian EL-Kassaby

Keterangan Gambar :

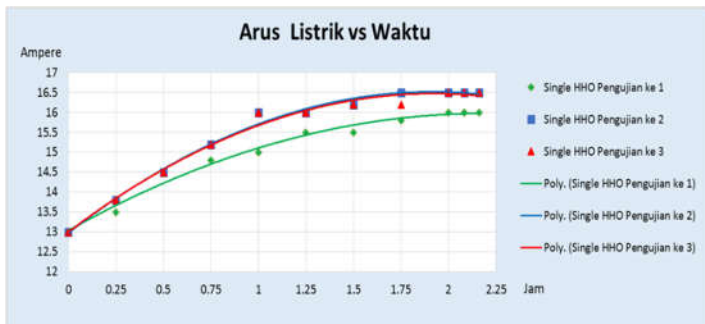
1. Grafik efisiensi *thermal* VS Rpm 1500, 2000 dan 2500
2. Grafik BSFC VS Rpm 1500, 2000 dan 2500
3. Grafik CO VS Rpm 1500, 2000 dan 2500
4. Grafik HC VS Rpm 1500, 2000 dan 2500
5. Grafik NOx Vs Rpm 1500, 2000 dan 2500

Amirudin ^[18]

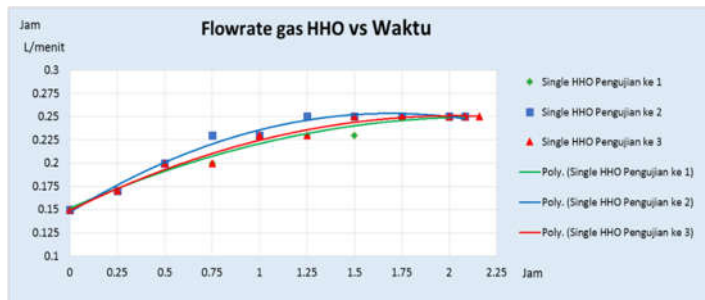
Dalam penelitiannya tentang “Rancang Bangun Dan Uji Performa Generator HHO Ganda Tipe Kering Dengan Penambahan Siklus On-Off Otomatis Untuk Meningkatkan Lama Waktu Pengoperasian ” dengan menggunakan generator HHO tipe kering berisi 10 plat elektroda berbahan SS304 berdimensi 130 x 110mm, KOH 12 gr sebagai elektrolit dan arus listrik awal 13-15 Ampere dan 55% PWM, didapatkan hasil peningkatan produksi gas HHO 66,67% dari 0,15 L/min menjadi 0,25 L/min setelah dioperasikan selama 2 jam 5 menit hingga elektrolit mencapai temperatur maksimum yang ditentukan 75°C dengan peningkatan arus listrik 23,08% dari 13A menjadi 16 Ampere. Hasil penelitiannya dapat dilihat pada grafik gambar 2.14 di bawah.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.14 Grafik Dari Hasil Penelitian Amirudin

Keterangan :

- (a). Grafik Temperatur elektrolit VS Waktu
- (b). Grafik Arus Listrik VS Waktu
- (c). Grafik *Flowrate* Gas HHO VS Waktu

)

BAB III

METODE PENELITIAN

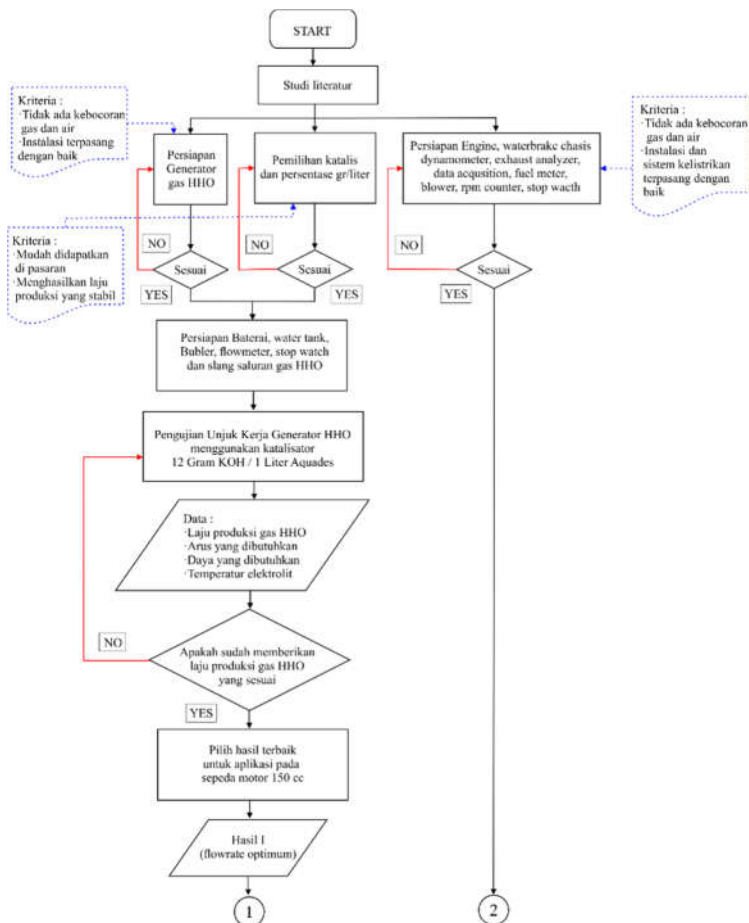
3.1 Prosedur Penelitian

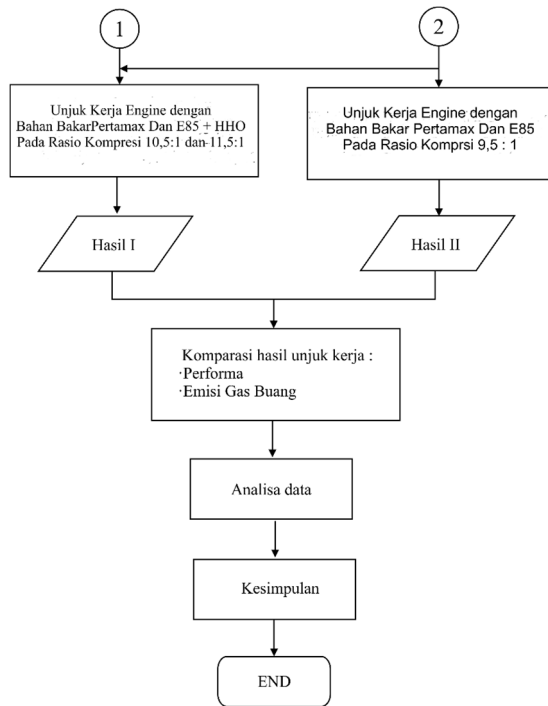
Metode yang dilakukan dalam penelitian ini ialah metode eksperimen. Pengujian eksperimen ini dilakukan pada mesin Megapro 150 cc dengan putaran dan rasio kompresi mesin yang divariasikan. Tempat pengujian dilakukan di workshop Diploma III Teknik Mesin ITS, Surabaya. Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

1. Studi literatur mengenai penggunaan generator gas HHO dan pengaruhnya jika diaplikasikan pada mesin, Penggunaan campuran Pertamina dan Bioetanol (E85) dan pengaruhnya pada mesin, Pengaruh perubahan rasio kompresi pada unjuk kerja dan emisi gas buang terhadap mesin.
2. Pemeliharaan *engine* Honda Megapro 150 cc, untuk mengembalikan kondisi seperti standar lagi (*service*).
3. Persiapan generator HHO dan kelengkapannya sebagai alat penghasil gas HHO.
4. Persiapan alat uji *Dynotest dan gas analyzer* maupun alat ukur pendukung lainnya, untuk pengujian performa dan emisi gas buang motor Honda Megapro 150 cc.
5. Pengujian *engine* Megapro 150 cc dengan alat uji *Sportdyo Dynamometer dan Gas Analyzer*, pada rasio kompresi standar dengan bahan bakar Pertamina dan Campuran Pertamina-Bioetanol (E85) sebagai kelompok kontrol, sedangkan kelompok uji adalah pengujian dengan dengan bahan bakar Pertamina dan Campuran Pertamina-Bioetanol (E85) plus gas HHO pada variasi rasio kompresi 10,5:1 dan 11,5:1 dan pada variasi putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000 rpm dan 10000 rpm.
6. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan torsi, daya, *mep*, *Sfc*, dan efisiensi termal.

3.2 Flowchart Penelitian

Gambar 2.1 di bawah menunjukkan *flowchart* pada penelitian kali ini, yang berisi tentang urutan-urutan langkah yang akan dilakukan dalam penelitian ini.

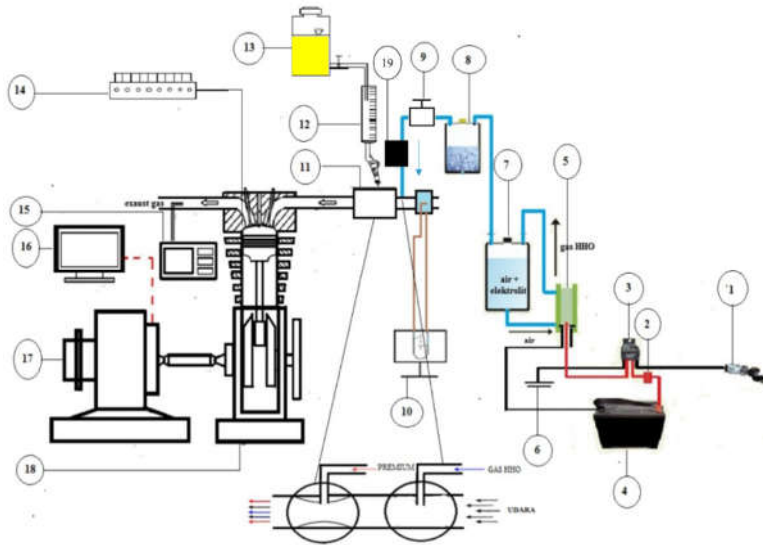




Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

3.3 Skema Peralatan Uji

Adapun skema peralatan uji pada penelitian kali ini dapat dilihat pada gambar 3.2 di bawah :



Gambar 3.2 Skema Peralatan

Keterangan :

- | | |
|-----------------------|---------------------------------------|
| 1. Kunci Kontak | 12. Tabung Konsumsi Bahan Bakar 25 ml |
| 2. Fuse | 13. Tangki Bahan Bakar |
| 3. PWM | 14. Termocopel |
| 4. Aki 12 V | 15. Gas Analyzer |
| 5. Generator HHO | 16. Display load Cell |
| 6. Ground | 17. Dynamometer |
| 7. Watertank | 18. Engine Megapro 150 cc |
| 8. Bubler | 19. Flowmeter gas HHO |
| 9. Variable valve | |
| 10. Manometer digital | |
| 11. Karburator | |

3.4 Spesifikasi Alat Uji

3.4.1 Mesin

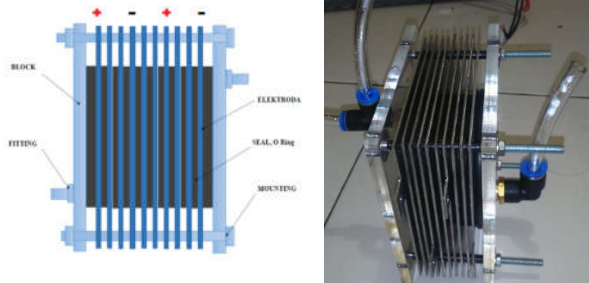


Gambar 3.3 Sepeda Motor Megapro 150cc

Gambar 3.3 menunjukkan sepeda motor Megapro 150 cc yang dipergunakan dalam penelitian ini, Adapun spesifikasinya :

- Tipe mesin : 4 langkah, OHC
- Volume langkah : 148,97 cc
- Sistem suplai bahan bakar : karburator
- Diameter x langkah (mm) : 57,3 x 57,8 mm
- Rasio kompresi : 9,5 : 1
- Daya maksimum : 10,1 Kw/ 8.500 rpm
- Torsi maksimum : 12,8 Nm/ 6.500 rpm
- Waktu pengapian : 8° BTDC

3.4.2 Generator HHO



Gambar 3.4 *Dry Cell Generator*

Gambar 3.4 menunjukkan generator HHO tipe kering, Adapun spesifikasinya^[18] :

- Tipe generator : *dry cell*
- Jumlah plat : 10
- Konfigurasi plat : +nn-nn+nn-nn+
- Bahan Chasing : *Acrylic*
- Bahan elektroda : SS304
- Dimensi : 130mm x 110mm

3.4.3 Alat Ukur Dan Alat Penunjang Penelitian

Adapun alat ukur dan alat penunjang yang dipergunakan pada penelitian ini antara lain :

a. *Sportdyno Dynamometer*

Alat ini dipergunakan untuk mengukur daya yang dihasilkan oleh sepeda motor. Gambar 3.5 menunjukkan rangkaian alatnya.



Gambar 3.5 Sportdyno Dynamometer

Spesifikasinya :

- Merk : *MILI engine diagnostic tool*
- Ukuran : 240 x 65 x 20 cm
- Software : Engine diagnostic V19
- Kebutuhan listrik : 220V / 25W
- Kemampuan : Pengukuran sampai 20 Hp

b. *Gas Analyzer*

Alat ini seperti ditunjukkan pada gambar 3.6 dipergunakan untuk mengukur emisi gas buang mesin.



Gambar 3.6 Gas Analyzer

Spesifikasinya :

- Merk : Stargas 898
- *Measurement Range* : CO: 0-15% Vol,
CO₂: 0-20% Vol,
HC: 0-30.000 ppmVol,
O₂ : 0-25% Vol,
NO_x: 0-5000 ppm Vol.
- Berat : 7.5 Kg

c. Blower

Blower seperti ditunjukkan pada gambar 3.7 dipergunakan untuk membantu mendinginkan mesin sepeda motor selama proses pengujian alat.



Gambar 3.7 Blower

Spesifikasinya :

- Merk : CKE
- Tipe : SF-25
- Frekuensi : 50 Hz
- Power : 320 Watt (220/240 V)

d. *Stopwatch*



Gambar 3.8 Stopwatch

Stopwatch seperti pada gambar 3.8 dipergunakan untuk mengukur waktu konsumsi bahan bakar dan laju produksi gas HHO.

Spesifikasinya :

- Merk : CASIO
- Tipe : HS-3
- Akurasi : 0,01 detik

e. Timbangan Digital



Gambar 3.9 Timbangan Digital

Alat ini seperti terlihat pada gambar 3.9 digunakan untuk menimbang massa bubuk KOH, dengan spesifikasinya :

- Type : Camry EK3131
- Kapasitas : Max 2kg
- *Readability* : 1 g

f. Tabung ukur konsumsi bahan bakar

Alat ini dipergunakan untuk mengukur konsumsi bahan bakar . Gambar 3.10 menunjukkan rangkaian alat tersebut.



Gambar 3.10 Tabung Ukur Konsumsi Bahan Bakar

Spesifikasi :

- Merek : IWAKI Pyrex
- Kapasitas : 25 ml
- Akurasi : 0,03 ml

g. Gelas Ukur

Dipergunakan untuk mengukur perbandingan Bioetanol dan Pertamax yang akan dipergunakan sebagai campuran bahan bakar. Alatnya seperti ditunjukkan pada gambar 3.11



Gambar 3.11 Gelas Ukur

Spesifikasi :

- Merek : IWAKI Pyrex
- Kapasitas : 1000 ml
- Akurasi : 10 ml

h. Gas Flowmeter

Gas Flowmeter digunakan untuk mengukur laju produksi dari generator gas HHO. Alat yang digunakan memiliki spesifikasi untuk pengukuran gas N_2 , dikarenakan dalam penelitian ini gas yang diukur adalah gas HHO maka hasilnya perlu dikonversi dengan mengalikannya dengan perbandingan M_r (massa molekul relatif) antara N_2 dengan HHO. Alatnya seperti terlihat pada gambar 3.12



Gambar 3.12 *Gas Flowmeter*

Spesifikasi :

- Merk : Omega
- Type : FMA 1820
- Range : 0 – 10 L/min.
- Akurasi : 0,01 L/min
- Gas : N₂

i. Baterai Accu



Gambar 3.13 Baterai Accu

Baterai accu dpergunakan sebagai sumber tenaga generator HHO. Accu yang dipergunakan seperti pada gambar 3.13 dengan spesifikasinya :

- Merk : GS Astra
- Buatan : Indonesia
- Voltase : 12 volt
- Amperhour : 45Ah

j. Multimeter

Multimeter seperti pada gambar 3.15, digunakan untuk mengukur tegangan dan arus yang dibutuhkan oleh generator HHO.



Gambar 3.15 Multimeter

k. *Variable Valve Pneumatic*

Variable valve seperti pada gambar 3.16 digunakan untuk mengatur besarnya *flow* gas HHO yang masuk ke karburator.



Gambar 3.16 *Variable Valve*

l. *Water Tank*

Gambar 3.17 menunjukkan *watertank* yang dipergunakan sebagai tempat larutan elektrolit pada rangkaian sistem generator HHO.



Gambar 3.17 *Water Tank*

m. *Water Trap (Bubbler)*

Gambar 3.18 menunjukkan *bubler* yaitu alat yang berfungsi untuk mencegah api balik (*backfire*) menuju ke generator. Cara penggunaannya dengan mengisi bubler dengan air sehingga apabila timbul api balik akan padam terlebih dahulu pada alat ini sebelum mencapai generator.



Gambar 3.18 *Bubler*

3.5 Pengukuran Flowrate Gas HHO

Tujuan dari pengukuran *flowrate* gas HHO ini untuk mengetahui kapasitas produksi dari generator yang kita gunakan, Sehingga *flowrate* dari gas HHO yang masuk ke karburator bisa optimal. Adapun langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Menyiapkan generator HHO, *flowrate meter* , kabel listrik, PWM, baterai accu, KOH dan aquades
2. Siapkan campuran KOH dengan aquades, Berdasarkan penelitian terdahulu oleh Amirudin laju produksi gas terbaik dihasilkan dengan perbandingan 12gr KOH per 1 liter Aquades^[18]. Kemudian masukan larutan tersebut ke dalam *water tank*
3. Pasang instalasi generator HHO
4. Hubungkan *flowrate mater* pada output *water trap* gas HHO
5. Nyalakan generator HHO
6. Pencatatan data laju produksi gas HHO menunggu hingga keadaan stabil ± 5 menit.
7. Catatlah data Ampere, Voltase, Produksi gas (L/m) dan temperatur Generator HHO tiap 5 menit selama 1 jam.
8. Ulangi pengambilan data hingga 3 kali percobaan.

3.6 Pengujian Unjuk Kerja Mesin

Pengujian unjuk kerja *mesin* dilakukan pada mesin Honda Megapro 150 cc, pada rasio kompresi standar (*initial compression ratio*) dengan bahan bakar Pertamina dan Campuran Pertamina-Bioetanol (E85) ditambah gas HHO sebagai kelompok kontrol, sedangkan kelompok uji adalah pengujian dengan dengan bahan bakar Pertamina dan Campuran Pertamina-Bioetanol (E85) ditambah gas HHO pada variasi rasio kompresi 10,5:1, 11,5:1 dan pada variasi putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000 rpm dan 10000 rpm.

3.6.1 Persiapan Pemasangan Instalasi Generator Gas HHO Pada Engine

Adapun langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Menyiapkan alat-alat yang dibutuhkan yaitu, generator HHO *dry cell*, *watertank*, *water trap*, *flowrate meter*, *variable valve* dan selang untuk menyalurkan gas HHO.
2. Pemasangan instalasi generator gas HHO pada *engine* sesuai gambar 3.2
3. Pengecekan terhadap kualitas alat ukur yang ada.
4. Pastikan instalasi terpasang dengan benar.

3.6.2 Persiapan Pengujian Pada Engine

Adapun langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik mesin, minyak pelumas, sistem pendinginan, sistem pemasukan bahan bakar, dan sistem kelistrikannya.
2. Memeriksa kondisi kelayakan alat uji *inertia chassis Dynamometer*.
3. Memeriksa kondisi kelayakan alat uji *Gas analyzer* dan tabung konsumsi bahan bakar.
4. Pengecekan terhadap kualitas alat ukur tambahan diantaranya: *tachometer*, *stopwatch* dan *digital manometer*.
5. Mempersiapkan alat tulis dan tabel data parameter yang diuji.

3.6.3 Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar Pertamina.

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 10000 rpm, interval 1000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui Perubahan bukaan katup throttle pada bagian karburator sepeda motor. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Menaikkan sepeda motor ke atas sportdyno dynamometer.

2. Mengencangkan tali pengikat body sepeda motor
3. Menghidupkan komputer dan menyalakan program sportdyno dynamometer pada komputer
4. Mengisi spesifikasi kendaraan pada software Sportdyno dynamometer.
5. Menghidupkan mesin Honda Megapro 150 cc, pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
6. Blower dihidupkan.
7. Memasukkan gigi transmisi pada posisi 5 (top gear).
8. Menaikkan putaran mesin hingga putaran 2000 rpm sampai roda belakang berputar.
9. Tekan tombol mulai untuk memulai merekam data.
10. Tekan tombol simpan untuk mengakhiri merekam data.
11. Melakukan akselerasi hingga didapatkan putaran mesin maksimum (10000 rpm).
12. Menurunkan putaran mesin hingga putaran idle
13. Tiap kenaikan 1000 rpm dilakukan pencatatan data yang meliputi putaran mesin (rpm), torsi (Nm), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (detik), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}$ C), temperatur *cylinder head* ($^{\circ}$ C), dan temperatur oli pelumas ($^{\circ}$ C).
14. Ulangi pengambilan data hingga 3 kali percobaan.

3.6.4 Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar E85.

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 10000 rpm, interval 1000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui Perubahan bukaan katup throttle pada bagian karburator sepeda motor. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Menaikkan sepeda motor ke atas sportdyno dynamometer.
2. Mengencangkan tali pengikat body sepeda motor

3. Menghidupkan komputer dan menyalakan program sportdyno dynamometer pada Komputer.
4. Mengisi spesifikasi kendaraan pada software Sportdyno dynamometer.
5. Menghidupkan mesin Honda Megapro 150 cc, pada putaran idle (\pm 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
6. Blower dihidupkan.
7. Memasukkan gigi transmisi pada posisi 5 (top gear).
8. Menaikkan putaran mesin hingga putaran 2000 rpm sampai roda belakang berputar.
9. Tekan tombol mulai untuk memulai merekam data.
10. Tekan tombol simpan untuk mengakhiri merekam data.
11. Melakukan akselerasi hingga didapatkan putaran mesin maksimum (10000 rpm).
12. Menurunkan putaran mesin hingga putaran idle
13. Tiap kenaikan 1000 rpm dilakukan pencatatan data yang meliputi putaran mesin (rpm), torsi (Nm), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (detik), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}$ C), temperatur *cylinder head* ($^{\circ}$ C), dan temperatur oli pelumas ($^{\circ}$ C).
14. Ulangi pengambilan data hingga 3 kali percobaan.

3.6.5 Pengujian Mesin Pada Kondisi Rasio Kompresi Standar Dengan Bahan Bakar E85 Ditambah HHO.

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 10000 rpm, interval 1000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui perubahan bukaan katup throttle pada bagian karburator sepeda motor. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem

- pemasukan udara dan bahan bakar, sistem pengapian, dan kondisi alat ukur.
2. Memasang instalasi pemasukan gas HHO dan juga sistem kelistrikan pada mesin. Sambungkan selang produksi gas HHO pada saluran pipa yang terhubung dengan *intake manifold* karburator.
 3. Pastikan instalasi dan sistem kelistrikan terpasang dengan benar.
 4. Hidupkan generator gas HHO sampai produksi gas stabil, sesuai nilai yang ditentukan dalam pengujian.
 5. Menghidupkan komputer dan menyalakan program sportdyno dynamometer pada Komputer.
 6. Mengisi spesifikasi kendaraan pada software Sportdyno dynamometer.
 7. Menghidupkan mesin Honda Megapro 150 cc, pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
 8. Blower dihidupkan.
 9. Memasukkan gigi transmisi pada posisi 5 (top gear).
 10. Menaikkan putaran mesin hingga putaran 2000 rpm sampai roda belakang berputar.
 11. Tekan tombol mulai untuk memulai merekam data.
 12. Tekan tombol simpan untuk mengakhiri merekam data.
 13. Melakukan akselerasi hingga didapatkan putaran mesin maksimum (10000 rpm).
 14. Menurunkan putaran mesin hingga putaran idle
 15. Tiap kenaikan 1000 rpm dilakukan pencatatan data yang meliputi putaran mesin (rpm), torsi (Nm), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (detik), emisi CO (% volume), emisi CO₂ (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur *cylinder head* (°C), dan temperatur oli pelumas (°C).
 16. Ulangi pengambilan data hingga 3 kali percobaan.

3.6.6 Pengujian Mesin Dengan Bahan Bakar Pertamina Dan E85 Ditambah HHO Dengan Variasi Rasio Kompresi 10,5:1, Dan 11,5:1.

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (*variable speed*) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 10000 rpm, interval 1000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui Perubahan bukaan katup throttle pada bagian karburator sepeda motor. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan :

1. Lakukan pembubutan permukaan kepala silinder (untuk kenaikan Rasio kompresi) hingga didapatkan nilai rasio kompresi yang akan diuji.
2. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem pemasukan udara dan bahan bakar, sistem pengapian, dan kondisi alat ukur.
3. Lakukan langkah-langkah percobaan seperti pada pengujian dengan bahan bakar Pertamina dan E85 ditambah HHO pada pengujian sebelumnya.
4. Ulangi pengambilan data hingga 3 kali percobaan.

3.6.7 Akhir Pengujian

Adapun langkah-langkahnya adalah :

1. Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
2. Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle (1600± rpm).
3. Pada saat putaran *idle*, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

3.7 Parameter Pengujian

Pada penelitian dengan menggunakan bahan bakar Pertamina dan E85-gas HHO ini ditetapkan beberapa parameter input dan output sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan

yang diharapkan. Adapun parameter-parameter pada penelitian ini seperti terlihat pada tabel 3.1 adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1 Parameter Pengujian

Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Berubah	Diukur	Dihitung
<i>Flowrate</i> Gas HHO*	RPM Mesin	RPM Mesin	Torsi
	Rasio Kompresi 10,5:1 dan 11,5:1	Daya	BMEP
		Waktu konsumsi bahan bakar	SFC
		Temperatur gas buang, Temperatur pelumas dan Temperatur <i>head Cylinder</i>	<i>Mass flowrate udara, Mass flowrate Pertamax, Mass flowrate E85 dan Air fuel ratio</i>
		Emisi Gas Buang	Efisiensi termal mesin
		Produksi gas HHO (L/min)	<i>Mass flowrate HHO</i>

*Ditambahkan pada bahan bakar E85

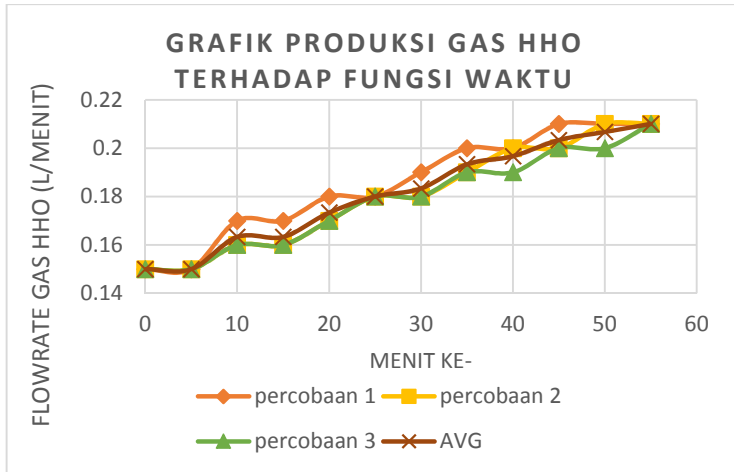
BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada mesin Honda New Megapro dengan bahan bakar Pertamina 92 dan E85 ditambah HHO yang divariasikan rasio kompresinya antara 9,5:1, 10,5:1, serta 11,5:1 dalam upaya untuk mendapatkan peningkatan unjuk kerja dari mesin tersebut serta mengoptimalkan emisi gas buangnya.

4.1 Produksi Gas HHO

Berdasarkan parameter dari penelitian terdahulu oleh Amirudin laju produksi gas terbaik dihasilkan dengan perbandingan 12gr KOH per 1 liter Aquades pada 55% PWM, *input voltage* 12 V^[18]. Setelah dilakukan pengambilan data menggunakan alat ukur *Omega mass flowrate* maka didapatkan laju produksi gas HHO seperti terlihat pada gambar 4.1, dengan laju produksi awal sebesar 0,15 L/menit kemudian meningkat menjadi 0,16 L/menit pada menit ke -20. Produksi gas HHO kembali meningkat menjadi 0,18 L/menit pada menit ke-30 kemudian mengalami peningkatan produksi kembali menjadi 0,20 L/menit pada menit ke-40.



Gambar 4.1 Grafik Produksi Gas HHO terhadap Fungsi Waktu

Hasil pengambilan data tersebut berfungsi sebagai data acuan besaran gas HHO yang akan digunakan sebagai *supply* tambahan bahan bakar pada mesin Honda Megapro 150cc pada penelitian kali ini. Berdasarkan hasil pengambilan data tersebut, maka peneliti memutuskan untuk memberikan masukan gas HHO pada pipa *intake* sebesar 0,15 L/menit sebagai tambahan bahan bakar pada mesin Honda Megapro 150cc.

4.2 Penghitungan Rasio Kompresi

Seperti yang telah dijelaskan pada Bab II, penghitungan rasio kompresi pada penelitian ini menggunakan persamaan 2.19. Pada penghitungan rasio kompresi, terdapat beberapa parameter yang harus diukur terlebih dahulu, yaitu:

- Diameter silinder (bore) : 57,3 mm = 5,73 cm
 - Panjang langkah (stroke) : 57,8 mm = 5,78 cm
 - Rasio kompresi awal : 9,5:1
- a. Penghitungan Volume Langkah

$$V_d = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S$$

$$= \frac{\pi}{4} \times (5,73 \text{ cm})^2 \times 5,78 \text{ cm}$$

$$= 148,97 \text{ cc}$$

b. Penghitungan Volume *Clearance*

Volume *clearance engine* Honda New Megapro untuk rasio kompresi 9,5 : 1 bisa dihitung dengan persamaan :

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_C}$$

$$9,5 = 1 + \frac{148,97 \text{ cm}^3}{V_C}$$

$$8,5 = \frac{148,97 \text{ cm}^3}{V_C}$$

$$V_C = \frac{148,97 \text{ cm}^3}{8,5}$$

$$V_C = 17,526 \text{ cm}^3$$

c. Penentuan Tebal Kepala Silinder

Ketebalan kepala silinder yang harus dikurangi dapat dihitung melalui perhitungan di bawah ini.

- Misal untuk $CR = 10,5$

$$10,5(V_C) = (148,97 \text{ cc} + V_C)$$

$$V_C = 15,681 \text{ cc}$$

Maka untuk pengurangan ketebalan kepala silinder:

$$(V_{C \text{ CR}9,5} - V_{C \text{ CR}10,5}) = \frac{1}{4} \pi D_{\text{liner}}^2 T_{\text{dikurangi}}$$

$$(17,526 - 15,681 \text{ cc}) = \frac{1}{4} \pi (57,3 \text{ mm})^2 \times T_{\text{dikurangi}}$$

Dengan :

$$\text{Diameter liner} = 57,3 \text{ mm}$$

Maka ketebalan kepala silinder yang harus dikurangi 0,0716 cm atau 0,716 mm

- Misal untuk $CR = 11,5$

$$11,5(V_C) = (148,97 \text{ cc} + V_C)$$

$$V_C = 14,188 \text{ cc}$$

Maka untuk pengurangan ketebalan kepala silinder:

$$(V_{C \text{ CR}9,5} - V_{C \text{ CR}11,5}) = \frac{1}{4} \pi D_{\text{liner}}^2 T_{\text{dikurangi}}$$

$$(17,526 - 14,188\text{cc}) = \frac{1}{4}\pi(57,3\text{mm})^2 \times T_{dikurangi}$$

Dengan :

Diameter liner = 57,3 mm

Maka didapat ketebalan kepala silinder yang harus dikurangi 0,1296 cm atau 1,296 mm.

4.3 Contoh Perhitungan

Pada penelitian ini, terdapat beberapa parameter *output* dari pengujian yang diukur dan dihitung. Parameter *output* yang diukur antara lain Daya (HP), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (detik), emisi gas buang meliputi CO (% vol), dan HC (ppm vol), serta temperatur operasional meliputi temperatur mesin (°C), temperatur oli (°C), dan temperatur gas buang (°C). Sedangkan parameter output yang dihitung antara lain Torsi (Nm), tekanan efektif rata-rata/bmep (KPa), konsumsi bahan bakar spesifik (sfc) dalam (kg/Kw.jam), serta efisiensi termal (%). Contoh penghitungan ini diambil pada kondisi mesin standar pada bahan bakar E85 plus gas HHO, rasio kompresi 9,5:1, pada putaran *engine* 5000 rpm. Adapun data-data yang diukur pada kondisi tersebut adalah sebagai berikut.

- Daya : 7,172 HP
- Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar : 37,17 detik
- Emisi gas buang CO : 0,442 % vol
- Emisi gas buang HC : 47 ppm vol
- Temperatur *engine* : 86 °C
- Temperatur oli : 61 °C
- Temperatur gas buang : 424°C
- Flowrate Gas HHO : 0,15 L/menit

Karena parameter-parameter yang diukur sudah didapatkan, maka penghitungan untuk parameter-parameter yang dihitung bisa dilakukan.

4.3.1 Penghitungan Daya

Daya yang dihasilkan oleh motor pembakaran dalam ada 3 jenis, yaitu *indicative horse power* (ihp), *brake horse power* (bhp), dan *friction horse power* (fhp). Daya yang digunakan dalam penghitungan ini adalah *brake horse power* (bhp). Pada pengujian dengan menggunakan dynamometer type sportdyno, parameter yang didapatkan adalah nilai daya dalam satuan HP, sehingga perlu dikonversi terlebih dahulu ke dalam satuan internasional menjadi satuan kilowatt

Dimana:

$$1 \text{ HP} = 0,746 \text{ Kw}$$

Maka daya yang dihasilkan adalah

$$\begin{aligned} \text{Daya} &= 7,172 \text{ HP} \times \frac{0,746 \text{ Kw}}{1 \text{ HP}} \\ &= 5,351 \text{ Kw} \end{aligned}$$

4.3.2 Penghitungan Torsi

Torsi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.13 yaitu :

$$\begin{aligned} \text{Torsi} &= \frac{\text{BHP} \times 60 \text{ detik}}{2 \times n \times \pi} \\ \text{Torsi} &= \frac{5351 \text{ watt} \times 60 \text{ detik}}{2 \times 5000 \text{ rpm} \times 3,14} \\ \text{Torsi} &= 10,22 \text{ Nm} \end{aligned}$$

4.3.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata adalah persamaan (2.15), yaitu.

$$\text{bmep} = \frac{(\text{bhp} \times z \times 60 \text{ detik})}{(A \times L \times n \times i)} \text{ (Pa)}$$

Dimana :

- bhp : daya (Watt)
- A : luas penampang piston (m²)
- L : panjang langkah piston (m)
- i : jumlah silinder

- n : putaran *engine* (rpm)
 z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

Untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa data dari spesifikasi *engine* Honda New Megapro. Data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut.

- Diameter silinder (D) : 57,3 mm = 0,0573 m
- Panjang langkah (l) : 57,8 mm = 0,0578 m
- Jumlah Silinder (i) : 1
- Koefisien (z) motor 4 langkah : 2
- Putaran poros *engine* (n) : 5000 rpm

Besarnya luasan penampang piston bisa diperoleh melalui persamaan berikut ini :

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (0,0573 \text{ m})^2 = 2,578 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sehingga besarnya bmep untuk putaran *engine* 5000 rpm adalah

$$\text{Bmep} = \frac{5351 \text{ watt} \times 60 \text{ detik} \times 2}{2,578 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \times 0,0578 \text{ m} \times 5000 \text{ rpm} \times 1}$$

$$\text{Bmep} = 861028 \text{ Pa} = 861,028 \text{ Kpa}$$

4.3.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar spesifik adalah banyaknya pemakaian bahan bakar yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. Untuk menghitung konsumsi bahan bakar spesifik digunakan persamaan (2.16) dan (2.17), yaitu sebagai berikut.

$$\text{sfc} = \frac{\dot{m}_{bb}}{\text{bhp}}$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{\rho_{bb} \times \text{Volume}_{bb}}{\text{waktu}}$$

Dimana:

- \dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
 m_{bb} : massa bahan bakar (kg)
 ρ_{bb} : massa jenis bahan bakar (kg/m³)
 Bhp : daya (Watt)

Dimana untuk menghitung sfc dibutuhkan beberapa parameter hasil pengukuran, antara lain sebagai berikut.

- Waktu konsumsi bahan bakar (t) : 37,17 detik
- Volume bahan bakar (V_{bb}) : 25 ml = 25 x $10^{-6} m^3$
- Massa jenis bahan bakar E85 (ρ_{bb}) : 801 kg/ m^3

Besarnya massa 25 ml bahan bakar E85 adalah.

$$m_{bb} = 801 \frac{kg}{m^3} \times 25 \times 10^{-6} m^3$$

$$m_{bb} = 0,020025 kg$$

Dengan demikian laju aliran massa bahan bakar Pertamina RON 92 yang dikonsumsi pada putaran *engine* 5000 rpm adalah.

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{\text{waktu konsumsi 25 ml bahan bakar}}$$

$$\dot{m}_{bb} = \frac{0,020025 kg}{37,17 \text{ detik}}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,0005387 kg/s$$

Sehingga besarnya sfc untuk putaran *engine* 5000 rpm adalah.

$$Sfc = \frac{0,0005387 kg/s}{5351 \text{ Watt}}$$

$$Sfc = 9,81 \times 10^{-8} kg/watt.detik$$

$$Sfc = 0,3625 kg/Kwjam = 362,5 \text{ gram/Kwjam}$$

4.3.5 Penghitungan Efisiensi Termal

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Dimana untuk menghitung besarnya efisiensi termal adalah dengan persamaan (2.18), yaitu.

$$\eta_{thermal} = \frac{bhp}{Q \times \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

Bhp : Daya yang dihasilkan (watt)

\dot{m}_{bb} : laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

Q : nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)
 Untuk menghitung efisiensi termal dibutuhkan beberapa data, antara lain.

- Daya : 5351 Watt
- Nilai kalor bawah bahan bakar E85 : 29200000J/kg
- Nilai Kalor bawah gas HHO : 13325000 J/kg
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) E85 : 0,0005387 kg/s
- Laju aliran massa gas HHO dari persamaan 2.12 didapatkan :
 $\dot{m}_{HHO} = Q \times \rho$
 dengan Q = debit gas HHO dalam m³/detik

$$Q = 0,15 \text{ L/Menit} \times \frac{Mr N_2}{Mr HHO} \times \frac{1000 \text{ m}^3}{1 \text{ liter}} \times \frac{60 \text{ menit}}{1 \text{ jam}}$$

$$Q = 0,15 \text{ L/Menit} \times \frac{28}{18} \times \frac{10^{-3} \text{ m}^3}{1 \text{ liter}} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ detik}}$$

$$= 3,89 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{detik}$$

$$\text{Maka } \dot{m}_{HHO} = 3,89 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{detik} \times 0,491167 \text{ kg/m}^3$$

$$= 1,91 \times 10^{-6} \text{ kg/detik}$$

Dengan adanya parameter-parameter di atas, maka besarnya efisiensi termal untuk putaran 5000 rpm adalah.

$$\eta_{th} = \frac{5351 \text{ Watt}}{[(133250000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times 0,00000191 \frac{\text{kg}}{\text{s}}) + (29200000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times 0,0005387 \frac{\text{kg}}{\text{s}})]}$$

$$\eta_{th} = 0,3395$$

$$\eta_{th} = 33,95\%$$

4.3.6 Penghitungan Air Fuel Ratio

Untuk mencari besarnya AFR pada penelitian ini menggunakan *pitot static tube* yang dihubungkan dengan *Digital*

manometer yang bertujuan untuk mencari nilai *pressure drop* aliran udara yang melewati pipa yang diukur dalam satuan milibar. Setelah *pressure drop* diketahui peneliti dapat menghitung kecepatan aliran udara di dalam pipa. Laju aliran massa udara yang melewati saluran intake (*throttle body*) dari *engine* Honda New Megapro didapatkan dengan menggunakan persamaan 2.5. Setelah laju aliran massa udara diketahui, besarnya AFR dapat dihitung dengan membandingkan antara laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Berikut ini adalah data-data yang diambil melalui pengukuran dalam pengujian.

- Diameter saluran *intake* (*throttle body*) :
38,1 mm = 38×10^{-3} m
- Percepatan gravitasi : 9,81 m/s²
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000539 kg/s
- Nilai *pressure drop* udara (ΔP) :
1,76 milibar atau 1782,332 Pa
- Densitas udara (kg/m³) pada 28 °C : 1,1652 kg/m³

Dari data-data di atas bisa dicari kecepatan aliran udara dapat dihitung dengan persamaan 2.7 berikut ini.

$$V_{\max \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \times (P_0 - P)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Maka besar kecepatan udara adalah :

$$V_{\max \text{ udara}} = \sqrt{\frac{2 \times 178,332 \text{ Pa}}{1,1652852 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V_{\max \text{ udara}} = 17,50 \text{ m/s}$$

Menghitung *avarage velocity* dengan menggunakan persamaan 2.10 untuk aliran laminar atau 2.8 untuk aliran turbulen. Sedangkan untuk mengetahui jenis aliran udara tersebut dengan menggunakan persamaan :

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu}$$

Maka,

$$Re = \frac{1,1652852 \times 17,50 \times 0,0381 \text{ m}}{18,7181325 \times 10^{-6} \text{ Pa s}}$$

$$Re = 43560,2$$

Karena Re lebih besar dari 4000, Maka aliran tersebut adalah aliran turbulen. Maka persamaan yang digunakan adalah :

$$V_{avg} = Vmax \left(\frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \right)$$

Dengan Nilai n untuk aliran turbulen :

$$n = -1,7 + 1,8 \text{ Log } V \text{ max}$$

Maka nilai $n = -1,7 + 1,8 \text{ Log } 17,5$
 $n = 0,537$

$$\begin{aligned} \text{maka } V_{avg} &= Vmax \left(\frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \right) \\ &= 17,5 \left(\frac{2 \times (0,537)^2}{(0,537+1)((2 \times 0,537)+1)} \right) \\ &= 3,168 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Setelah itu bisa diketahui laju aliran massa udara dengan persamaan berikut ini.

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times Q_{udara}$$

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{intake}$$

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times V_{udara} \times \left(\frac{\pi}{4} \times (D_{intake})^2 \right)$$

$$\dot{m}_{udara} = 1,1652852 \text{ kg/m}^3 \times 3,168 \text{ m/s} \times \left(\frac{\pi}{4} \times (38,1 \times 10^{-3} \text{ m})^2 \right)$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,00464 \text{ kg/s}$$

Sehingga setelah laju aliran massa udara diketahui, maka besarnya *Air Fuel Ratio* untuk putaran mesin 5000 rpm bisa dihitung dengan persamaan berikut ini.

$$\text{AFR} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{\dot{m}_{\text{bb}}}$$

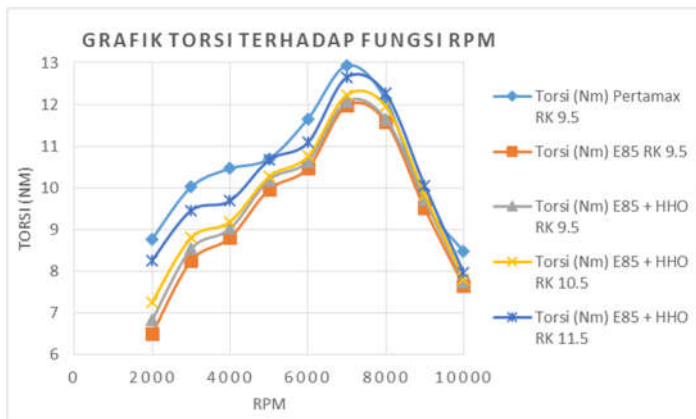
$$\text{AFR} = \frac{0,00464 \text{ kg/s}}{0,0005384 + 0,00000191 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = \frac{0,00464 \text{ kg/s}}{0,0005131 \text{ kg/s}} = 8,857.$$

Maka besarnya *Air Fuel Ratio* pada putaran *engine* 5000 rpm adalah sebesar 8,857 : 1.

4.4 Analisa Data Unjuk Kerja Engine

Hasil Unjuk kerja Mesin tidak sama untuk setiap putaran. Untuk itu, perlu diketahui karakteristik performa *engine* untuk tiap-tiap putaran. Selain itu, pengaruh penambahan gas HHO pada bahan bakar E85 juga akan dijelaskan pada sub bab ini. Beberapa unjuk kerja *engine* yang terpenting diantaranya torsi, daya efektif (bhp), tekanan efektif rata-rata (bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (bsfc) dan efisiensi termal.

4.4.1 Analisa Torsi



Gambar 4.2 Grafik Torsi Terhadap Fungsi RPM

Grafik torsi terhadap fungsi putaran pada gambar 4.2, terlihat adanya tren kenaikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu lalu torsi mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran *engine*, maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Setelah putaran semakin tinggi, maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi. Beberapa kerugian yang mungkin terjadi pada putaran tinggi di antaranya gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. Semakin cepat putaran *engine* maka gesekan yang terjadi juga semakin besar. Selain itu pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar juga memerlukan waktu. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pembakaran yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar. Hal ini menyebabkan kerja yang dihasilkan oleh mesin menjadi semakin kecil.

Pada gambar 4.2 menunjukkan bahwa torsi tertinggi dengan bahan bakar Pertamina pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 12,93 Nm. Pada bahan bakar E85 rasio kompresi standar torsi maksimum terjadi pada rpm 7000 yaitu sebesar 11,97 Nm. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO torsi maksimum terjadi pada rasio kompresi 11,5 pada rpm 7000 yaitu sebesar 12,65 N. *Trendline* torsi bahan bakar Pertamina lebih tinggi daripada bahan bakar E85 dan E85-HHO pada semua kondisi rasio kompresi dikarenakan nilai kalor bawah Pertamina yang lebih tinggi daripada bahan bakar lainnya sehingga torsi yang dihasilkan juga lebih baik.

Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamina ke campuran E85, menyebabkan turunnya torsi yang dihasilkan oleh mesin dengan penurunan rata-rata 11,06% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena nilai kalor bawah bahan bakar E85 kecil

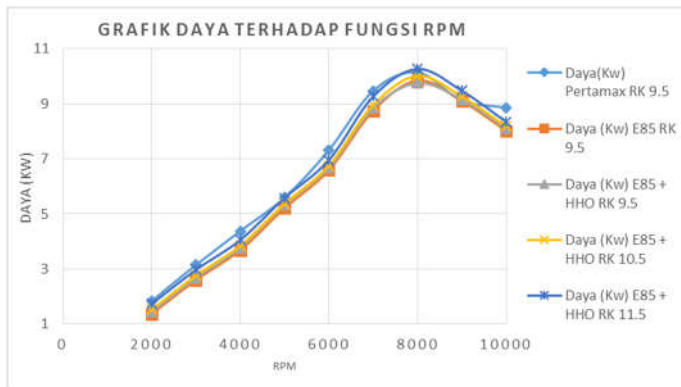
sehingga torsi yang dihasilkan juga lebih kecil dibandingkan bahan bakar Pertamax. Penambahan gas HHO pada E85 kondisi rasio kompresi standar akan menaikkan torsi dari mesin, hal ini karena adanya penambahan pasokan energi baru dari HHO yang juga mempengaruhi terhadap peningkatan daya pada mesin. Selain itu gas HHO yang kaya oksigen juga akan membuat proses oksidasi campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan nilai torsi dari bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan rata-rata peningkatan tertinggi -2,98% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan dengan torsi yang dihasilkan Pertamax pada rasio kompresi standar, kenaikan nilai torsi tersebut disebabkan oleh adanya penambahan rasio kompresi yang akan meningkatkan densitas campuran bahan bakar dan udara, meningkatkan turbulensi aliran di ruang bakar, menghasilkan tekanan silinder yang tinggi dan kenaikan kecepatan pembakaran^[19], sehingga bahan bakar dapat terbakar lebih sempurna dan menghasilkan daya yang lebih baik

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamax karena memiliki nilai rata-rata torsi yang dihasilkan hanya berbeda -2,98% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada pertamax pada rasio kompresi standar.

4.4.2 Analisa Brake Horse Power

Grafik daya (bhp) terhadap fungsi putaran *engine* pada gambar 4.3, terlihat adanya tren kenaikan daya mulai dari putaran rendah hingga mencapai daya maksimum pada putaran tertentu lalu daya (bhp) mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran *engine*, maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi yang menyebabkan pencampuran udara dengan bahan bakar semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga

daya akan meningkat. Setelah putaran semakin tinggi, maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi. Beberapa kerugian yang mungkin terjadi pada putaran tinggi di antaranya gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. Semakin cepat putaran *engine* maka gesekan yang terjadi juga semakin besar. Selain itu proses pembakaran di dalam ruang bakar yang tidak cukup cepat untuk membakar keseluruhan campuran udara dan bahan bakar yang akibatnya akan menurunkan daya yang dihasilkan oleh mesin.



Gambar 4.3 Grafik Daya Terhadap Fungsi RPM

Pada gambar 4.3 menunjukkan bahwa daya maksimum dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar pada rpm 8000 yaitu 10,14 Kw. Pada bahan bakar E85 rasio kompresi standar daya tertingginya adalah 9,85 Kw pada rpm 8000. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO daya maksimum terjadi pada pada rasio kompresi 11,5 pada rpm 8000 yaitu sebesar 10,27 Kw. Rata-rata daya yang dihasilkan oleh bahan bakar Pertamax lebih tinggi daripada bahan bakar E85 dan E85-HHO pada semua kondisi rasio kompresi yang diujikan dikarenakan nilai kalor bawah Pertamax yang lebih tinggi daripada bahan bakar lainnya sehingga daya yang dihasilkan juga lebih baik.

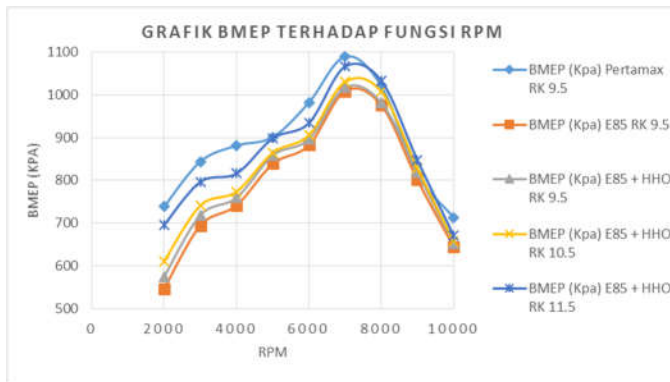
Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamina ke campuran E85, menyebabkan turunnya daya yang dihasilkan oleh mesin dengan penurunan rata-rata 11,06% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena nilai kalor bawah bahan bakar E85 lebih kecil dibandingkan Pertamina sehingga daya yang dihasilkan juga lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar Pertamina. Penambahan gas HHO pada E85 kondisi rasio kompresi standar akan menaikkan daya dari mesin, hal ini karena adanya penambahan pasokan energi baru dari HHO yang juga mempengaruhi terhadap peningkatan daya pada mesin. Selain itu gas HHO yang kaya oksigen juga akan membuat proses oksidasi campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan nilai daya dari bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan rata-rata peningkatan tertinggi -2,98% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan dengan daya yang dihasilkan Pertamina pada rasio kompresi standar, Kenaikan nilai daya tersebut disebabkan oleh adanya penambahan rasio kompresi yang akan meningkatkan densitas campuran bahan bakar dan udara, meningkatkan turbulensi aliran di ruang bakar, menghasilkan tekanan silinder yang tinggi dan kenaikan kecepatan pembakaran^[19], sehingga bahan bakar dapat terbakar lebih sempurna dan menghasilkan daya yang lebih baik

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki rata-rata daya yang dihasilkan hanya berbeda -2,98% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar.

4.4.3 Analisa Brake Mean Effective Pressure

Dari grafik BMEP terhadap fungsi putaran *engine* pada gambar 4.4, terlihat adanya tren kenaikan tekanan efektif rata-rata mulai dari putaran rendah hingga mencapai tekanan efektif rata-rata

maksimum pada putaran tertentu lalu BMEP mengalami penurunan pada putaran *engine* yang lebih tinggi. Berdasarkan persamaan 2.14 dan 2.15 BMEP merupakan fungsi dari torsi. BMEP akan naik ketika torsi yang dihasilkan *engine* naik begitu pula nilai BMEP akan turun ketika torsi yang dihasilkan turun, Sedangkan torsi yang dihasilkan salah satunya dipengaruhi oleh kerugian gesek yang terjadi dimana ketika putaran semakin tinggi, maka gesekan antar komponen *engine* juga semakin besar, sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.



Gambar 4.4 Grafik BMEP Terhadap Fungsi RPM

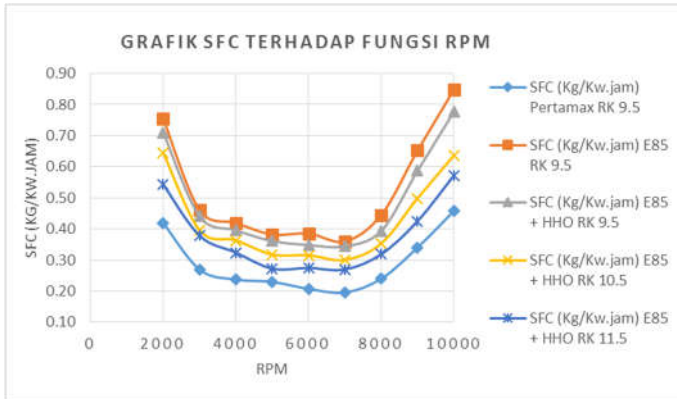
Pada gambar 4.4 grafik BMEP terhadap fungsi putaran menunjukkan bahwa BMEP tertinggi dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 1089,03 Kpa. Pada bahan bakar E85 rasio kompresi standar BMEP tertingginya adalah 976,84 Kpa pada rpm 7000. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO nilai BMEP maksimum terjadi pada pada rasio kompresi 11,5 pada rpm 7000 yaitu sebesar 1065,65 Kpa. Nilai BMEP yang dihasilkan oleh bahan bakar Pertamax lebih tinggi daripada bahan bakar E85 dan E85-HHO pada semua kondisi rasio kompresi dikarenakan nilai kalor bawah Pertamax yang lebih tinggi daripada bahan bakar lainnya sehingga mampu

menghasilkan torsi yang lebih baik daripada bahan bakar lainnya sehingga BMEP yang dihasilkan juga lebih baik.

Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamina ke campuran E85, menyebabkan turunnya torsi yang dihasilkan oleh mesin dengan penurunan rata-rata 11,17% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena nilai kalor bawah bahan bakar E85 lebih kecil dibandingkan Pertamina sehingga torsi yang dihasilkan juga lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar Pertamina. Karena nilai BMEP berbanding lurus dengan torsi maka ketika torsi turun BMEP juga turun. Penambahan gas HHO pada E85 kondisi rasio kompresi standar akan menaikkan BMEP dari mesin, hal ini karena adanya penambahan pasokan energi baru dari HHO yang juga mempengaruhi terhadap peningkatan torsi pada mesin. Selain itu gas HHO yang kaya oksigen juga akan membuat proses oksidasi campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik sehingga torsi yang dihasilkan juga meningkat. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan nilai torsi dari bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan rata-rata peningkatan tertinggi -3,02% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan dengan BMEP yang dihasilkan Pertamina pada rasio kompresi standar, Kenaikan nilai BMEP disebabkan nilai torsi yang dihasilkan mesin meningkat karena adanya penambahan rasio kompresi yang akan meningkatkan densitas campuran bahan bakar dan udara, meningkatkan turbulensi aliran di ruang bakar, menghasilkan tekanan silinder yang tinggi dan kenaikan kecepatan pembakaran^[19], hal tersebut membuat daya dorong yang dihasilkan oleh piston meningkat akibat adanya peningkatan tekanan pada proses pembakaran juga meningkat.

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki nilai rata-rata BMEP yang dihasilkan hanya berbeda -3,02% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar.

4.4.4 Analisa Specific Fuel Consumption



Gambar 4.5 Grafik SFC Terhadap Fungsi RPM

Specific fuel consumption atau konsumsi bahan bakar spesifik dapat diartikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya konsumsi bahan bakar spesifik bergantung dari sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar dan nilai kalor bawah dari bahan bakar. Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik pada saat putaran mesin rendah ke putaran mesin tinggi akan mengalami penurunan hingga pada putaran mesin tertentu kemudian akan meningkat lagi.

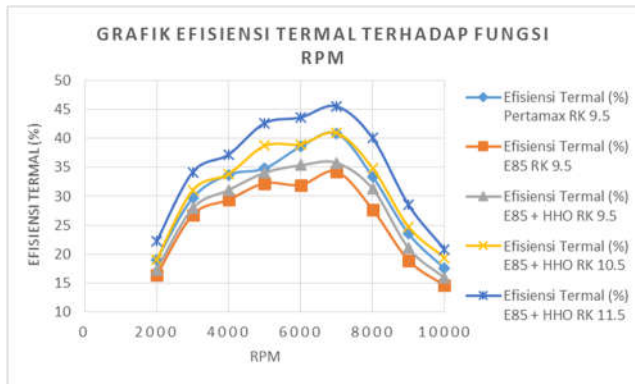
Pada gambar 4.5 menunjukkan bahwa SFC terkecil dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 0,196 Kg/Kwjam. Pada bahan bakar E85 rasio kompresi standar nilai SFC terendah pada rpm 7000 sebesar 0,360 Kg/Kwjam. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO nilai SFC terendah terjadi pada rasio kompresi 11,5 pada rpm 7000 yaitu sebesar 0,270 Kg/Kwjam. Pada grafik gambar 4.5 juga terlihat nilai SFC dari bahan bakar Pertamax lebih rendah daripada bahan bakar E85 dan E85-HHO pada semua kondisi rasio kompresi

dikarenakan nilai kalor bawah Pertamina yang lebih tinggi daripada bahan bakar lainnya sehingga rasio massa bahan bakar per daya yang dihasilkan juga lebih rendah

Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamina ke campuran E85, menyebabkan naiknya SFC pada mesin dengan peningkatan rata-rata 44,53% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena nilai kalor bawah bahan bakar E85 kecil sehingga membutuhkan *massflowrate* bahan bakar yang lebih banyak untuk mendapatkan daya yang sama dihasilkan oleh Pertamina. Penambahan gas HHO pada E85 kondisi rasio kompresi standar akan menurunkan nilai SFC dari mesin, hal ini karena adanya penambahan pasokan energi baru dari HHO yang juga mempengaruhi terhadap peningkatan daya pada mesin sehingga mengurangi penggunaan bahan bakar E85. Selain itu gas HHO yang kaya oksigen juga akan membuat proses oksidasi campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik sehingga daya yang dihasilkan juga meningkat. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan nilai SFC dari bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi turun dengan rata-rata penurunan tertinggi -23,40%, Hal ini disebabkan dengan penambahan rasio kompresi akan meningkatkan densitas campuran bahan bakar dan udara, meningkatkan turbulensi aliran di ruang bakar, menghasilkan tekanan silinder yang tinggi dan kenaikan kecepatan pembakaran^[19], sehingga bahan bakar dapat terbakar lebih sempurna dan menghasilkan daya yang lebih baik.

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki nilai rata-rata SFC yang dihasilkan hanya berbeda 23,40% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar.

4.4.5 Analisa Efisiensi Termal



Gambar 4.6 Grafik Efisiensi Termal Terhadap Fungsi RPM

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi termal tergantung dari kesempurnaan pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar.

Pada gambar 4.6 menunjukkan bahwa efisiensi termal tertinggi dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 40,87%. Pada bahan bakar E85 rasio kompresi standar nilai efisiensi termal tertinggi pada rpm 7000 sebesar 34,25%. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO efisiensi termal tertinggi terjadi pada pada rasio kompresi 11,5:1 pada rpm 7000 yaitu sebesar 45,56%. Pada grafik gambar 4.6 juga terlihat nilai efisiensi termal dari bahan bakar E85-HHO pada rasio kompresi 11,5 memiliki nilai yang lebih tinggi dengan peningkatan rata-rata 27,02% daripada bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar hal ini karena kenaikan rasio kompresi akan meningkatkan daya yang dihasilkan oleh mesin dengan konsumsi bahan bakar yang sama.

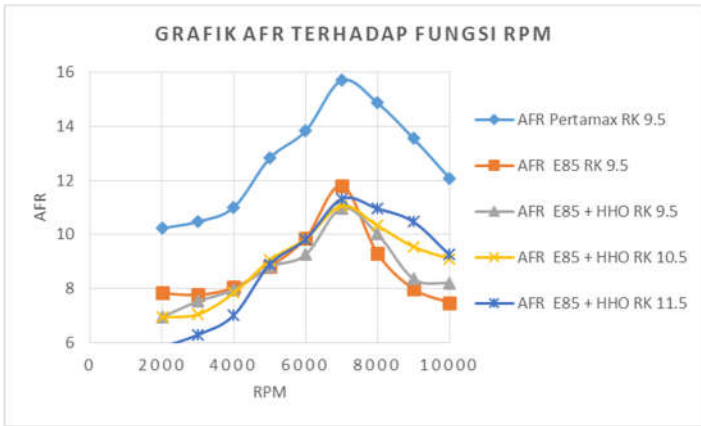
Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamax ke campuran E85, menyebabkan menurunnya efisiensi termal pada mesin dengan penurunan rata-rata 14,56% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena nilai kalor bawah bahan bakar E85 kecil sehingga membutuhkan *massflowrate* bahan bakar yang lebih banyak untuk mendapatkan daya yang sama dihasilkan oleh Pertamax. Penambahan gas HHO pada E85 kondisi rasio kompresi standar akan meningkatkan efisiensi termal dari mesin, hal ini karena adanya penambahan pasokan energi baru dari HHO yang juga mempengaruhi terhadap peningkatan daya pada mesin sehingga mengurangi penggunaan bahan bakar E85. Kemudian dengan peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan efisiensi termal dari penggunaan bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan rata-rata kenaikan tertinggi 16,55%, Hal ini disebabkan oleh semakin membaiknya proses pembakaran sehingga kalor yang dikonversi menjadi kerja semakin meningkat. Kenaikan nilai efisiensi termal disebabkan oleh semakin membaiknya proses pembakaran yang terjadi di ruang bakar. Menurut Ganesan^[5], kenaikan rasio kompresi pada motor pembakaran dalam yang bekerja dengan prinsip siklus Otto udara standar, akan meningkatkan efisiensi termal dari mesin tersebut.

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamax karena memiliki nilai rata-rata efisiensi termal yang dihasilkan lebih baik 16,55% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada pertamax pada rasio kompresi standar.

4.4.6 Analisa Air Fuel Ratio (AFR)

Air Fuel Ratio merupakan ukuran perbandingan antara massa udara dan massa bahan bakar per satuan waktu. Dimana ukuran tersebut akan dibandingkan dengan nilai AFR teoritis. Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah Pertamax yang mempunyai AFR teoritis 14,7:1 dan E85 dengan AFR teoritis

9,8:1. Bila ukuran massa udara dan massa bahan bakar per satuan waktu lebih besar dari nilai teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan ke dalam campuran miskin (*lean*). Sebaliknya bila ukuran massa bahan bakar dan massa udara bernilai di bawah nilai AFR teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan sebagai campuran kaya (*rich*).



Gambar 4.7 Grafik AFR Terhadap Fungsi RPM

Pada Gambar 4.7 grafik AFR terhadap fungsi rpm memiliki tren grafik yang meningkat mulai dari putaran rendah hingga rpm tertentu, kemudian akan turun seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini disebabkan karena pada saat putaran rendah dengan beban yang harus diterima engine lebih besar daripada saat mesin bekerja pada putaran tinggi, maka kebutuhan pasokan bahan bakar yang masuk ke engine harus lebih banyak sedangkan udara yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit sehingga campuran udara-bahan bakar dalam kondisi campuran kaya. Seiring dengan kenaikan rpm mesin maka udara yang masuk ke ruang bakar semakin banyak sehingga campuran udara-bahan bakar perlahan-lahan menuju kondisi stoikiometri. Pada grafik 4.7 di atas terlihat

bahwa nilai AFR Pertamax lebih tinggi dibandingkan bahan bakar E85 dan E85-gas HHO pada semua kondisi rasio kompresi yang diujikan, hal ini karena untuk menghasilkan daya yang sama nilai *massflowrate* dari bahan bakar pertamax lebih kecil dibandingkan *massflowrate* bahan bakar yang lainnya dan hal ini berpengaruh pada nilai AFR campuran.

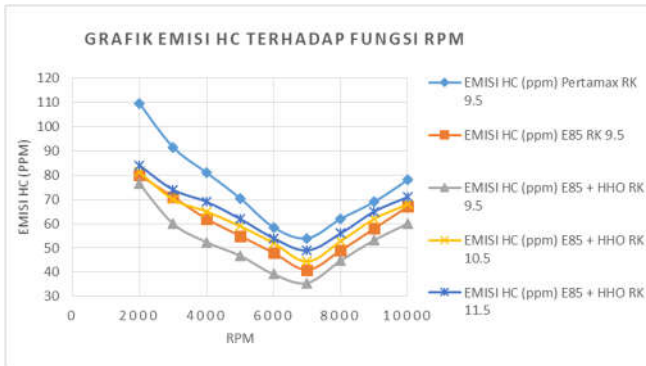
Pada kondisi rasio kompresi standar 9,5 nilai AFR dari bahan bakar Pertamax di atas AFR campuran E85-gas HHO, Hal ini dikarenakan *supply* gas HHO yang relatif kecil sehingga tidak berpengaruh secara signifikan pada perubahan nilai AFR campuran E85-gas HHO. Kendati begitu, Adanya gas oksigen pada gas HHO membuat campuran E85-gas HHO dapat terbakar lebih baik hal ini terlihat dari emisi gas buang CO dan HC yang lebih baik daripada bahan bakar Pertamax. Kenaikan rasio kompresi tidak begitu berpengaruh terhadap nilai AFR disebabkan *supply* udara dan bahan bakar yang masuk ke mesin sama-sama mengalami perubahan.

4.4.7 Analisa Emisi Gas Buang Hidrocarbon (HC)

Emisi gas buang hidrokarbon (HC) terbentuk dari bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Pada campuran kaya, konsentrasi hidrokarbon meningkat. Hal ini disebabkan kurangnya suplai udara sehingga didalam ruang bakar terjadi perambatan bunga api yang lambat dan bahan bakar keluar dari ruang bakar sebelum terbakar dengan sempurna, dan pada putaran mesin yang tinggi campuran kaya konsentrasi hidrokarbon meningkat dikarenakan hidrokarbon yang terkandung di dalam bahan bakar tidak terbakar sempurna karena minimnya oksigen sebagai oksidator saat proses pembakaran sehingga hidrokarbon yang tidak terbakar keluar dari ruang bakar ke lingkungan.

Pada gambar 4.8 menunjukkan bahwa nilai emisi gas buang HC terkecil dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi 9,5:1 pada rpm 7000 yaitu 54 ppm. Pada bahan bakar E85 pada kondisi rasio kompresi standar memiliki nilai HC terendah sebesar 41 ppm pada 7000 rpm. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO nilai

emisi gas buang HC terendah terjadi pada rasio kompresi 11,5:1 pada rpm 7000 yaitu sebesar 36 ppm. Pada grafik 4.8 juga dapat dilihat nilai emisi HC dari bahan bakar Pertamax lebih tinggi dibandingkan dengan bahan bakar E85 dan E85-gas HHO, penyebabnya adalah kandungan atom karbon yang lebih banyak pada bahan bakar Pertamax. Selain itu adanya kandungan oksigen pada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO membuat campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih homogen dan mendekati kondisi campuran stoikiometri sehingga proses pembakaran yang terjadi lebih baik.



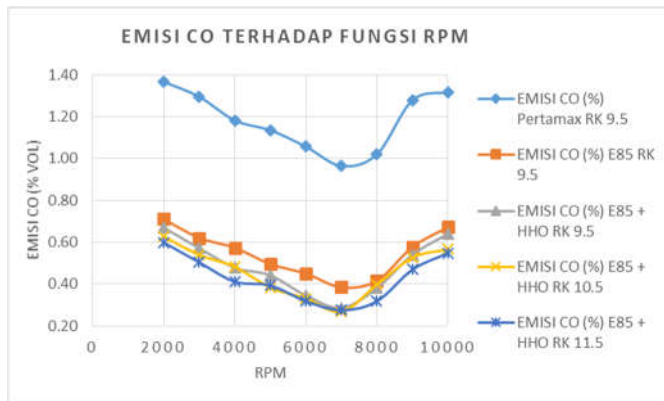
Gambar 4.8 Grafik Emisi HC Terhadap Fungsi RPM

Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamax ke campuran E85 dengan gas HHO, menyebabkan menurunnya emisi HC pada gas buang dengan penurunan rata-rata terbaik 20,87%. Hal ini disebabkan karena semakin membaiknya campuran bahan bakar dan udara di ruang bakar. Kandungan oksigen pada gas HHO membuat bahan bakar dapat teroksidasi lebih baik. Akan tetapi peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan emisi HC dari penggunaan bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan perubahan rata-rata tertinggi -12,30% pada CR 11,5 jika dibandingkan dengan emisi HC Pertamax pada rasio kompresi standar. Peningkatan nilai emisi

HC tersebut dikarenakan peningkatan rasio kompresi akan membuat naiknya permukaan ruang bakar/volume rasio akibatnya akan terjadi pendinginan nyala api pembakaran di bagian yang dekat permukaan sehingga akan terjadi *misfire* atau pembakaran sebagian sehingga campuran udara bahan bakar yang berada di dekat dinding tidak ikut terbakar^[20].

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki nilai rata-rata emisi HC yang dihasilkan lebih bersih 12,30% pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar.

4.4.8 Analisa Emisi Gas Buang Karbon Monoksida (CO)



Gambar 4.9 Grafik Emisi CO Terhadap Fungsi RPM

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan salah satunya karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Pada saat campuran kaya (kekurangan

udara atau kelebihan bahan bakar) emisi gas buang CO meningkat. Hal tersebut dikarenakan atom karbon (C) yang berasal dari bahan bakar tidak teroksidasi sempurna dengan oksigen (O_2) yang berasal dari udara. Pada kondisi campuran miskin (kelebihan udara atau kekurangan bahan bakar) konsentrasi CO berbanding lurus dengan campuran bahan bakar dan udara yang masuk kedalam ruang bakar sehingga konsentrasi CO menurun dikarenakan oksigen yang berasal dari udara telah bereaksi sempurna dengan karbon pada proses pembakaran hingga membentuk CO_2 . Pada saat putaran mesin rendah, turbulensi yang terjadi di ruang bakar terlalu kecil untuk membuat udara dan bahan bakar tercampur secara homogen. Selain itu kurangnya pasokan udara yang masuk ke ruang bakar juga menjadi penyebab campuran udara dan bahan bakar menjadi campuran kaya. Sedangkan pada putaran mesin yang tinggi, waktu pembakaran terlalu singkat sehingga pembakaran menjadi kurang sempurna.

Pada gambar 4.9 menunjukkan bahwa nilai emisi gas buang CO terkecil dengan bahan bakar Pertamina pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 0,965%. Pada bahan bakar E85 pada kondisi rasio kompresi standar memiliki nilai CO terendah sebesar 0,385% pada 7000 rpm. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO nilai emisi gas buang CO terendah terjadi pada rasio kompresi 11,5:1 pada rpm 7000 yaitu sebesar 0,276%. Pada grafik 4.9 juga terlihat *trendline* emisi CO pada bahan bakar Pertamina lebih tinggi daripada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO, hal ini salah satunya disebabkan kandungan atom karbon pada bahan Pertamina yang lebih banyak daripada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO. Selain itu kandungan oksigen pada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO juga membantu oksidasi pada campuran udara bahan bakar sehingga campuran menjadi lebih homogen.

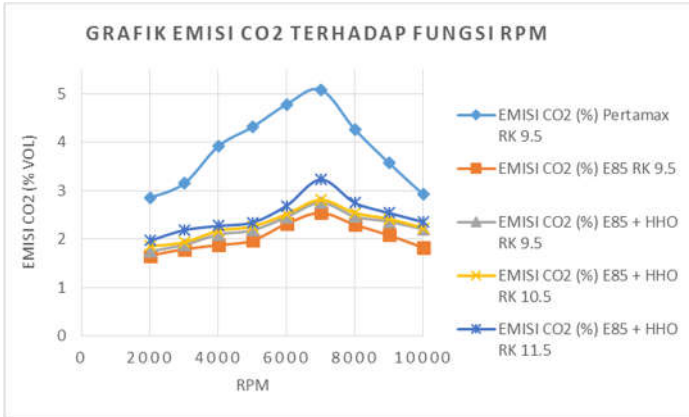
Penggantian penggunaan bahan bakar Pertamina ke campuran E85, menyebabkan menurunnya emisi CO pada gas buang dengan penurunan rata-rata 54,23% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan sedikitnya jumlah atom karbon pada bioetanol juga menjadi penyebab menurunnya emisi CO pada gas buang. Emisi

CO semakin turun ketika menggunakan bahan bakar E85-gas HHO dikarenakan kandungan oksigen yang kaya pada gas HHO membuat proses oksidasi pada campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan emisi CO dari penggunaan bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi turun dengan penurunan rata-rata tertinggi 64,36% pada CR 11,5 jika dibandingkan dengan emisi HC Pertamina pada rasio kompresi standar. Penurunan nilai emisi CO tersebut dikarenakan karena kenaikan rasio kompresi akan meningkatkan temperatur silinder dengan kenaikan temperatur tersebut akan meningkatkan oksidasi CO pada gas buang^[19].

Perubahan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki nilai rata-rata emisi CO yang dihasilkan turun 64,36 % pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar

4.4.9 Analisa Emisi Gas Buang Karbon Dioksida (CO₂)

Gas CO₂ merupakan produk yang dihasilkan dari proses pembakaran yang sempurna, ketika pembakaran yang terjadi di ruang bakar tidak sempurna maka kadar CO₂ di gas buang akan turun. Pada gambar 4.10 grafik emisi gas buang CO₂ terhadap fungsi putaran engine memiliki tren grafik yang meningkat mulai dari putaran rendah hingga rpm tertentu, kemudian akan turun kembali seiring dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini disebabkan pada saat putaran rendah udara yang masuk ke ruang bakar lebih sedikit sehingga kondisi campuran udara dan bahan bakar adalah campuran kaya. Kondisi ini membuat pembakaran kurang sempurna dan bisa dilihat dari emisi CO₂ yang rendah. Pada rpm tinggi waktu pembakaran terlalu singkat sehingga pembakaran menjadi kurang sempurna akibatnya emisi CO₂ turun pada rpm tinggi.



Gambar 4.10 Grafik Emisi CO₂ Terhadap Fungsi RPM

Pada gambar 4.10 menunjukkan bahwa nilai emisi gas buang CO₂ tertinggi dengan bahan bakar Pertamax pada rasio kompresi standar pada rpm 7000 yaitu 5,089%. Pada bahan bakar E85 pada kondisi rasio kompresi standar memiliki nilai CO₂ tertinggi sebesar 2,54% pada 7000 rpm. Sedangkan pada campuran E85 dengan HHO nilai emisi gas buang CO₂ tertinggi terjadi pada rasio kompresi 11,5:1 pada rpm 7000 yaitu sebesar 3,23%. Pada grafik 4.10 juga terlihat *trendline* emisi CO₂ pada bahan bakar Pertamax lebih tinggi daripada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO, hal ini salah satunya disebabkan kandungan atom karbon pada bahan Pertamax yang lebih banyak daripada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO. Selain itu kandungan oksigen pada bahan bakar E85 dan E85-gas HHO juga membantu oksidasi pada campuran udara bahan bakar sehingga campuran menjadi lebih homogen.

Perubahan penggunaan bahan bakar Pertamax ke campuran E85, menyebabkan menurunnya emisi CO₂ pada gas buang dengan penurunan rata-rata 46,55% pada rasio kompresi 9,5. Hal ini disebabkan karena sedikitnya jumlah atom karbon pada bioetanol. Emisi CO₂ akan naik ketika menggunakan bahan bakar E85-gas

HHO dikarenakan kandungan oksigen yang kaya pada gas HHO membuat proses oksidasi pada campuran bahan bakar dan udara menjadi lebih baik. Peningkatan rasio kompresi dari 9,5 menjadi 10,5 dan 11,5 menyebabkan emisi CO₂ dari penggunaan bahan bakar E85-gas HHO di semua putaran menjadi naik dengan peningkatan rata-rata tertinggi -34,88 % pada CR 11,5 jika dibandingkan dengan emisi HC Pertamina pada rasio kompresi standar. Peningkatan nilai emisi CO₂ tersebut dikarenakan karena kenaikan rasio kompresi akan meningkatkan temperatur silinder dengan kenaikan temperatur tersebut akan meningkatkan oksidasi CO menjadi CO₂ pada gas buang^[19].

Penggunaan bahan bakar E85-gas HHO jika dikombinasikan dengan kenaikan rasio kompresi pada mesin dapat digunakan sebagai solusi alternatif bahan bakar pengganti Pertamina karena memiliki nilai rata-rata emisi CO₂ yang dihasilkan -34,88 % pada rasio kompresi 11,5 jika dibandingkan pada Pertamina pada rasio kompresi standar.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang bisa diambil dari Tugas akhir ini adalah :

1. Perubahan penggunaan bahan bakar dari Pertamina ke bahan bakar E85 pada rasio kompresi standar membuat penurunan performa mesin dengan penurunan rata-rata 11,06% untuk torsi dan daya 10,67%, BMEP turun 11,17%, untuk efisiensi termal turun 14,56% dan peningkatan SFC 44,53 %. Namun emisi gas buang menjadi lebih baik ketika menggunakan bahan bakar E85 dengan penurunan rata-rata HC 20,87%, 54,23% untuk CO dan 46,55% untuk CO₂.
2. Penambahan gas HHO pada bahan bakar E85 pada rasio kompresi standar menghasilkan peningkatan unjuk kerja torsi, tekanan efektif rata-rata (bmep), dan daya efektif (bhp) dibandingkan dengan bahan bakar E85 pada rasio kompresi standar. Peningkatan performa yang dihasilkan E85-gas HHO masih di bawah performa mesin dengan bahan Pertamina dengan penurunan rata-rata untuk torsi dan daya 9,20%, BMEP 9,28%, SFC naik 40,21% dan Efisiensi termal turun -8,05%. Emisi gas buang menjadi lebih baik dengan penurunan rata-rata HC 30,48%, untuk CO 59,61% dan 41,16% untuk CO₂.
3. Peningkatan rasio kompresi pada bahan bakar-gas HHO menghasilkan peningkatan unjuk kerja torsi, tekanan efektif rata-rata (bmep), dan daya efektif (bhp) dibandingkan dengan bahan bakar E85 pada rasio kompresi standar dengan hasil terbaik dicapai pada rasio kompresi 11,5. Peningkatan

rata-rata tertinggi untuk torsi dan daya -2,98%, BMEP -3,02%, SFC 23,40% dan Efisiensi termal yang lebih baik 16,55%. Emisi gas buang menjadi lebih baik dengan penurunan rata-rata HC - 12,30%, -64,36% untuk CO dan peningkatan - 34,88% untuk CO₂ dibandingkan dengan bahan bakar Pertamina pada rasio kompresi standar.

5.2 Saran

Saran untuk Penelitian selanjutnya :

1. Penggunaan peralatan pengujian yang sesuai dengan peruntukannya sehingga akan mempermudah ketika mengambil data percobaan.
2. Perlu dilakukan peremajaan alat pada waterbrake dynamometer dan roller roda belakang, mengingat alat tersebut adalah alat pengujian yang sering digunakan dan sangat penting pada proses pengambilan data.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Çelik, Mustafa Bahattin. 2007. **Experimental determination of suitable ethanol-gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine.** Turkey: Technical Education Faculty, Karabuk University
- [2] Sudarmanta, B., Darsopuspito, S., dan Kawano, D.S. 2014. **Influence of Bioethanol gasoline blended Fuel on Performance and Emissions Characteristics from Port Injection Sinjai Engine 650 cc.** Journal of Applied Mechanics and Materials. Vol. 493, pp. 273-274
- [3] Yilmaz, Ali Can., Erinc., Uludamar., Aydin Kadir. 2010. **Effect of hydroxy (HHO) gas addition on performance and exhaust emissions in compression ignition engines.** hydrogen energy, Vol. 35, hal 11366-11372
- [4] EL-Kassaby, Mohamed M. Eldrainy, Yehia A. , Khidr, Mohamed E. dan Khidr, Kareem I. 2015. **Effect of hydroxy (HHO) gas addition on gasoline engine performance and emissions.** Egypt: Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Alexandria University
- [5] Ganesan, V. 2004. **Internal Combustion Engines.** Tata McGraw-Hill Education. Second edition.
- [6] Pritchard, P.J. 2009. **Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons. Eight Edition.
- [7] Prados, M., Segui, L. dan Fito, P. 2010. **Industrial Pineapple Waste as A. Feasible Source to Produce Bioethanol.** Universidad Politecnica De. Valencia.
- [8] Sari, I.M., Noverita dan Yulneriwarni. 2010. **Pemanfaatan Jerami Padi dan Alang-. Alang dalam Fermentasi Etanol Menggunakan Kapang *Trichoderma viride* dan khamir *Saccharomycess cerevisiae*.** Fakultas Biologi Universitas. Nasional, Jakarta.
- [9] D.E.S, Yuli Mafendro, Sudarmanta, B., Paloboran, M. 2017. **Influence of The Compression Ratio and Ignition Timing On CB150R Engine Performance with 85% Bioethanol**

- Gasoline Blended Fuel.** IPTEK. Journal of Engineering, Vol. 3, No. 3
- [10] Lowrie ,Peter E.W. 2005. **Electrolyte Gas.**
- [11] Hidayatullah, P., dan Mustari, F. 2008. **Rahasia Bahan Bakar Air.** Jakarta: Ufuk-Press.
- [12] Cole Parmer Instrument Co. 2005. **16 Series Mass and Volumetric Flow Meters.** Vernon Hills: DOC-CPMAN16.
- [13] Arismunandar, Wiranto. 2005. **Penggerak Mula: Motor Bakar Torak.** Penerbit ITB. Bandung.
- [14] Peavy, Howard S. 1985. **Environmental Engineering.** McGraw-Hill. Singapura
- [15] Gupta, H. N. 2012. **Fundamental of Internal Combustion Engines.** PHI Learning Pvt. Ltd. India .Hal 610.
- [16] <https://otomotifnet.gridoto.com/read/02111155/cara-hitung-rasio-kompresi-mesin-ukur-lewat-metode-buret/>. Diakses pada 4 maret 2018.
- [17] Costa, C. Rodrigo. & Sodr e R. Jos e. 2011. **Compression Ratio Effects On An Ethanol/gasoline Fuelled Engine Performance.** Brazil: Pontifical Catholic University of Minas Gerais, Department of Mechanical Engineering
- [18] Amirudin. 2016. **Rancang Bangun Dan Uji Performa Generator HHO Ganda Tipe Kering Dengan Penambahan Siklus On-Off Otomatis Untuk Meningkatkan Lama Waktu Pengoperasian.** FTI-ITS. Surabaya
- [19] Heywood .J.B.1988. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** New York, USA. McGraw- Hill.
- [20] Celik, M.B, Yaman, ,H, Uzun, I. 2006.**The effect of varying of compression ratio on power and emissions in spark ignition engine, in: 9th International combustion Symposium.** Kırıkkale University. 16–17 November. Kırıkkale. Turkey.pp. 496–504.

LAMPIRAN

Data Produksi Gas HHO

1.1 Data Produksi Gas HHO Percobaan 1

Menit	Voltase (v)	Ampere (I)	Debit Gas HHO (L/menit)
0	12	13.1	0.15
5	12	13.1	0.15
10	12	13.4	0.17
15	12	13.5	0.17
20	12	13.7	0.18
25	12	13.8	0.18
30	12	14	0.19
35	12	14.2	0.20
40	12	14.5	0.20
45	12	14.8	0.21
50	12	14.9	0.21
55	12	15.1	0.21

1.2 Data Produksi Gas HHO Percobaan 2

Menit	Voltase (v)	Ampere (I)	Debit Gas HHO (liter/menit)
0	12	13.1	0.15
5	12	13.3	0.15
10	12	13.4	0.16
15	12	13.5	0.16
20	12	13.6	0.17
25	12	13.8	0.18
30	12	14	0.18
35	12	14.2	0.19
40	12	14.5	0.20
45	12	14.7	0.20
50	12	14.9	0.21
55	12	15.1	0.21

1.3 Data Produksi Gas HHO Percobaan 3

Menit	Voltase (v)	Ampere (I)	Debit Gas HHO (liter/menit)
0	12	13.1	0.15
5	12	13.2	0.15
10	12	13.4	0.16
15	12	13.6	0.16
20	12	13.7	0.17
25	12	13.9	0.18
30	12	14	0.18
35	12	14.2	0.19
40	12	14.5	0.19
45	12	14.8	0.20
50	12	15	0.20
55	12	15.2	0.21

LAMPIRAN 2

Data Hasil Pengujian Unjuk Kerja Mesin

2.1 Data Torsi

RPM	Torsi (Nm) Pertamax RK 9.5	Torsi (Nm) E85 RK 9.5	Torsi (Nm) E85 + HHO RK 9.5	Torsi (Nm) E85 + HHO RK 10.5	Torsi (Nm) E85 + HHO RK 11.5
2000	8.77	6.50	6.83	7.26	8.26
3000	10.02	8.25	8.54	8.80	9.46
4000	10.46	8.81	9.02	9.19	9.69
5000	10.70	9.96	10.19	10.26	10.66
6000	11.66	10.47	10.64	10.75	11.09
7000	12.93	11.97	12.07	12.23	12.65
8000	12.11	11.58	11.65	11.96	12.26
9000	9.68	9.51	9.72	9.84	10.06
10000	8.47	7.66	7.75	7.82	7.97
Rata-rata	10.53	9.41	9.60	9.79	10.23

2.2 Data Daya

RPM	Daya(Kw) Pertamax RK 9.5	Daya (Kw) E85 RK 9.5	Daya (Kw) E85 + HHO RK 9.5	Daya (Kw) E85 + HHO RK 10.5	Daya (Kw) E85 + HHO RK 11.5
2000	1.84	1.36	1.43	1.52	1.73
3000	3.15	2.60	2.68	2.76	2.97
4000	4.38	3.69	3.78	3.85	4.06
5000	5.60	5.21	5.33	5.37	5.58
6000	7.32	6.59	6.68	6.75	6.96
7000	9.47	8.75	8.85	8.96	9.27
8000	10.14	9.85	9.75	10.01	10.27
9000	9.12	9.11	9.15	9.27	9.48
10000	8.86	8.02	8.11	8.18	8.35
Rata-rata	6.65	6.13	6.20	6.30	6.52

2.3 Data Break Mean Effectife Pressure (BMEP)

RPM	BMEP (Kpa) Pertamax RK 9.5	BMEP (Kpa) E85 RK 9.5	BMEP (Kpa) E85 + HHO RK 9.5	BMEP (Kpa) E85 + HHO RK 10.5	BMEP (Kpa) E85 + HHO RK 11.5
2000	738.98	547.20	575.36	611.57	696.07
3000	844.04	694.72	718.86	741.22	796.65
4000	881.15	741.66	759.77	773.85	816.10
5000	900.91	838.71	858.35	864.46	898.26
6000	981.73	882.19	895.90	905.73	933.90
7000	1089.03	1008.56	1016.99	1030.02	1065.65
8000	1020.29	975.70	981.06	1007.22	1032.70
9000	815.13	800.82	818.41	828.42	847.20
10000	713.23	645.37	652.61	658.24	671.66
Rata-rata	887.17	792.77	808.59	824.53	862.02

2.4 Data Specific Fuel Consumption (SFC)

RPM	SFC (Kg/Kw.jam) Pertamax RK 9.5	SFC (Kg/Kw.jam) E85 RK 9.5	SFC (Kg/Kw.jam) E85 + HHO RK 9.5	SFC (Kg/Kw.jam) E85 + HHO RK 10.5	SFC (Kg/Kw.jam) E85 + HHO RK 11.5
2000	0.420	0.754	0.710	0.645	0.543
3000	0.269	0.460	0.440	0.396	0.379
4000	0.237	0.419	0.396	0.363	0.324
5000	0.230	0.382	0.361	0.318	0.273
6000	0.207	0.386	0.348	0.316	0.275
7000	0.196	0.360	0.344	0.301	0.270
8000	0.240	0.445	0.394	0.353	0.319
9000	0.341	0.652	0.587	0.499	0.425
10000	0.458	0.848	0.777	0.636	0.572
Rata-rata	0.289	0.523	0.484	0.425	0.376

2.5 Data Efisiensi Termal

RPM	Efisiensi Termal (%) Pertamax RK 9.5	Efisiensi Termal (%) E85 RK 9.5	Efisiensi Termal (%) E85 + HHO RK 9.5	Efisiensi Termal (%) E85 + HHO RK 10.5	Efisiensi Termal (%) E85 + HHO RK 11.5
2000	19.06	16.35	17.30	19.05	22.21
3000	29.71	26.80	27.93	31.03	34.18
4000	33.73	29.40	31.09	33.86	37.24
5000	34.83	32.26	34.07	38.73	42.66
6000	38.59	31.97	35.35	39.01	43.64
7000	40.87	34.25	35.77	40.94	45.56
8000	33.38	27.69	31.27	34.86	40.06
9000	23.51	18.91	20.99	24.70	28.47
10000	17.49	14.55	15.86	19.36	20.79
Rata-rata	30.13	25.80	27.74	31.28	34.98

2.6 Data AFR

RPM	AFR Pertamax RK 9.5	AFR E85 RK 9.5	AFR E85 + HHO RK 9.5	AFR E85 + HHO RK 10.5	AFR E85 + HHO RK 11.5
2000	10.23	7.83	6.94	6.94	5.83
3000	10.47	7.76	7.52	7.04	6.29
4000	11.01	8.04	7.96	7.83	7.01
5000	12.82	8.81	8.80	9.05	8.89
6000	13.84	9.87	9.25	9.84	9.82
7000	15.70	11.81	10.97	11.07	11.32
8000	14.87	9.29	10.01	10.32	10.96
9000	13.55	7.99	8.35	9.55	10.47
10000	12.09	7.47	8.19	9.10	9.25
Rata-rata	12.73	8.76	8.67	8.97	8.87

2.7. Data Temperatur Gas Buang (°C)

RPM	Temperatur Gas Buang (°C) Pertamina RK 9.5	Temperatur Gas Buang (°C) E85 RK 9.5	Temperatur Gas Buang (°C) E85 + HHO RK 9.5	Temperatur Gas Buang (°C) E85 + HHO RK 10.5	Temperatur Gas Buang (°C) E85 + HHO RK 11.5
2000	361	355	340	323	309
3000	382	378	362	347	328
4000	411	392	387	370	351
5000	473	456	424	405	386
6000	539	506	487	462	422
7000	599	550	515	494	472
8000	671	623	570	527	504
9000	688	645	604	582	534
10000	713	684	629	608	589
Rata-rata	537	510	480	458	433

2.8 Data Temperatur Mesin (°C)

RPM	Temperatur Mesin (°C) Pertamina RK 9.5	Temperatur Mesin (°C) E85 RK 9.5	Temperatur Mesin (°C) E85 + HHO RK 9.5	Temperatur Mesin (°C) E85 + HHO RK 10.5	Temperatur Mesin (°C) E85 + HHO RK 11.5
2000	76	57	62	73	80
3000	79	69	76	78	85
4000	83	76	81	82	92
5000	87	82	86	88	97
6000	91	87	89	94	103
7000	95	90	97	99	109
8000	109	93	103	112	118
9000	119	98	109	124	127
10000	122	107	112	128	133
Rata-rata	96	84	90	98	105

2.9 Data Temperatur Minyak Pelumas (°C)

RPM	Temperatur Oli (°C) Pertamina RK 9.5	Temperatur Oli (°C) E85 RK 9.5	Temperatur Oli (°C) E85 + HHO RK 9.5	Temperatur Oli (°C) E85 + HHO RK 10.5	Temperatur Oli (°C) E85 + HHO RK 11.5
2000	62	46	49	55	62
3000	65	50	53	60	67
4000	69	52	57	66	72
5000	72	58	61	71	77
6000	77	62	65	77	82
7000	81	67	69	83	86
8000	95	72	78	91	94
9000	104	83	90	104	112
10000	110	88	94	109	117
Rata-rata	82	64	69	79	85

2.10 Data Emisi Gas Buang Hidrocarbon (HC)

RPM	EMISI HC (ppm) Pertamax RK 9.5	EMISI HC (ppm) E85 RK 9.5	EMISI HC (ppm) E85 + HHO RK 9.5	EMISI HC (ppm) E85 + HHO RK 10.5	EMISI HC (ppm) E85 + HHO RK 11.5
2000	110	80	76	81	84
3000	92	71	60	70	74
4000	81	62	52	65	69
5000	71	55	47	59	62
6000	59	48	39	52	54
7000	54	41	36	44	49
8000	62	49	45	53	56
9000	69	58	53	62	65
10000	78	67	60	68	71
Rata-rata	75	59	52	62	65

2.11 Data Emisi Gas Buang Karbon Monoksida (CO)

RPM	EMISI CO (%) Pertamax RK 9.5	EMISI CO (%) E85 RK 9.5	EMISI CO (%) E85 + HHO RK 9.5	EMISI CO (%) E85 + HHO RK 10.5	EMISI CO (%) E85 + HHO RK 11.5
2000	1.366	0.711	0.670	0.628	0.599
3000	1.295	0.621	0.572	0.540	0.504
4000	1.182	0.574	0.479	0.483	0.412
5000	1.135	0.496	0.442	0.384	0.394
6000	1.057	0.451	0.346	0.332	0.319
7000	0.965	0.385	0.287	0.269	0.276
8000	1.021	0.417	0.382	0.398	0.319
9000	1.279	0.578	0.541	0.527	0.470
10000	1.318	0.673	0.641	0.567	0.549
Rata-rata	1.180	0.545	0.484	0.459	0.427

2.12 Data Emisi Gas Buang Karbon Monoksida (CO₂)

RPM	EMISI CO ₂ (%) Pertamax RK 9.5	EMISI CO ₂ (%) E85 RK 9.5	EMISI CO ₂ (%) E85 + HHO RK 9.5	EMISI CO ₂ (%) E85 + HHO RK 10.5	EMISI CO ₂ (%) E85 + HHO RK 11.5
2000	2.858	1.660	1.749	1.854	1.966
3000	3.151	1.791	1.882	1.934	2.186
4000	3.921	1.875	2.095	2.172	2.271
5000	4.317	1.968	2.183	2.261	2.343
6000	4.787	2.319	2.454	2.517	2.689
7000	5.089	2.540	2.752	2.810	3.230
8000	4.268	2.296	2.467	2.541	2.750
9000	3.571	2.080	2.363	2.417	2.541
10000	2.925	1.823	2.204	2.227	2.355
Rata-rata	3.876	2.039	2.239	2.304	2.481

LAMPIRAN 3

Prosentase Perubahan Unjuk Kerja Mesin Dengan Penambahan Rasio Kompresi Bahan Bakar E85 dan E85-Gas HHO Dibandingkan Dengan Pertamax Pada Rasio Kompresi Standar

3.1 Data Prosentase Perubahan Torsi

RPM	Δ Torsi E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ Torsi E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ Torsi E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ Torsi E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamax STD (%)
2000	-25.95	-22.14	-17.24	-5.81
3000	-17.69	-14.83	-12.18	-5.61
4000	-15.83	-13.77	-12.18	-7.38
5000	-6.90	-4.72	-4.05	-0.29
6000	-10.14	-8.74	-7.74	-4.87
7000	-7.39	-6.62	-5.42	-2.15
8000	-4.37	-3.84	-1.28	1.22
9000	-1.76	0.40	1.63	3.93
10000	-9.51	-8.50	-7.71	-5.83
Rata-rata	-11.06	-9.20	-7.35	-2.98

3.2 Data Prosentase Perubahan Daya

RPM	Δ daya E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ daya E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ daya E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamax STD (%)	Δ daya E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamax STD (%)
2000	-25.95	-22.14	-17.24	-5.81
3000	-17.31	-14.83	-12.18	-5.61
4000	-15.83	-13.77	-12.18	-7.38
5000	-6.90	-4.72	-4.05	-0.29
6000	-9.91	-8.74	-7.74	-4.87
7000	-7.64	-6.62	-5.42	-2.15
8000	-2.86	-3.84	-1.28	1.22
9000	-0.12	0.40	1.63	3.93
10000	-9.51	-8.50	-7.71	-5.83
Rata-rata	-10.67	-9.20	-7.35	-2.98

3.3 Data Prosentase Perubahan BMEP

RPM	Δ BMEP E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ BMEP E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ BMEP E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ BMEP E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-25.95	-22.14	-17.24	-5.81
3000	-17.69	-14.83	-12.18	-5.61
4000	-15.83	-13.77	-12.18	-7.38
5000	-6.90	-4.72	-4.05	-0.29
6000	-10.14	-8.74	-7.74	-4.87
7000	-7.39	-6.62	-5.42	-2.15
8000	-4.37	-3.84	-1.28	1.22
9000	-1.76	0.40	1.63	3.93
10000	-10.52	-9.29	-8.35	-6.19
Rata-rata	-11.17	-9.28	-7.42	-3.02

3.4 Data Prosentase Perubahan SFC

RPM	Δ SFC E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ SFC E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ SFC E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ SFC E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	44.31	40.87	34.89	22.67
3000	41.43	38.81	31.99	28.82
4000	43.41	40.03	34.68	26.77
5000	39.86	36.39	27.69	15.66
6000	46.22	40.44	34.27	24.53
7000	45.59	43.12	34.89	27.40
8000	46.14	39.12	32.15	24.79
9000	47.77	42.00	31.75	19.96
10000	46.00	41.07	28.06	20.00
Rata-rata	44.53	40.21	32.26	23.40

3.5 Data Prosentase Perubahan Efisiensi Termal

RPM	Δ Efiseinsi Termal E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Efiseinsi Termal E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Efiseinsi Termal E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Efiseinsi Termal E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-14.23	-9.20	-0.04	16.56
3000	-9.80	-6.01	4.44	15.02
4000	-12.84	-7.84	0.38	10.41
5000	-7.38	-2.19	11.18	22.47
6000	-17.17	-8.39	1.09	13.07
7000	-16.20	-12.49	0.17	11.46
8000	-17.04	-6.32	4.43	20.00
9000	-19.56	-10.72	5.07	21.10
10000	-16.83	-9.31	10.70	18.88
Rata-rata	-14.56	-8.05	4.16	16.55

3.7 Data Prosentase Perubahan Temperatur Mesin

RPM	Δ Temp Mesin E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Mesin E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Mesin E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Mesin E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-25.33	-19.21	-4.80	4.37
3000	-13.03	-4.20	-2.10	7.56
4000	-8.03	-2.41	-0.80	10.84
5000	-5.75	-1.53	0.77	11.49
6000	-4.76	-2.56	2.93	12.82
7000	-4.93	2.46	4.93	14.79
8000	-14.94	-5.79	2.44	8.23
9000	-17.70	-8.43	4.78	7.30
10000	-12.05	-7.67	5.48	9.04
Rata-rata	-11.83	-5.48	1.51	9.61

3.8 Data Prosentase Perubahan Temperatur Gas Buang

RPM	Δ Temp Gas Buang E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Gas Buang E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Gas Buang E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp Gas Buang E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-1.57	-5.82	-10.44	-14.23
3000	-1.13	-5.15	-9.08	-14.05
4000	-4.46	-5.68	-9.90	-14.61
5000	-3.59	-10.36	-14.45	-18.32
6000	-6.24	-9.64	-14.28	-21.76
7000	-8.18	-14.02	-17.47	-21.15
8000	-7.20	-15.04	-21.50	-24.93
9000	-6.16	-12.22	-15.32	-22.35
10000	-4.11	-11.83	-14.68	-17.44
Rata-rata	-4.74	-9.97	-14.12	-18.76

3.9 Data Prosentase Perubahan Temperatur Minyak Pelumas

RPM	Δ Temp oli E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp oli E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp oli E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Temp oli E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-25.81	-20.97	-11.29	-0.54
3000	-23.47	-18.37	-8.67	2.04
4000	-24.27	-16.50	-4.37	4.37
5000	-19.44	-14.81	-0.93	7.41
6000	-19.13	-15.22	0.43	6.52
7000	-16.87	-14.81	2.06	6.58
8000	-24.48	-17.83	-4.55	-1.05
9000	-20.45	-13.42	-0.32	7.35
10000	-20.00	-14.24	-0.91	6.06
Rata-rata	-21.55	-16.24	-3.17	4.31

3.10 Data Prosentase Perubahan Emisi Gas Buang HC

RPM	Δ Emisi HC E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi HC E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi HC E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi HC E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-26.94	-30.23	-25.84	-23.29
3000	-22.40	-34.43	-23.50	-19.13
4000	-23.46	-35.31	-19.75	-14.81
5000	-21.99	-33.62	-16.31	-12.06
6000	-17.95	-32.99	-11.11	-7.69
7000	-24.07	-34.07	-17.78	-9.26
8000	-20.97	-27.74	-14.84	-9.68
9000	-15.94	-22.90	-10.14	-5.80
10000	-14.10	-23.08	-12.82	-8.97
Rata-rata	-20.87	-30.48	-16.90	-12.30

3.11 Data Prosentase Perubahan Emisi Gas Buang CO

RPM	Δ Emisi CO E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-47.95	-50.95	-54.03	-56.15
3000	-52.05	-55.83	-58.30	-61.08
4000	-51.44	-59.48	-59.14	-65.14
5000	-56.30	-61.06	-66.17	-65.29
6000	-57.33	-67.27	-68.59	-69.82
7000	-60.10	-70.26	-72.12	-71.40
8000	-59.16	-62.59	-61.02	-68.76
9000	-54.81	-57.70	-58.80	-63.25
10000	-48.94	-51.37	-56.98	-58.35
Rata-rata	-54.23	-59.61	-61.68	-64.36

3.12 Data Prosentase Perubahan Emisi Gas Buang CO₂

RPM	Δ Emisi CO ₂ E85 Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO ₂ E85 + HHO Pada RK 9.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO ₂ E85 + HHO Pada RK 10.5 Terhadap Pertamina STD (%)	Δ Emisi CO ₂ E85 + HHO Pada RK 11.5 Terhadap Pertamina STD (%)
2000	-41.92	-38.80	-35.12	-31.22
3000	-43.17	-40.27	-38.63	-30.63
4000	-52.18	-46.57	-44.61	-42.08
5000	-54.42	-49.43	-47.62	-45.71
6000	-51.56	-48.74	-47.42	-43.83
7000	-50.09	-45.93	-44.79	-36.53
8000	-46.20	-42.20	-40.47	-35.57
9000	-41.76	-33.84	-32.32	-28.85
10000	-37.69	-24.64	-23.86	-19.50
Rata-rata	-46.55	-41.16	-39.43	-34.88

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Tegal, 22 April 1987, merupakan anak terakhir dari 6 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu SDN Batursari 5 Demak, SLTPN 9 Semarang, SMKN 7 Semarang dan Diploma III Teknik Mesin Universitas Diponegoro dan lulus dari Program Diploma tahun 2010. Pada tahun 2016 Penulis mengikuti Seleksi penerimaan Mahasiswa Program Lintas Jalur dan diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.

Pada pengerjaan Tugas akhir Penulis mengambil tema Konversi Energi di laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi.