



TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH RASIO
KOMPRESI DAN DURASI PENGINJEKSAN BAHAN
BAKAR TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI
GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R
BERBAHAN BAKAR BIOETANOL E100**

RENNO FEIBIANTO DWI DHARMAWAN
NRP 2112100126

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM 091585

**EXPERIMENTAL STUDY OF COMPRESSION
RATIO AND DURATION OF FUEL INJECTION
EFFECTS ON HONDA CB150R ENGINE
PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION
FUELED WITH BIOETHANOL E100**

RENNO FEIBIANTO DWI DHARMAWAN
NRP 2112100126

Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH RASIO
KOMPRESI DAN DURASI PENGINJEKSAN BAHAN
BAKAR TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI
GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R BERBAHAN
BAKAR BIOETANOL E100**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

RENNO FEIBIANTO DWI DHARMAWAN
NRP. 2112100126

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. **Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.** (Pembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. **Ary Bachtiar K. P., S.T., M.T., Ph.D.** (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
3. **Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc.** (Penguji II)
NIP. 196604021989031002
4. **Dr. Bambang Arip D., S.T., M.Sc.Eng.** (Penguji III)
NIP.197804012002121001

SURABAYA
JULI, 2016

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH RASIO KOMPRESI DAN DURASI PENGINJEKSAN BAHAN BAKAR TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR BIOETANOL E100

Nama Mahasiswa : Renno Feibianto Dwi Dharmawan
NRP : 2112100126
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRAK

Dalam upaya mengganti bahan bakar kendaraan bermotor dari bensin ke bioetanol yang memiliki angka oktan yang tinggi namun nilai kalor yang rendah perlu dilakukan beberapa perubahan pada engine, antara lain meningkatkan rasio kompresi di ruang bakar serta memodifikasi sistem pemasukan bahan bakar. Dengan angka oktan bioetanol yang tinggi, rasio kompresi harus ditingkatkan. Di samping itu, dibutuhkan pengembangan Electronic Control Unit yang programmable agar durasi penginjeksian bahan bakar bisa diubah-ubah. Penelitian ini difokuskan pada pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar untuk menghasilkan torsi maksimal di setiap putaran engine, serta rasio kompresi yang divariasikan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap hasil unjuk kerja dan emisi gas buang engine dengan bahan bakar bioetanol E100.

Penelitian ini dilakukan pada engine Honda CB150R, diawali dengan memodifikasi ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI untuk digunakan di motor Honda CB150R. Untuk data acuan, dilakukan pengujian pada engine berbahan bakar Pertamina (RON 92) dengan ECU standar dan ECU SUMI-IT. Selanjutnya untuk data uji, dilakukan dengan ECU SUMI-IT dan bahan bakar bioetanol (RON 109). Pengujian ini menggunakan waterbrake dynamometer dan dilakukan pada kondisi fully open throttle

dengan putaran engine 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pada data uji, dilakukan dengan mencari pemetaan durasi injeksi yang tepat pada setiap putaran engine. Variasi durasi injeksi antara 100%, 125%, 150%, 175%, dan 200%. Setelah itu, dilakukan pengujian unjuk kerja dan emisi gas buang engine dari variasi rasio kompresi 12:1, 12,5:1, dan 13:1. Pada setiap perubahan putaran engine, dilakukan pencatatan data putaran poros waterbrake dynamometer, torsi, waktu konsumsi 25 ml bahan bakar, emisi gas buang, serta temperatur gas buang, engine, dan oli.

Untuk meningkatkan rasio kompresi dari 11:1 ke 13:1 adalah dengan menambahkan dome pada piston. Setelah itu, untuk mengubah rasio kompresi dari 13:1 ke 12,5:1 dan 12:1 adalah diberikan packing yang lebih tebal. Pemetaan durasi injeksi yang tepat pada putaran 2000 hingga 4000 rpm adalah 200%, pada putaran 5000 hingga 6000 rpm, durasi terbaik 175%, sedangkan pada putaran 7000 hingga 8000 rpm, durasi terbaik 150%. Pada pengujian variasi rasio kompresi, torsi maksimal meningkat 16,572% dari E0 dan meningkat 8,904% dari E100 CR11 pada rasio kompresi 13:1, putaran 7000 rpm. Sfc minimum meningkat 59,631% dari E0 dan turun 11,602% dari E100 CR11 pada rasio kompresi 13:1, putaran 7000 rpm. AFR rata-rata turun 49,413% dari E0 dan turun 11,171% dari E100 CR11. Kemudian dari emisi CO, hasil minimal yang didapat dari rasio kompresi 13:1 berkurang sebesar 84,580% dari E0 dan berkurang sebesar 76,935% dari E100 CR11 pada putaran 2000 rpm. Dan yang terakhir temperatur gas buang tertinggi yang didapat dari rasio kompresi 13:1 meningkat sebesar 11,047% dari E0 dan E100 CR11 pada putaran 8000 rpm.

Kata kunci : Bioetanol, rasio kompresi, durasi penginjeksian bahan bakar, Electronic Control Unit, Honda CB150R, RON.

EXPERIMENTAL STUDY OF COMPRESSION RATIO AND DURATION OF FUEL INJECTION EFFECTS ON HONDA CB150R ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION FUELED WITH BIOETHANOL E100

Name : Renno Feibianto Dwi Dharmawan
NRP : 2112100126
Department : Mechanical Engineering-ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRACT

In order to replace vehicle fuel from petrol to bioethanol which has a high octane number but low heat value, it is necessary to do some modification to the engine, increasing the compression ratio in the combustion chamber and modifying the fuel injection system. With bioethanol which has high octane number, the compression ratio should be increased. On the other hand, programmable Electronic Control Unit needs to be developed so that the duration of fuel injection can be modified. This research is focused on duration mapping of fuel injection to obtain the maximum torque in any engine rotational speed, and then compression ratio is varied to determine its influence on the results of performance and exhaust emissions engine fuelled with bioethanol E100.

This research is conducted on Honda CB150R engine, begins with a modified ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI for its use on Honda CB150R. For the reference data, experiment is conducted on engine fuelled with Pertamina (RON 92) with a standard ECU and ECU SUMI-IT. Furthermore for the test data, the experiment is conducted with ECU SUMI-IT and bioethanol fuel (RON 109). In this experiment, waterbrake dynamometer is used and performed under fully open throttle with the engine speed of 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, and 8000 rpm. The test data

is conducted by searching for appropriate duration mapping of fuel injection at each engine speed. Duration of fuel injection varied between 100%, 125%, 150%, 175% and 200%. After that, experiment is conducted with a varied of compression ratio between 12:1, 12.5:1, and 13:1 to determine the effect on performance and exhaust emissions of the engine. At each various of engine speed data will be recorded, it includes the waterbrake dynamometer shaft speed, torque, fuel consumption time per 25 ml, exhaust emissions and exhaust, engine, and oil temperature.

To increase the compression ratio from 11:1 to 13:1 is by adding a dome on the piston. After that, to change the compression ratio from 13:1 to 12.5:1 and 12:1 is by installing a thicker packing. The appropriate injection mapping at 2000 to 4000 rpm is 200%, at 5000 to 6000 rpm, the best is 175%, while at 7000 to 8000 rpm, the best is 150%. In this experiment with variation of compression ratio, maximum torque increased by 16.572% of E0 and increased by 8.904% of E100 CR11 at a compression ratio of 13:1 and engine speed 7000 rpm. Minimum sfc increased by 59.631% of E0 and decreased by 11.602% of E100 CR11 at a compression ratio of 13:1 and engine speed 7000 rpm. Average AFR decreased by 49.413% of E0 and decreased by 11.171% of E100 CR11. While for CO emissions, the minimum results is obtained from the compression ratio of 13:1 was reduced by 84.580% of E0 and reduced by 76.935% of E100 CR11 at engine speed 2000 rpm. And from the exhaust gas temperature, the maximum result is obtained from the compression ratio of 13:1 is increased by 11.047% of E0 and E100 CR11 at engine speed 8000 rpm.

Keywords : **Bioethanol, compression ratio, duration mapping of fuel injection, Electronic Control Unit (ECU), Honda CB150R, RON.**

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	5

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori Pembakaran	7
2.1.1 Pembakaran Stoikiometri	7
2.1.2 Pembakaran Non-stoikiometri	8
2.2 Motor Pembakaran Dalam <i>Otto Cycle</i>	10
2.2.1 Prinsip Kerja Motor Bensin 4 Langkah	10
2.2.2 Tahapan Pembakaran pada Motor Bensin 4 Langkah	12
2.3 Parameter Unjuk Kerja pada Motor Pembakaran Dalam ..	14
2.3.1 Torsi	15
2.3.2 Daya (<i>Brake Horse Power</i> , bhp)	16
2.3.3 Tekanan Efektif Rata-rata (<i>Brake Mean Effective Pressure</i> , bmep)	16
2.3.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (<i>Specific Fuel Consumption</i> , sfc)	17
2.3.5 Efisiensi Termal (η_{th})	18
2.4 Bahan Bakar	18
2.4.1 Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i>	21

2.4.2	Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol	22
2.5	Pencemaran Udara	23
2.5.1	Hidrokarbon Tidak Terbakar (HC)	25
2.5.2	Karbon Monoksida (CO)	25
2.5.3	NO _x	25
2.5.4	SO _x	26
2.6	Rasio Kompresi	26
2.7	<i>Engine Control Unit</i>	29
2.7.1	<i>Ignition Block Diagram</i>	31
2.7.2	<i>Injection Block Diagram</i>	32
2.7.3	<i>Sensor TP Block Diagram</i>	33
2.8	Penelitian Terdahulu	33

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Prosedur Penelitian	39
3.2	Prosedur Pengujian	40
3.2.1	Peralatan Pengujian	40
3.2.2	<i>Engine</i> Honda CB150R	43
3.2.3	Skema Pengujian	44
3.2.4	Persiapan Pengujian	45
3.2.5	Pengujian <i>Engine</i> dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)	45
3.2.6	Pengujian <i>Engine</i> dengan Menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)	46
3.2.7	Pengujian <i>Engine</i> dengan Menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109)	47
3.2.8	Akhir Pengujian	49
3.2.9	Rancangan Pengujian	50
3.3	<i>Flowchart</i> Pengujian	51
3.4.1	Pengujian <i>Engine</i> dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)	51
3.4.2	Pengujian <i>Engine</i> dengan Menggunakan ECU	

SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Bioetanol (RON 109)	53
---	----

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi	57
4.2 Pengaturan <i>Electronic Control Unit</i>	61
4.2.1 <i>Engine Setup</i>	61
4.2.2 <i>Primary Trigger Setting</i>	62
4.2.3 Penyetelan Bahan Bakar	62
4.3 Contoh Penghitungan	64
4.3.1 Penghitungan Torsi	64
4.3.2 Penghitungan Daya	65
4.3.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)	65
4.3.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)	66
4.3.5 Penghitungan Efisiensi Termal	67
4.3.6 Penghitungan <i>Air Fuel Ratio</i>	68
4.4 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Menggunakan Bahan Bakar Pertamina (RON 92)	70
4.5 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109) Variasi Durasi Injeksi Bahan Bakar	72
4.6 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109) Variasi Rasio Kompresi	79
4.6.1 Torsi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	79
4.6.2 Daya sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	81
4.6.3 Tekanan Efektif Rata-rata (bmep) sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	83
4.6.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc) sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	84
4.6.5 Efisiensi Termal sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	87
4.6.6 <i>Air Fuel Ratio</i> sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	88
4.6.7 Emisi Gas CO sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	90
4.6.8 Emisi Gas HC sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	91
4.6.9 Temperatur <i>Engine</i> , Oli, dan Gas Buang sebagai	

Fungsi Putaran *Engine* 93

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan 97

5.2 Saran 101

DAFTAR PUSTAKA 103

LAMPIRAN 105

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus Motor Bensin 4 Langkah	11
Gambar 2.2	Grafik P- θ Aktual Untuk Motor Bensin 4 Langkah	12
Gambar 2.3	Grafik P-V Aktual Untuk Siklus Otto	14
Gambar 2.4	<i>Waterbrake dynamometer</i>	15
Gambar 2.5	<i>Gaya-gaya yang Bekerja Pada Piston</i>	16
Gambar 2.6	(a) Mekanisme terbentuknya polutan. (b) Emisi gas buang terhadap <i>fuel air equivalence ratio</i>	24
Gambar 2.7	Diagram Alir <i>Electronic Control Unit</i>	30
Gambar 2.8	Blok Diagram Skematik Sistem Pengapian <i>ECU SUMI-IT</i>	31
Gambar 2.9	Blok Diagram Skematik Sistem Penginjeksian Bahan Bakar <i>ECU SUMI-IT</i>	32
Gambar 2.10	Blok Diagram Skematik <i>Throttle Position Sensor ECU SUMI-IT</i>	33
Gambar 2.11	(a) Grafik pemetaan durasi injeksi pada kondisi MBT (b) Grafik torsi terhadap rpm. Dan (c) Grafik bsfc terhadap rpm	34
Gambar 2.12	(a) Grafik mapping <i>ignition timing</i> pada kondisi MBT (b) Grafik emisi CO yang dihasilkan pada setiap jenis bahan bakar. Dan (c) Grafik emisi HC yang dihasilkan pada setiap jenis bahan bakar	36
Gambar 2.13	(a) Grafik torsi terhadap rpm. Dan (b) Grafik bsfc terhadap rpm	37
Gambar 2.14	Metode untuk Meningkatkan Rasio Kompresi	37
Gambar 2.15	(a) Grafik torsi terhadap λ . Dan (b) Grafik emisi CO terhadap λ	38
Gambar 3.1	<i>Waterbrake dynamometer</i>	41
Gambar 3.2	<i>Roller Roda Belakang</i>	41
Gambar 3.3	<i>ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI</i>	41
Gambar 3.4	<i>Exhaust Gas Analyzer</i>	42

Gambar 3.5	Sepeda Motor Honda CB150R	43
Gambar 3.6	Skema Pengujian	44
Gambar 4.1	Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi	58
Gambar 4.2	Dimensi Tebal <i>Packing</i> yang Diubah	59
Gambar 4.3	Mode <i>Engine Setup</i>	61
Gambar 4.4	Mode <i>Primary Trigger Setting</i>	62
Gambar 4.5	Tabel RPM/TPS Fuel VE	63
Gambar 4.6	Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	71
Gambar 4.7	Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	73
Gambar 4.8	Grafik Torsi <i>Mapping</i> Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	75
Gambar 4.9	Grafik <i>Mapping</i> Injeksi Optimal	75
Gambar 4.10	Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	76
Gambar 4.11	Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi	76
Gambar 4.12	Grafik AFR <i>Mapping</i> Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	77
Gambar 4.13	Grafik Rata-rata AFR <i>Mapping</i> Injeksi	78
Gambar 4.14	Grafik Torsi Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	80
Gambar 4.15	Grafik Daya Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	81
Gambar 4.16	Grafik Bmep Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	83
Gambar 4.17	Grafik Sfc Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	85
Gambar 4.18	Grafik Efisiensi Termal Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	87
Gambar 4.19	Grafik AFR Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	89
Gambar 4.20	Grafik AFR Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	89

Gambar 4.21	Grafik Emisi Gas CO Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	91
Gambar 4.22	Grafik Emisi Gas HC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	92
Gambar 4.23	Grafik Temperatur <i>Engine</i> Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	93
Gambar 4.24	Grafik Temperatur Oli Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	94
Gambar 4.25	Grafik Temperatur Gas Buang Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi <i>Putaran Engine</i>	94

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i>	21
Tabel 2.2	Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol	22
Tabel 2.3	Hubungan Antara Rasio Kompresi dengan Angka Oktan	27
Tabel 3.1	Rancangan Pengujian	50
Tabel 4.1	Hasil Penghitungan Volume <i>Clearance</i> dan Volume <i>Dome</i> Piston	60
Tabel 4.2	Hasil Penghitungan Tebal <i>Packing</i>	60
Tabel 5.1	Hasil Penghitungan Durasi Injeksi Terbaik	97
Tabel 5.2	Hasil Penghitungan Kenaikan Torsi	97

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ketergantungan akan energi fosil membuat Indonesia harus menghadapi persoalan dalam mencapai target pembangunan di bidang energi. Konsumsi energi fosil di dalam negeri masih tinggi, yaitu sebesar 96% (minyak bumi 48%, gas 18% dan batubara 30%) dan upaya untuk memaksimalkan pemanfaatan energi terbarukan belum dapat berjalan seperti yang telah direncanakan [1]. Hal ini diperburuk dengan catatan statistik yang menunjukkan bahwa cadangan dan produksi bahan bakar minyak bumi (fosil) di Indonesia mengalami penurunan 10% setiap tahunnya sedangkan tingkat konsumsi rata-rata naik 6% per tahun [2]. Ditambah lagi dengan naiknya populasi kendaraan bermotor yang merupakan penyebab utama kenaikan konsumsi bahan bakar minyak (BBM) di Indonesia.

Tingginya populasi kendaraan bermotor di Indonesia tidak hanya menyebabkan kenaikan tingkat konsumsi bahan bakar minyak bumi, namun faktor lain yang menjadi masalah adalah timbulnya pencemaran udara yang dihasilkan oleh emisi gas buang. Polusi akibat emisi gas buang hasil pembakaran bahan bakar fosil memiliki dampak negatif bagi kesehatan manusia dan lingkungan. Emisi gas buang hasil pembakaran kendaraan bermotor yang berupa karbon dioksida (CO_2), karbon monoksida (CO), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon yang tidak terbakar (HC), belerang oksida (SO_x) serta unsur metalik seperti timbal (Pb) [3] saat ini menjadi perhatian serius karena polutan-polutan tersebut yang menjadi penyebab utama menurunnya tingkat kesehatan manusia.

Banyak cara yang bisa dilakukan untuk menurunkan emisi gas buang, salah satunya dengan mengembangkan teknologi *fuel injection* pada kendaraan bermotor dan mengembangkan bahan bakar alternatif ramah lingkungan, contohnya bioetanol. Dengan diterapkannya teknologi injeksi

bahan bakar akan berdampak pada proses pembakaran yang lebih baik dari sistem karburator, sehingga gas buang akan lebih baik kualitasnya. Sebagai bahan bakar beroksigenat yang memiliki kandungan oksigen sekitar 35% [4], bioetanol mempunyai banyak keunggulan. Dengan adanya senyawa oksigenat, membuat bioetanol memiliki angka oktan yang tinggi dan bisa digunakan sebagai aditif bahan bakar bensin, serta akan berpengaruh pada penurunan emisi gas buang.

Jika bioetanol diaplikasikan di motor pembakaran dalam maka perlu adanya perubahan pada *engine* yang akan digunakan karena angka oktan dari bioetanol yang tinggi. Beberapa perubahan yang bisa dilakukan adalah meningkatkan rasio kompresi di ruang bakar *engine*, memodifikasi sistem pemasukan bahan bakar, serta waktu pengapiannya. Jeuland et al [4] dalam penelitiannya tahun 2004 mengatakan bahwa rasio kompresi telah meningkat dari 9,5 ke 12,5 dengan memodifikasi geometri piston. Rasio kompresi baru (12,5) dipilih untuk mengoptimalkan efisiensi mesin. Sebenarnya rasio kompresi yang lebih tinggi bisa saja diaplikasikan, namun pada penelitian-penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa rasio kompresi menengah ini adalah kompromi yang dilakukan supaya bisa menaikkan efisiensi *engine* dengan mempertimbangkan resiko akibat kerusakan mekanik. Pada penelitian dari Sudarmanta et al [5] menunjukkan bahwa bioetanol memiliki nilai kalor sekitar 60% lebih rendah dan nilai *Research Octane Number* (RON) yang lebih tinggi dari bahan bakar bensin. Parameter ini mengharuskan adanya rasio kompresi yang lebih tinggi, memerlukan tekanan yang lebih tinggi, dan memerlukan sinkronisasi antara waktu injeksi dan waktu pengapian. Untuk tujuan tersebut, maka dibutuhkan ECU (*Electronic Control Unit*) yang bisa diprogram untuk menyesuaikan antara waktu injeksi dan pengapian.

Pada penelitian ini, dilakukan sebuah pengujian pada sepeda motor Honda CB150R dengan menggunakan bahan bakar bioetanol 100% (E100). Karena bahan bakar yang dipakai adalah bioetanol, maka perlu dilakukan beberapa modifikasi pada

engine, yaitu pada ECU serta optimasi pada ruang bakarnya khususnya perubahan pada geometri piston. Oleh karena itu, pengujian pertama yang dilakukan pada penelitian ini adalah mencari durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat dengan cara mengubah-ubah pemetaannya untuk menghasilkan torsi maksimal pada setiap putaran dan rasio kompresi. Kemudian dilakukan pengujian kedua, yaitu pengujian *engine* Honda CB150R dengan variasi rasio kompresi 12:1, 12,5:1, dan 13:1 untuk mengetahui pengaruhnya pada unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R.

1.2 Perumusan Masalah

Otto cycle yang juga merupakan motor pembakaran dalam sejatinya menggunakan bahan bakar bensin (*gasoline*). Namun pada penelitian ini *gasoline* akan disubstitusi dengan bioetanol untuk dioperasikan pada *engine* Honda CB150R. Dengan penggantian *gasoline* ke bahan bakar bioetanol E100, diperlukan beberapa modifikasi pada *engine* seperti meningkatkan rasio kompresi ruang bakar, mengubah sistem pemasukan bahan bakar, serta waktu pengapian. Berikut adalah perumusan masalah pada penelitian ini.

1. Bagaimana cara meningkatkan rasio kompresi pada *engine* Honda CB150R?
2. Bagaimana pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100?
3. Bagaimana pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100?
4. Bagaimana pengaruh variasi rasio kompresi terhadap emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100?

1.3 Batasan Masalah

Pada penelitian ini terdapat beberapa batasan terkait dengan peralatan serta metode yang digunakan dalam penelitian ini. Beberapa batasan tersebut antara lain.

1. *Engine* yang digunakan pada penelitian ini adalah Honda CB150R dalam kondisi standar.
2. Bahan bakar yang digunakan yaitu bioetanol E100 (*RON* 109) serta bahan bakar Pertamina (*RON* 92) untuk pengambilan data acuan.
3. Parameter yang diubah adalah pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar pada kondisi MBT dan rasio kompresi mulai dari 12:1, 12,5:1, dan 13:1.
4. Putaran *engine* diatur pada 2000 hingga 8000 rpm dengan interval tiap 1000 rpm.
5. Pengujian dilakukan pada suhu ruangan ($20^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C}$).
6. Pengujian unjuk kerja *engine* menggunakan alat *Waterbrake Dynamometer* dengan metode *fully open throttle* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Jurusan Teknik Mesin ITS.
7. Hasil data yang diharapkan terdiri dari torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (*bmep*), konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*), efisiensi termal (η_{th}), dan hasil uji emisi.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah.

1. Untuk mengetahui cara meningkatkan rasio kompresi pada *engine* Honda CB150R.
2. Untuk mengetahui pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100.
3. Untuk mengetahui pengaruh variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100.

4. Untuk mengetahui pengaruh variasi rasio kompresi terhadap emisi gas buang *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E100.

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian yang merupakan pengembangan di bidang otomotif ini diharapkan bisa menjadi pengetahuan untuk menerapkan bahan bakar bioetanol di motor bensin serta menjadi referensi untuk pengembangan selanjutnya. Selain itu juga dalam upaya mengaplikasikan sumber-sumber energi alternatif untuk menggantikan bahan bakar minyak yang lambat laun akan habis.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori Pembakaran

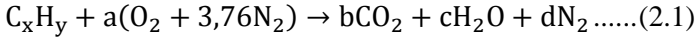
Secara teoritis, pembakaran dapat diartikan sebagai reaksi kimia berantai antara oksigen dengan elemen yang mudah terbakar (*combustible element*). Pembakaran adalah oksidasi bahan bakar secara cepat yang disertai dengan produksi panas dan cahaya [6]. Pelepasan panas dan cahaya ini ditandai dengan terbentuknya api. Pembakaran yang sempurna terjadi jika terdapat pasokan oksigen yang cukup, dan biasanya pembakaran dilakukan dengan udara berlebih untuk menjamin pembakaran yang sempurna. Hasil pembakaran utamanya adalah karbon dioksida dan uap air serta energi panas. Sedangkan hasil pembakaran yang lain adalah karbon monoksida (CO), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon yang tidak terbakar, serta unsur metalik seperti timbal (Pb), tergantung dari jenis bahan bakarnya.

Oksigen (O₂) sebagai elemen yang jumlahnya di bumi mencapai 20,9%, sangat memegang peranan dalam proses pembakaran. Sedangkan hampir 79% dari udara adalah nitrogen yang merupakan gas yang mengurangi efisiensi pembakaran karena nitrogen akan menyerap panas dari pembakaran dan akan meningkatkan volume gas buang. Nitrogen juga mengurangi transfer panas pada permukaan gas buang dan pada suhu pembakaran yang tinggi. Nitrogen dapat bereaksi dengan oksigen untuk membentuk senyawa nitrogen oksida (NO_x) yang merupakan polutan beracun [6].

2.1.1 Pembakaran Stoikiometri

Jika ketersediaan oksigen cukup, bahan bakar hidrokarbon akan teroksidasi secara menyeluruh. Karbon yang ada dalam bahan bakar akan diubah menjadi karbon dioksida (CO₂) dan hidrogen akan menjadi uap air (H₂O) [7]. Pembakaran yang demikian disebut dengan pembakaran stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu

bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut.



Dari persamaan diatas bisa dicari kesetimbangannya, yaitu.

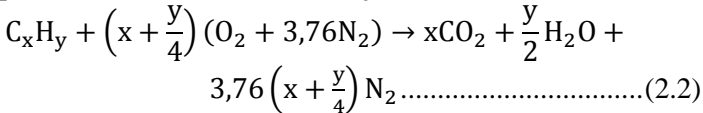
Kesetimbangan C : $x = b$

Kesetimbangan H : $y = 2c \rightarrow c = y/2$

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

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

Maka persamaan 2.1 diatas akan menjadi.



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah.

$$m_{O_2} = \frac{m_{atom\ O_2}}{m_{atom\ C_xH_y}} \times \% C_xH_y \text{ (kg/kg bahan bakar) } \dots\dots(2.3)$$

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

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{udara}}{m_{bahan\ bakar}} = \frac{(\sum n_i \bar{M}_i)_{udara}}{(\sum n_i \bar{M}_i)_{bahan\ bakar}} \dots\dots\dots(2.4)$$

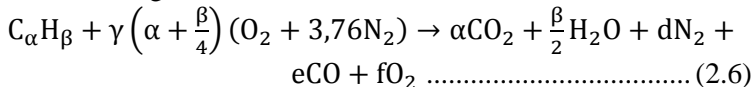
$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right)\bar{M}_{O_2} + 3,76\left(x + \frac{y}{4}\right)\bar{M}_{N_2}}{x\bar{M}_C + y\bar{M}_H} \dots\dots\dots(2.5)$$

Liu et al [8] telah meneliti bahwa rasio udara dengan bahan bakar stoikiometri (AFR atau A/F ratio) untuk bahan bakar bensin adalah sebesar 14,7:1. Namun Kawano [9] menyatakan bahwa besarnya rasio udara dan bahan bakar stoikiometri sangat bergantung pada komposisi bahan bakar hidrokarbon sehingga mempunyai rentangan 14,6:1 sampai dengan 15:1.

2.1.2 Pembakaran Non-stoikiometri

Mekanisme pembakaran dalam aplikasinya dituntut dapat berlangsung secara cepat, sehingga sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih. Hal ini dimaksudkan untuk

mengantisipasi kekurangan udara akibat proses pencampuran antara udara dan bahan bakar yang tidak sempurna. Pembakaran yang seperti ini disebut dengan pembakaran non-stoikiometri. Persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non-stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon C_xH_y dengan udara dapat dituliskan sebagai berikut.



Jadi intinya pembakaran dalam motor bakar ada tiga jenis menurut komposisi rasio antara udara dengan bahan bakar, yaitu:

1. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri
Campuran stoikiometri seperti yang telah dijelaskan sebelumnya untuk bensin memiliki rasio udara dan bahan bakar sebesar 14,7:1 untuk bahan bakar bensin. Pada proses pembakaran stoikiometri, perpindahan panas terjadi secara maksimum dengan panas minimum yang hilang. Hasil pembakaran berupa karbon dioksida (CO_2), uap air (H_2O), dan gas nitrogen (N_2).
2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin
Pada proses ini, massa udara akan lebih banyak dari campuran stoikiometri, jadi untuk bahan bakar bensin, rasio udara dan bahan bakar akan lebih besar dari 14,7:1. Pada campuran miskin terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya panas yang hilang karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa karbon dioksida (CO_2), uap air (H_2O), gas oksigen (O_2) dan gas nitrogen (N_2).
3. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya
Pada campuran kaya, massa udara akan lebih sedikit dari campuran stoikiometri, akibatnya perpindahan panas yang kurang optimal karena ada bahan bakar yang tidak terbakar. Hasil pembakaran berupa hidrokarbon yang tidak terbakar (HC), karbon monoksida (CO), karbon dioksida (CO_2), uap air (H_2O), dan gas nitrogen (N_2). Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O .

Pada pembakaran juga dikenal rasio ekivalen (λ). Berikut adalah persamaan untuk menentukan besarnya λ .

$$\lambda = \frac{(A/F)_{\text{aktual}}}{(A/F)_{\text{stoikiometri}}} \dots\dots\dots (2.7)$$

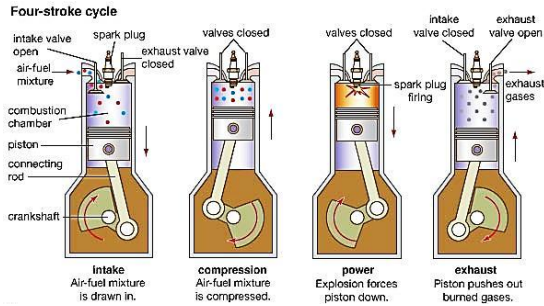
Besarnya λ untuk campuran stoikiometri adalah 1, untuk campuran miskin λ lebih besar dari 1 sedangkan untuk campuran kaya besarnya λ kurang dari 1.

2.2 Motor Pembakaran Dalam Otto Cycle

Otto cycle engine biasa disebut juga dengan motor bensin empat langkah atau *Spark Ignition Engine* (SIE) merupakan *engine* yang dioperasikan dengan penyalaan api oleh busi. Bahan bakar yang digunakan dalam *engine* ini utamanya adalah bahan bakar bensin (*gasoline*).

2.2.1 Prinsip Kerja Motor Bensin Empat Langkah

Motor bensin empat langkah memanfaatkan konversi energi dimana energi kimia dari bahan bakar diubah menjadi energi termal melalui proses pembakaran di dalam suatu ruang bakar kemudian diubah menjadi energi mekanis berupa gerak translasi piston dan kemudian diubah lagi menjadi energi mekanis dalam bentuk gerakan rotasi oleh poros engkol (*crankshaft*). Pada motor bensin 4 langkah satu siklus operasi diselesaikan dalam empat langkah dari piston atau dua putaran dari *crankshaft*. Setiap langkah adalah 180° putaran *crankshaft* sehingga seluruh *cycle* menjadi 720° putaran *crankshaft* [9]. Pada gambar 2.1 dijelaskan bahwa dalam siklus motor bensin empat langkah terdapat empat tahapan diantaranya langkah isap, langkah kompresi, langkah kerja, dan langkah buang.



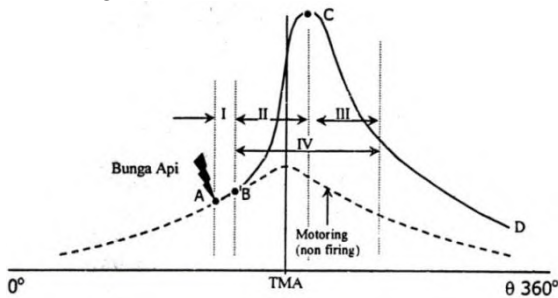
Gambar 2.1 Siklus Motor Bensin Empat Langkah

1. Langkah Isap (*Intake*)
Langkah isap dimulai saat piston bergerak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB). Pada langkah ini katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Campuran udara dan bahan bakar masuk melalui katup masuk akibat kevakuman di ruang bakar.
2. Langkah Kompresi (*Compression*)
Langkah kompresi dimulai saat kedua katup menutup dan piston mulai bergerak dari TMB ke TMA untuk menekan campuran bahan bakar dan udara yang telah masuk ke dalam silinder hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu supaya campuran bisa terbakar. Sesaat sebelum piston mencapai TMA, campuran udara dan bahan bakar yang terkompresi di dalam bagian *clearance* dinyalakan dengan bunga api listrik dari busi.
3. Langkah Kerja (*Expansion*)
Pada saat ini campuran bahan bakar dan udara yang terbakar pada tekanan yang tinggi akan menekan piston hingga ke TMB dan kedua katup masih menutup. Pada langkah ini tenaga didapatkan, piston bergerak ke TMB, tekanan dan temperatur turun.
4. Langkah Buang (*Exhaust*)
Sebelum piston mencapai TMB pada langkah kerja, katup buang terbuka sementara katup masuk masih menutup

kemudian piston mulai bergerak dari TMB ke TMA dan mendorong gas sisa hasil pembakaran keluar melalui katup buang. Pada akhir langkah buang, *crankshaft* telah selesai melakukan dua kali putaran dan siklus dari motor bensin empat langkah dimulai kembali dari langkah isap.

2.2.2 Tahapan Pembakaran pada Motor Bensin Empat Langkah

Tahapan pembakaran yang terjadi di ruang bakar pada motor bensin bisa dilihat dari grafik P- θ atau grafik antara tekanan di ruang bakar dengan sudut poros engkol seperti yang ditunjukkan oleh gambar dibawah ini.



Gambar 2.2 Grafik P- θ Aktual Motor Bensin Empat Langkah [9]

Keterangan:

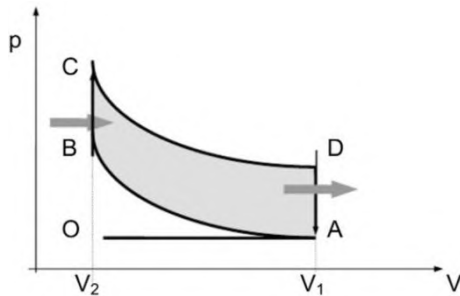
- I : *Ignition Lag*
- II : *Flame Propagation*
- III : *After Burning*
- IV : Durasi Efektif Pembakaran

Dari grafik diatas, bisa disimpulkan bahwa proses pembakaran pada motor bensin atau *Spark Ignition Engine* (SIE) dibagi dalam dua tahapan, yaitu:

1. Keterlambatan Pengapian (*Ignition Lag*)
Tahap pertama disebut *ignition lag* yang merupakan fase persiapan, ditunjukkan oleh garis antara titik A dan B. Pada

dasarnya saat *ignition lag* ini adalah pengembangan inti api atau proses kimiawi awal reaksi pembakaran dari percikan bunga api dengan campuran bahan bakar-udara yang berada di kedua ujung elektroda busi [9]. *Ignition lag* berlangsung sekitar 10° sampai 15° poros engkol dalam waktu $\pm 0,0015$ detik. *Ignition lag* terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi. Durasi *ignition lag* tergantung pada faktor-faktor berikut.

- a. Jenis dan kualitas dari bahan bakar.
 - b. Rasio campuran bahan bakar dan udara.
 - c. Temperatur dan tekanan awal.
 - d. Celah elektroda besi.
 - e. Turbulensi pembakaran didalam ruang bakar.
2. Pengembangan Api (*Flame Propagation*)
- Tahap kedua disebut *propagation of flame* dimana terjadi perubahan temperatur, tekanan, dan sifat bahan bakar akibat oksidasi. Perubahan tekanan terjadi disepanjang garis pembakaran (B-C). Pada gambar 2.2 diatas, titik C menunjukkan selesainya perjalanan api. Namun, pelepasan panas dari bahan bakar masih berlangsung meskipun tidak memberikan kenaikan tekanan di dalam silinder dikarenakan pada saat itu sudah terjadi proses ekspansi. Oleh karena itu, tahapan ini dikenal dengan istilah pembakaran lanjut (*after burning*). Durasi dari *flame propagation* dipengaruhi oleh faktor-faktor dibawah ini.
- a. Rasio bahan bakar dan udara.
 - b. Rasio kompresi *engine*.
 - c. Temperatur dan tekanan awal.
 - d. Beban motor.
 - e. Turbulensi pembakaran.
 - f. Kecepatan motor.
 - g. Ukuran motor.



Gambar 2.3 Grafik P-V Aktual Siklus Otto

Gambar diatas adalah grafik tekanan (P) terhadap volume (V) pada motor bensin siklus Otto. V_1 pada grafik diatas menunjukkan volume silinder pada saat TMB, dan V_2 menunjukkan volume silinder pada saat TMA. Proses termodinamika yang terjadi antara lain:

1. Proses O-A, udara diisap masuk ke dalam silinder, volume berubah dari V_2 menjadi V_1 .
2. Proses A-B, gas dikompresi dari V_1 ke V_2 tekanan naik dari P_A menjadi P_B .
3. Proses B-C, terjadi proses pembakaran (dari percikan api busi). Pada proses ini volume dijaga konstan, sehingga tekanan dan temperatur naik.
4. Proses C-D, gas berekspansi secara adiabatik, melakukan kerja.
5. Proses D-A, kalor dilepas dan tekanan turun pada volume konstan.
6. Proses A-O, akhir proses gas sisa dikeluarkan.

2.3 Parameter Unjuk Kerja pada Motor Pembakaran Dalam

Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan

faktor lingkungan. Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja pada motor pembakaran dalam adalah torsi, daya (*brake horse power, bhp*), tekanan efektif rata-rata (*brake mean effective pressure, bmep*), konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption, sfc*), dan efisiensi termal (η_{th}).

2.3.1 Torsi

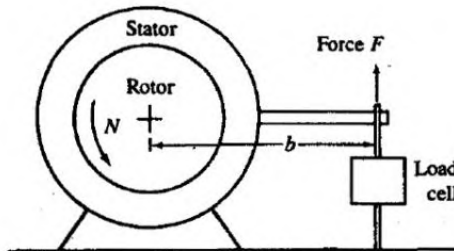
Torsi adalah parameter unjuk kerja *engine* dalam menghasilkan kerja. Torsi merupakan hasil perkalian gaya tangensial dengan panjang lengan sehingga nantinya torsi memiliki satuan Nm (SI) atau lb.ft (British). Berikut adalah rumus untuk menghitung nilai torsi dari suatu *engine*.

$$\text{Torsi} = T = F \cdot b \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana:

F : gaya tangensial

b : lengan gaya *waterbrake*



Gambar 2.4 *Waterbrake Dynamometer* [7]

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh *engine* akan terbaca pada *display waterbrake dynamometer*. Nilai torsi yang didapatkan ini masih dalam satuan kgf.m sehingga dibutuhkan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan SI. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah.

$$X = \text{faktor konversi} = \left[\frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \right] \dots\dots\dots (2.9)$$

2.3.2 Daya (Brake Horse Power, bhp)

Daya motor merupakan daya yang diberikan ke poros penggerak oleh motor per satuan waktu. Besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$bhp = T \times \omega \dots\dots\dots(2.10)$$

$$bhp = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \text{ (Watt)} \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana:

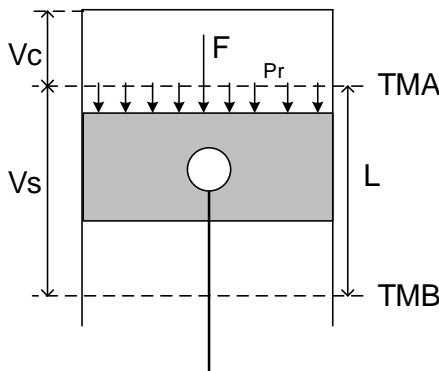
bhp : daya (Watt)

T : torsi (Nm)

n : putaran poros *engine* (rps, rev/s)

2.3.3 Tekanan Efektif Rata-rata (Brake Mean Effective Pressure, bme_p)

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam ruang bakar akan menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga piston terdorong ke TMB dan melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston. Bila diambil tekanan konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut disebut sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Gaya dari tekanan yang bekerja pada piston dapat diilustrasikan dengan gambar di bawah ini.



Gambar 2.5 Gaya-gaya yang Bekerja pada Piston

Gaya yang bekerja mendorong piston ke bawah.

$$F = P_r \cdot A \dots\dots\dots (2.12)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB.

$$W = F \cdot L = (P_r \cdot A) \cdot L \dots\dots\dots (2.13)$$

Daya (kerja per satuan waktu).

Jika poros engkol berputar n rpm, maka dalam 1 menit akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja.

Dimana $\frac{n}{z}$ ($\frac{\text{siklus}}{\text{sekon}}$); $z = 1$ (dua langkah), 2 (empat langkah)

Daya tiap silinder adalah.

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \dots\dots\dots (2.14)$$

Daya motor sejumlah “ i ” silinder adalah.

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \dots\dots\dots (2.15)$$

Jika $N = \text{bhp}$ dan $P_r = \text{bmep}$, maka.

$$\text{bmep} = \frac{(\text{bhp} \times z)}{(A \times L \times n \times i)} \text{ (Pa)} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m^2)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran *engine* (rps)

z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

2.3.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*Specific Fuel Consumption, sfc*)

Merupakan banyaknya pemakaian bahan bakar oleh suatu *engine* yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan daya. *Specific fuel consumption* (sfc) juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang digunakan oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Besarnya *specific fuel consumption* dapat dihitung dengan persamaan:

$$\text{sfc} = \frac{\dot{m}_{\text{bb}}}{\text{bhp}} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana:

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

bhp : daya (Watt)

Pada pengujian standar, massa bahan bakar dapat dicari dengan menggunakan persamaan.

$$m_{bb} = \rho_{bb} \cdot \text{Volume}_{bb} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\rho_{bb} = SG_{bb} \cdot \rho_{H_2O} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \dots\dots\dots(2.19)$$

2.3.5 Efisiensi Termal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor [9].

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \cdot 100\% \dots\dots\dots(2.20)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu (t), maka.

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{(\text{panas yang diberikan/waktu})} \cdot 100\% \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana:

Kerja/waktu : daya (bhp)

Panas yang diberikan : nilai kalor. massa bahan bakar = $Q \cdot \dot{m}_{bb}$

Sehingga.

$$\eta_{th} = \frac{\text{bhp}}{Q \cdot \dot{m}_{bb}} \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana:

sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

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

Q : nilai kalor bawah dari bahan bakar yang digunakan (J/kg)

2.4 Bahan Bakar

Motor bensin dirancang dengan menggunakan bahan bakar *gasoline*. Bahan bakar *gasoline* adalah fraksi *petroleum* yang paling ringan. Semua material yang mempunyai titik didih dibawah 200°C digolongkan sebagai *gasoline* (bensin). Bensin sendiri adalah campuran sejumlah hidrokarbon (lebih dari 40 macam hidrokarbon). Bensin mempunyai *specific gravity* sekitar

0,74, panas penguapan sebesar 289 kJ/kg dan nilai LHV 42,9 MJ/kg dan inilah yang biasanya digunakan pada *Spark Ignition Engine*. Karakteristik bahan bakar pada mesin bensin antara lain.

1. Densitas

Massa jenis adalah suatu angka yang menyatakan massa per satuan volume suatu bahan bakar, sedangkan *specific gravity* adalah perbandingan massa dari bahan bakar pada temperatur tertentu terhadap air pada volume dan temperatur yang sama. Bahan bakar umumnya mempunyai *specific gravity* antara 0,74 dan 0,96 dengan kata lain bahan bakar minyak lebih ringan daripada air. Di Amerika, *specific gravity* umumnya dinyatakan dengan satuan yang lain yaitu *API Gravity (American Petroleum Institute Gravity)* dengan cara perhitungannya adalah sebagai berikut.

$$\text{SG terhadap air} = \frac{\text{Densitas bahan bakar}}{\text{Densitas air}} \dots\dots\dots (2.23)$$

Sementara hubungan nilai *specific gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut.

$$\text{API gravity} = \left(\frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} \right) - 131.5 \dots (2.24)$$

2. Viskositas

Viskositas terkait dengan tahanan yang dimiliki fluida yang dialirkan dalam pipa kapiler terhadap gaya gravitasi, biasanya dinyatakan dalam waktu yang diperlukan untuk mengalir pada jarak tertentu. Jika viskositas semakin tinggi, maka tahanan untuk mengalir akan semakin tinggi sehingga atomisasi menjadi kurang baik. Sebaliknya jika viskositas rendah, maka potensi keausan pada saluran injeksi akan semakin cepat.

3. Bilangan Oktan

Sifat pembakaran bahan bakar biasanya diukur dengan angka oktan. Angka oktan merupakan ukuran kecenderungan bahan bakar bensin untuk mengalami karakteristik pembakaran (utamanya *knocking*) yang sama dengan campuran iso-oktana dan n-heptana. Makin tinggi angka oktan, maka kecenderungan mengalami *knocking* makin berkurang dan

makin tinggi kemampuannya untuk digunakan pada kompresi rasio yang lebih tinggi.

4. Titik Nyala (*Flash Point*)

Titik nyala adalah suatu angka yang menyatakan temperatur terendah dari bahan bakar minyak atau gas dimana akan timbul penyalaan api sesaat apabila pada permukaan minyak tersebut didekatkan pada nyala api. *Flash point* mengindikasikan tinggi rendahnya volatilitas dan kemampuan untuk terbakar dari suatu bahan bakar.

5. Titik Tuang (*Pour Point*)

Titik tuang adalah suatu angka yang menyatakan suhu terendah dari bahan bakar minyak dimana minyak tersebut masih dapat mengalir karena gaya gravitasi. Titik tuang merupakan ukuran daya atau kemampuan bahan bakar pada temperatur rendah, yang berarti bahwa kendaraan dapat menyala pada temperatur rendah karena bahan bakar masih dapat mengalir.

6. Nilai Kalor

Nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan oksigen atau udara. Nilai kalor dinyatakan dalam dua besaran, yakni, nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam fase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam fase uap). Nilai kalor atas diuji dengan menggunakan *bomb calorimeter*. Sedangkan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini.

$$\text{NKB} = \text{NKA} - \left(\frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{sample}}} \cdot \text{LH} \right) \dots\dots\dots (2.25)$$

7. Panas Penguapan Laten

Panas penguapan laten yang tinggi dapat mendinginkan udara masukan sehingga nilai densitas naik dan memungkinkan lebih banyak volume udara masukan. Hal tersebut membentuk campuran bahan bakar-udara yang lebih

misalnya sehingga mengurangi kadar CO pada gas buangnya sebagai hasil pembakaran yang lebih sempurna, serta mendinginkan temperatur pembakaran sehingga menurunkan kecenderungan terjadinya *autoignition*.

8. Kestabilan Kimia dan Kebersihan Bahan Bakar

Saat temperatur tinggi, sering terjadi polimer yang berupa endapan-endapan *gum* (getah) pada bahan bakar. Hal ini memiliki pengaruh yang 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, senyawa ini antara lain: senyawa belerang, nitrogen, oksigen, dan lain-lain.

2.4.1 Karakteristik Bahan Bakar *Gasoline*

Tabel 2.1 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar *gasoline* yang mempunyai angka oktan 92 atau setara dengan Pertamina.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar *Gasoline* [4],[8],[10]

<i>Property</i>	<i>Gasoline</i>
<i>Chemical formula</i>	C5-C11
<i>Molar mass (g/mol)</i>	102.5
C (% wt)	86.5
H (% wt)	13.5
O (% wt)	0
<i>Density (kg/m³)</i>	740
<i>Research octane number (RON)</i>	92
<i>Flash point (°C)</i>	-40
<i>Boiling point at 1 bar (°C)</i>	25-215
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	42.9
<i>Latent heat of vaporization (kJ/kg)</i>	289
<i>Stoichiometric ratio</i>	14.7
<i>Laminar flame speed (m/s), $\lambda=1$</i>	0.28

2.4.2 Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol

Tabel 2.2 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar bioetanol dengan angka oktan sebesar 109.

Tabel 2.2 Karakteristik Bahan Bakar Bioetanol [4],[8],[10]

<i>Property</i>	<i>Bioethanol</i>
<i>Chemical formula</i>	C ₂ H ₅ OH
<i>Molar mass (g/mol)</i>	46.07
<i>C (% wt)</i>	52.2
<i>H (% wt)</i>	13.1
<i>O (% wt)</i>	34.7
<i>Density (kg/m³)</i>	794
<i>Research octane number (RON)</i>	109
<i>Flash point (°C)</i>	13
<i>Boiling point at 1 bar (°C)</i>	79
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	26.95
<i>Latent heat of vaporization (kJ/kg)</i>	854
<i>Stoichiometric ratio</i>	9
<i>Laminar flame speed (m/s), λ=1</i>	0.40

Menurut Jeuland et al [4], terdapat beberapa sifat yang menjadikan bioetanol bisa digunakan di motor bensin antara lain.

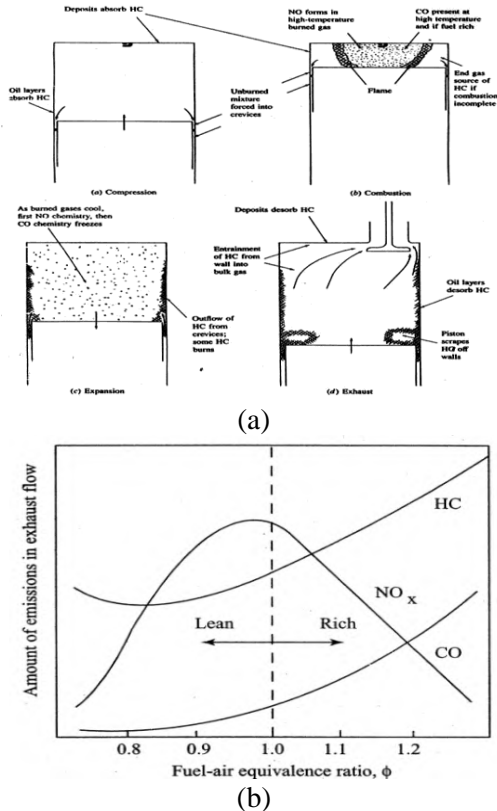
1. Angka oktan tinggi, mempunyai ketahanan yang kuat terhadap detonasi. Mengoptimalkan unjuk kerja *engine* akibat peningkatan rasio kompresi dan *ignition timing*.
2. Densitasnya hampir sama dengan bensin.
3. Kandungan oksigen dalam rumus kimianya membuat campuran bahan bakar dan udara lebih homogen, penurunan emisi HC dan CO.
4. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat pendinginan pada udara masukan, sehingga efisiensi volumetris akan lebih baik.

Disisi lain, terdapat beberapa kekurangan, antara lain:

1. Oksigen yang ada membuat LHV bahan bakar rendah, sehingga konsumsi bahan bakar meningkat.
2. Kalor penguapan laten yang tinggi membuat *engine* susah menyala pada kondisi dingin.
3. Etanol larut dengan air, yang bisa menyebabkan masalah *demixing* ketika dicampur dengan hidrokarbon.
4. Kandungan oksigen yang tinggi membuat etanol memiliki kemampuan untuk mengoksidasi. Hal ini merupakan masalah untuk material logam serta polimer.
5. Pembakaran etanol menyebabkan emisi aldehid yang memiliki dampak negatif pada kesehatan.

2.5 Pencemaran Udara

Pencemaran udara adalah masuknya akumulasi sesuatu benda ke udara yang konsentrasinya cukup untuk dapat menghasilkan gangguan pada manusia, binatang, tanaman atau material lainnya. Bahan-bahan pencemar tersebut biasa juga disebut dengan polutan. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan yang diemisikan langsung dari sumbernya ke atmosfer [12]. Contoh polutan primer adalah sulfur oksida (SO_x), nitrogen oksida (NO_x), hidrokarbon (HC), dan karbon monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan-polutan yang terbentuk di udara dari interaksi antara dua atau lebih polutan primer atau reaksi di dalam kondisi atmosfer, dengan atau tanpa bantuan dari sinar matahari [12], contohnya ozon (O_3) dan peroksi asetil nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical*, atau oksidasi.



Gambar 2.6 (a) Mekanisme Terbentuknya Polutan. (b) Emisi Gas Buang Terhadap *Fuel Air Equivalent Ratio* [12]

Dari Gambar 2.6 dapat diketahui mekanisme terbentuknya polutan pada ruang bakar dan pengaruh *equivalent ratio* terhadap emisi gas buang. Penyebab utama dari terbentuknya polutan ini adalah karena pembakaran yang tidak sempurna dalam ruang bakar, sehingga menghasilkan deposit hidrokarbon di antara silinder dengan dinding ruang bakar. Gas NO terbentuk ketika temperatur tinggi, sedangkan gas CO terbentuk ketika temperatur tinggi dan bahan bakar lebih kaya

daripada udara (Gambar 2.6 (a)). Sedangkan jika *equivalent ratio* semakin besar (campuran kaya) akan menghasilkan gas CO dan hidrokarbon lebih besar daripada campuran miskin (Gambar 2.6 (b)). Meskipun suatu *engine* sudah melakukan pembakaran yang sesuai, perlu juga ada analisa terhadap emisi gas buangnya yang dipengaruhi oleh rasio kompresi. Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

2.5.1 Hidrokarbon tidak terbakar (HC)

Hidrokarbon terjadi akibat bahan bakar yang tidak terbakar kemudian keluar begitu saja. Sebab terjadinya hidrokarbon (HC) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga HC dapat keluar melalui saluran pembuangan.

2.5.2 Karbon Monoksida (CO)

Pada pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada di dalam bahan bakar tidak terbakar dan keluar bersama-sama dengan gas buang. 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 membentuk karbon monoksida dan oksigen.

2.5.3 NO_x

Diantara berbagai jenis oksida nitrogen yang ada di udara, nitrogen dioksida (NO₂) merupakan gas yang paling beracun. Percobaan pada manusia menyatakan bahwa kadar NO₂

sebesar 250 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ dan 500 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ dapat mengganggu fungsi saluran pernafasan pada penderita asma dan orang sehat.

2.5.4 SO_x

Belerang Oksida atau SO_x yang terdapat pada minyak bumi terdiri atas gas SO_2 dan gas SO_3 yang keduanya memiliki sifat berbeda. Gas SO_2 berbau tajam dan tidak mudah terbakar, sedangkan gas SO_3 mudah beraksi dengan uap di udara untuk membentuk asam sulfat. Asam sulfat ini bersifat sangat reaktif dan memiliki banyak dampak negatif di antaranya korosif, beracun, dan selalu mengikat oksigen untuk mencapai fasa kestabilan gasnya, serta menimbulkan gangguan sistem pernafasan.

2.6 Rasio Kompresi

Rasio kompresi yang lebih tinggi dapat menaikkan tekanan dan temperatur media kerja serta menurunkan konsentrasi gas buang. Kondisi ini akan mengurangi *ignition lag* pembakaran dan *ignition advance* dapat dikurangi. Sudut pembakaran total menjadi berkurang, tekanan maksimum *bmep* indikasi juga akan naik, dan akan menaikkan rasio *surface* ke volume dari ruang bakar, yang berarti menaikkan bagian dari campuran dimana pada fase *afterburn* pada tahap ketiga. Rasio kompresi mesin yang meningkat dapat berpengaruh pada peningkatan unjuk kerja mesin dan konsumsi bahan bakar menurun. Namun kenaikan rasio kompresi perlu dijaga karena akan mengakibatkan kenaikan temperatur sehingga menimbulkan terjadinya detonasi pada motor [9]. Berikut adalah perumusan untuk rasio kompresi.

$$\begin{aligned} \text{CR} &= \frac{V_T}{V_c} \\ \text{CR} &= \frac{V_L + V_c}{V_c} \\ \text{CR} &= 1 + \frac{V_L}{V_c} \dots\dots\dots(2.26) \end{aligned}$$

Dimana :

V_L : volume langkah, yaitu $\frac{\pi}{4} \times D^2 \times S$, dengan D adalah diameter silinder dan S adalah panjang langkah (*stroke*) piston

V_c : volume ruang bakar (volume *clearance*)

Ada pertimbangan yang harus diperhatikan untuk dapat meningkatkan unjuk kerja *engine* dengan pengaruh rasio kompresi yaitu nilai oktan (*octane number*) dan bahan bakar yang digunakan pada *engine* tersebut. Apabila *octane number* yang digunakan tidak sesuai atau lebih rendah dari rasio kompresi maka akan terjadi *pre-ignition* dimana bahan bakar akan terbakar dengan sendirinya tanpa dipengaruhi bunga api dari busi sehingga memungkinkan terjadinya detonasi. Berikut adalah tabel yang menjelaskan hubungan antara *octane number* dengan rasio kompresinya.

Tabel 2.3. Hubungan Antara Rasio Kompresi dengan Angka Oktan

Rasio Kompresi	Angka Oktan yang Dianjurkan	
	Minimum	Maksimum
8:1	87	92
9:1	89	96
10:1	92	100
11:1	96	102
12:1	100	108

Banyak cara yang bisa dilakukan untuk memperbesar rasio kompresi. Beberapa diantaranya adalah mengubah geometri piston. Bagian atas piston diberi tonjolan (*dome*) sehingga volume ruang bakar menjadi berkurang akibat adanya *dome* ini. Cara yang kedua adalah memapras *cylinder head*. Cara ini mudah namun perlu dipertimbangkan tinggi *lift* pada kedua katup supaya katup tidak menabrak bagian atas piston. Cara yang ketiga adalah dengan mengganti *packing/gasket* dengan yang lebih tipis. Cara ini dilakukan untuk memperkecil volume ruang bakar juga, namun perubahan yang terjadi sangat kecil. Cara yang keempat

adalah memperkecil *deck clearance*. *Deck clearance* adalah jarak antara sisi atas blok silinder dengan sisi atas piston saat posisi TMA. Dengan memperkecil *deck clearance* maka piston seolah-olah akan semakin naik ketika TMA akibatnya volume *clearance* akan semakin kecil.

Pada penelitian ini dilakukan penghitungan terlebih dahulu pada ruang bakar sehingga bisa diketahui berapa volume *clearance* dan bagaimana desain dari *dome* (tonjolan) pada bagian atas piston supaya rasio kompresi bisa meningkat. Langkah pertama yang dilakukan adalah menghitung volume *clearance* melalui volume silinder dengan besar rasio kompresi awal (11:1). Setelah volume *clearance* diketahui, maka penambahan volume *dome* piston yang diperlukan bisa dihitung untuk mencapai rasio kompresi terbesar dalam pengujian (13:1). Langkah selanjutnya adalah merancang geometri *dome* piston, kemudian dilakukan penggantian piston standar ke piston mentah yang dibentuk ulang bagian atasnya sesuai dengan desain *dome* piston yang telah dibuat. Untuk variasi kompresi yang lain dilakukan penambahan tebal *packing/gasket* sehingga volume ruang bakar menjadi lebih besar dan akan membuat rasio kompresi menurun dari 13:1 ke 12,5:1, 12:1. Berikut adalah penghitungan yang dilakukan untuk meningkatkan rasio kompresi *engine*.

1. Penghitungan Volume *Clearance*

Volume *clearance engine* CB150R untuk rasio kompresi 11:1 bisa dihitung melalui persamaan 2.26, sedangkan volume langkah bisa dicari melalui persamaan berikut ini.

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \dots\dots\dots(2.27)$$

2. Penghitungan Volume *Dome* Piston

Dome piston dirancang untuk mencapai rasio kompresi sebesar 13:1. Berikut ini adalah penghitungan volume *clearance* untuk CR 13:1 ($V_{C(CR=13)}$) dan volume *dome* piston.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{C(CR=13)}} \dots\dots\dots(2.28)$$

maka besar volume *dome* piston adalah.

$$V_{\text{dome}} = V_c - V_{c(\text{CR}=13)} \dots\dots\dots (2.29)$$

3. Penentuan Tebal *Packing*

Setelah *dome* piston dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1, dan 12:1 diperlukan penambahan *packing*. Berikut ini adalah contoh penghitungan tebal *packing* untuk CR 12,5:1. Besarnya volume *clearance* untuk rasio kompresi 12,5:1 didapat dari persamaan berikut.

$$\text{CR} = 1 + \frac{V_L}{V_{c(\text{CR}=12,5)}} \dots\dots\dots (2.30)$$

Dari besar volume *clearance*, bisa didapatkan volume *packing* dari pengurangan antara volume *clearance* saat CR=12,5 dengan saat CR=13, maka.

$$V_{\text{packing}(\text{CR}=12,5)} = V_{c(\text{CR}=12,5)} - V_{c(\text{CR}=13)} \dots\dots (2.31)$$

Dehingga tebal *packing* untuk CR=12,5 adalah.

$$V_{\text{packing}(\text{CR}=12,5)} = \frac{\pi}{4} \cdot (D)^2 \cdot t_{\text{packing}(\text{CR}=12,5)} \dots (2.32)$$

$$t_{\text{packing}(\text{CR}=12,5)} = \frac{V_{\text{packing}(\text{CR}=12,5)}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D)^2}$$

Penghitungan diatas diulangi lagi untuk rasio kompresi 12:1.

2.7 Engine Control Unit

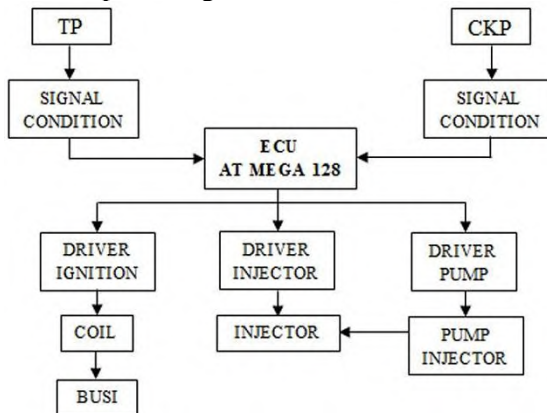
Engine Control Unit (ECU) adalah alat kontrol elektronik yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian aktuator pada motor pembakaran dalam, seperti *ignition* dan *injection*. Sistem ini terdiri dari beberapa sensor, seperti *throttle position sensor* (TP), *intake air temperature sensor* (IAT), *engine coolant temperature sensor* (ECT), *manifold air pressure sensor* (MAP), *crankshaft position sensor* (CKP). Pada sistem ini terdapat *Engine Control Unit* yang mengatur *injection* dan *ignition timing*. Sistem kontrol ini terdiri dari beberapa sensor, yang mendeteksi kondisi mesin, untuk kemudian mengkalkulasi volume injeksi (lamanya injeksi) sesuai dengan sinyal-sinyal (data) dari sensor-sensor yang mengontrol injeksi bahan bakar, serta mengatur waktu pengapian

Sensor-sensor ini mendeteksi volume udara masuk, temperatur udara, percepatan, penurunan kecepatan, posisi sudut

crankshaft, dan gas sisa pembakaran. Sensor-sensor tersebut mengirimkan sinyal ke ECU. Kemudian ECU menentukan lamanya injeksi yang tepat dan mengirimkan sinyal ke injektor. Injektor menginjeksikan bahan bakar ke *intake manifold* sesuai dengan sinyal ini. Volume injeksi tergantung dari lamanya sinyal dari ECU. Selain itu, ECU juga mengatur waktu pengapian berdasarkan putaran mesin.

Berdasarkan penelitian oleh Gurnito [11] dalam penelitiannya mengembangkan ECU SUMI-IT, secara garis besar alur kerja dari sebuah ECU terbagi ke dalam tiga langkah utama:

1. **Input**-Pengambilan data lingkungan sekitar kendaraan oleh sensor-sensor yang terpasang dalam kendaraan.
2. **Proses**-Analisa dan kalkulasi data input oleh mikrokomputer yang mana hasil kalkulasi akan menjadi dasar pengambilan keputusan dalam kondisi operasional mesin.
3. **Output**-Keluaran dari hasil proses berupa perintah kepada bagian tertentu mesin untuk melakukan sesuatu, sesuai hasil dari kalkulasi pada langkah sebelumnya. ECU dibentuk oleh banyak komponen yang berbeda-beda, tergantung kepada fitur yang dimiliki oleh ECU tersebut. Secara garis besar dapat dilihat pada diagram alur ECU berikut ini.



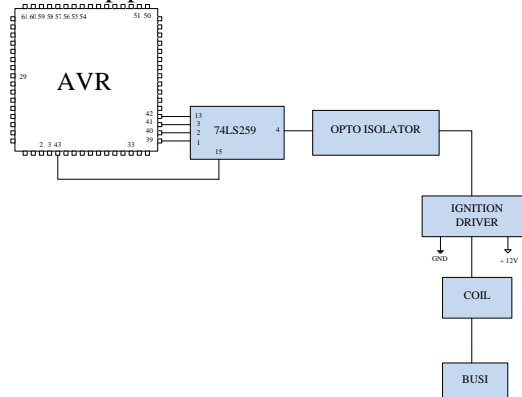
Gambar 2.7 Diagram Alir *Electronic Control Unit*

Kelebihan:

1. *Programmable* :
 - Waktu Injeksi
 - Waktu Pengapian
 - Konsumsi bahan bakar
 - Monitoring kondisi operasional *engine* (putaran, suhu, kecepatan)
2. Menggunakan *tuning software* Versatile Engine Management System (VEMS) yang bersifat *opensource*.
3. Hasil *setting* bisa disimpan dan dibuka kembali dalam bentuk *log file*.

2.7.1 Ignition Block Diagram

Ignition system/sistem pengapian pada ECU SUMI-IT mengondisikan sinyal input dari *variable reluctance (pulser, CKP)* untuk kemudian diolah menggunakan *mapping* oleh *software* VEMS, sehingga memungkinkan waktu pengapian yang optimal untuk setiap putaran mesin.



Gambar 2.8 Blok Diagram Skematik Sistem Pengapian ECU SUMI-IT

Keterangan :

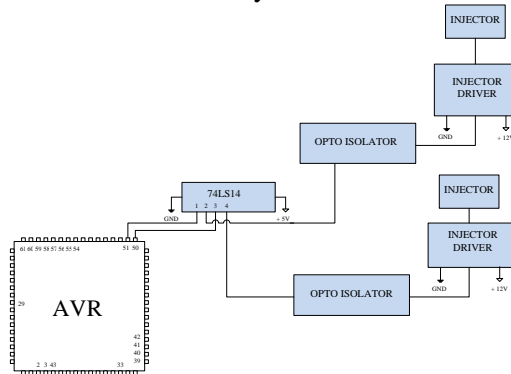
- 74LS259 adalah *decoder* 4 bit ke 8 bit yang berfungsi untuk menerjemahkan sinyal dari AVR ke sinyal *ignition* 1 – 8

silinder pengapian (Pada mesin ini sinyal *ignition output* yang digunakan hanya 1 sinyal *ignition output*).

- Opto isolator adalah isolator sinyal tegangan 5 Volt ke 12 Volt *ignition driver*.

2.7.2 Injection Block Diagram

Injection system/sistem injeksi pada ECU SUMI-IT mengondisikan volume bahan bakar yang disemprotkan melalui injektor dengan variasi lama pembukaan solenoid yang terdapat pada injektor, semakin lama injektor terbuka, dengan tekanan yang sama oleh pompa bahan bakar, maka volume bahan bakar disemprotkan akan semakin banyak.

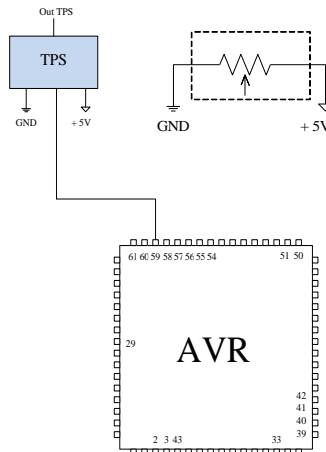


Gambar 2.9 Blok Diagram Skematik Sistem Penginjeksian Bahan Bakar ECU SUMI-IT

Keterangan :

- 74LS14 adalah IC yang berfungsi sebagai *submit trigger* sinyal dari AVR dan juga berfungsi sebagai penguat sinyal *driver injector*.
- Opto isolator untuk mengisolasi sinyal *driver* dari tegangan sinyal 5 Volt ke tegangan *driver* 12 Volt
- *Injector driver* adalah suatu rangkaian elektronik integrasi yang berfungsi sebagai *trigger* penguat dan *amplifier* untuk memberikan sinyal pada injektor ON/OFF.

2.7.3 Sensor TP Block Diagram



Gambar 2.10 Blok Diagram Skematik *Throttle Position Sensor* ECU SUMI-IT.

Keterangan:

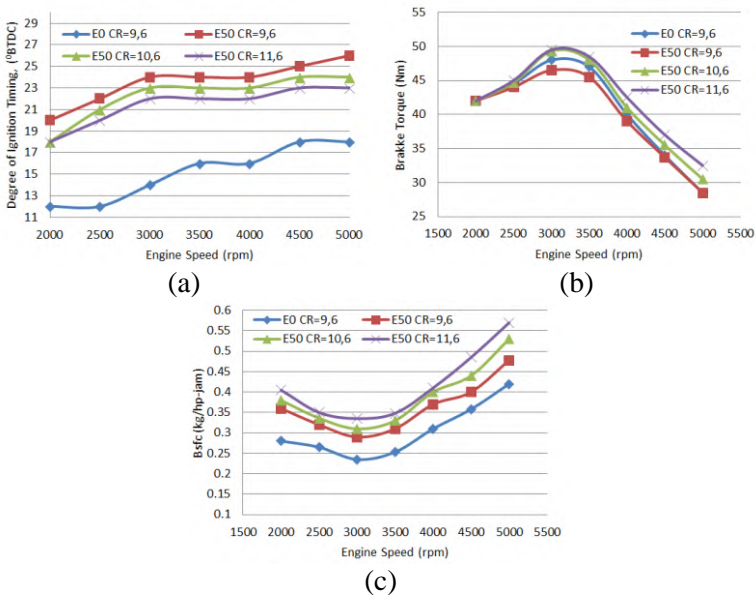
- Sensor TP adalah sensor yang bekerja sebagai pembaca level posisi *throttle*. Sensor ini berfungsi sebagai penanda seberapa besar pembukaan udara yang masuk pada *manifold*.
- Sensor ini bekerja pada tegangan 0-5 Volt, ketika *intake manifold* membuka 100% tegangan pada output TP \pm 5 Volt sedangkan pada pembukaan *intake* 0 % tegangan output TP \pm 0 Volt (*intake manifold* tertutup penuh).

2.8 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu terkait dengan variasi rasio kompresi pada motor bakar dan pemakaian bioetanol adalah sebagai berikut:

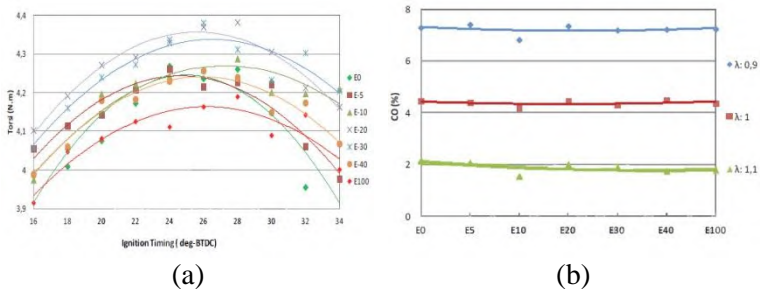
1. Sudarmanta et al [13] dalam penelitiannya di *engine* Sinjai 650 cc dua silinder dilakukan variasi pada rasio kompresi dari 9,6:1, 10,6:1, dan 11,6:1, dengan bahan bakar campuran E50 mulai dari putaran mesin 2000 rpm hingga 5000 rpm dengan

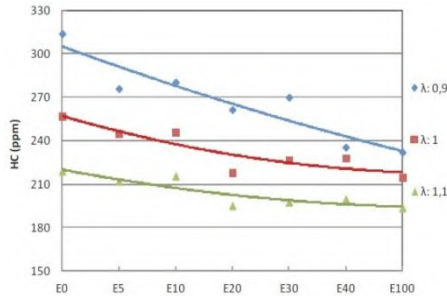
kenaikan 500 rpm. *Ignition timing* diatur seminimal mungkin untuk *Maximum Best Torque (MBT)*. Hasil penelitian adalah E0 memiliki derajat pengapian antara 12° - 18° BTDC, sedangkan pada E50 dengan CR yang lebih besar, derajat pengapian akan diperlambat untuk menghindari detonasi. Torsi tertinggi pada 3000 rpm, E50, CR 11,6 sebesar 49,58 Nm naik 3,68% dari E0 dengan CR 9,6 sedangkan E50 dengan CR 9,6 akan menurunkan torsi sebesar 4,12% dari E0 dengan CR 9,6. Bscf minimum masih terdapat pada bahan bakar E0 dengan rasio kompresi 9,6 karena pada campuran E50, *LHV* yang ada pada bioetanol terlalu kecil dibandingkan bensin, yang menyebabkan bscf dari campuran E50 pada semua rasio kompresi nilainya masih lebih besar dari E0. Berikut adalah grafik yang menjelaskan data yang didapatkan.



Gambar 2.11 (a) Grafik pemetaan durasi injeksi pada kondisi MBT (b) Grafik torsi terhadap rpm. Dan (c) Grafik bscf terhadap rpm [13].

2. Setiawan [14] pada disertasinya tahun 2012 mengkaji pengaruh etanol pada premium terhadap karakteristik pembakaran di motor bensin injeksi. Pada penelitian ini dicari terlebih dahulu *advance ignition timing* dengan metode MBT untuk masing-masing bahan bakar dengan torsi awal 4 Nm, 4000 rpm, dan $\lambda=1$. Didapatkan bahan bakar E0 akan menghasilkan torsi maksimal pada ignition timing sebesar 24° , sedangkan pada E100 torsi maksimal ada pada 28° . Kenaikan waktu pengapian berbanding lurus dengan kenaikan angka oktan bahan bakar karena semakin tinggi angka oktan akan semakin tahan terhadap knocking. Dari emisi gas buangnya, kadar CO berkurang saat etanol ditambahkan pada premium. Rata-rata penurunan CO karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 1,2%, 2,0%, dan 14,4% dibandingkan bahan bakar E0 untuk $\lambda=0,9, 1,0$, dan 1,1. Sedangkan penurunan kadar HC karena penambahan etanol pada premium (E5 sampai dengan E40) masing-masing sebesar 17,4%, 10,6%, dan 7,7% dibandingkan bahan bakar E0 untuk masing-masing $\lambda = 0,9, 1,0$ dan 1,1. Namun dari hasil emisi, bisa ditarik kesimpulan bahwa pengaruh kekayaan campuran lebih dominan untuk menurunkan CO dan HC dibandingkan dengan penambahan etanol, dimana penambahan udara pembakaran lebih besar dibandingkan dengan ketersediaan molekul oksigenat yang terkandung dalam etanol. Gambar 2.12 akan menjelaskan hasil penelitian yang didapat.

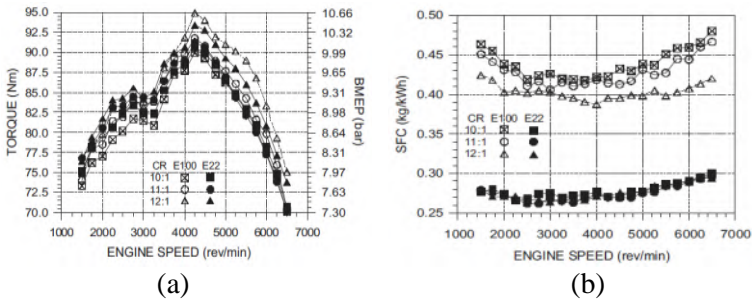




(c)

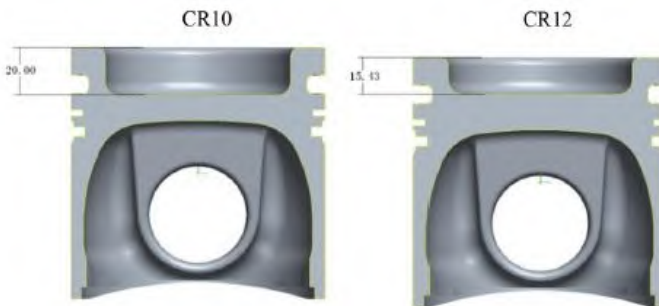
Gambar 2.12 (a) Grafik *mapping ignition timing* pada kondisi MBT (b) Grafik emisi CO yang dihasilkan pada setiap jenis bahan bakar. Dan (c) Grafik emisi HC yang dihasilkan pada setiap jenis bahan bakar [14].

- Costa dan Sodr  [15] pada penelitiannya di *engine* empat silinder *inline* dengan variasi rasio kompresi sebesar 10:1, 11:1, dan 12:1, bahan bakar yang dipakai adalah campuran E22 dan E100. Hasil penelitian menyatakan kenaikan CR menyebabkan kenaikan bmep, sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin tinggi. Torsi tertinggi pada E100 dengan CR 12, 4250 rpm, naik sebesar 1,6% dibandingkan E22. Pada putaran rendah, torsi dan bmep pada E22 dengan CR 12 akan lebih besar dari E100. E22 menghasilkan sfc 37,5% lebih rendah dari E100 sehingga sfc pada E100 jauh lebih tinggi daripada E22. Hal tersebut disebabkan oleh LHV etanol yang jauh lebih kecil dari *gasoline*, sehingga etanol memiliki AFR 9:1 yang menyebabkan pemakaian bahan bakar menjadi lebih banyak (boros). Berikut ini adalah grafik yang menjelaskan hasil penelitian.

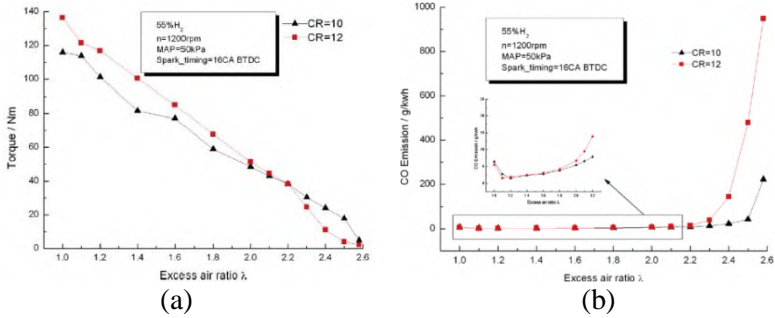


Gambar 2.13 (a) Grafik torsi terhadap rpm. Dan (b) Grafik bsfc terhadap rpm [14].

4. Zhao et al [16] pada penelitiannya menggunakan metode memperkecil kedalaman ruang bakar agar dapat meningkatkan rasio kompresi dari 10:1 menjadi 12:1. Dimensi ruang bakar kondisi standar sebesar $90,780 \text{ mm}^3$ menjadi $69,788 \text{ mm}^3$ yang dilakukan pada *engine SIE* enam silinder. Torsi tertinggi pada $\lambda=1$, CR 12 sebesar 138 Nm, lebih tinggi 7,81% dari CR 10. Emisi CO tertinggi pada $\lambda=2.6$, CR 12 sebesar 950 g/kWh, lebih tinggi 4,13 kali dari CR 10 Gambar 2.14 menjelaskan tentang metode yang dilakukan oleh Zhao et al untuk meningkatkan rasio kompresi serta di gambar 2.15 adalah hasil penelitian yang didapat.



Gambar 2.14 Metode untuk Meningkatkan Rasio Kompresi



Gambar 2.15 (a) Grafik torsi terhadap λ . Dan (b) Grafik emisi CO terhadap λ [15].

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini akan dilakukan dengan menggunakan metode eksperimen pada *engine* Honda CB150R dengan sistem pemasukan bahan bakar *port injection*. Bahan bakar yang akan digunakan pada pengujian ini ada dua jenis. Untuk pengambilan data acuan, bahan bakar yang digunakan adalah Pertamina (RON 92), sedangkan untuk pengambilan data uji, bahan bakar yang dipakai adalah bioetanol E100 (RON 109). Variasi yang dilakukan adalah rasio kompresi dan durasi penginjeksian dengan putaran *engine* yang bervariasi antara 2000 rpm dengan kenaikan setiap 1000 rpm hingga mencapai 8000 rpm. Tempat pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya. Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

1. Studi literatur mengenai pemakaian bahan bakar bioetanol E100 pada *engine* sepeda motor, literatur untuk meningkatkan rasio kompresi pada motor bakar, dan literatur tentang ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI untuk *injection timing* motor bakar.
2. Perancangan dan pengembangan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI untuk motor Honda CB150R.
3. Pemeliharaan (servis) *engine* Honda CB150R untuk mengembalikan kondisi seperti standar.
4. Persiapan dan perancangan alat uji *waterbrake dynamometer* untuk motor Honda CB150R di *workshop* laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.
5. Pengujian *engine* Honda CB150R dengan alat uji *waterbrake dynamometer* berbahan bakar Pertamina (RON 92) menggunakan ECU standar pabrikan dan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang sudah dimodifikasi sebagai data acuan/kelompok kontrol.

6. Pengolahan data hasil pengujian data acuan untuk mendapatkan torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (b_{mep}), konsumsi bahan bakar spesifik (sfc), efisiensi termal (η_{th}), dan hasil uji emisi.
7. Pengujian *engine* Honda CB150R dengan alat uji *waterbrake dynamometer* berbahan bakar bioetanol E100 (RON 109) menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang sudah dimodifikasi. Dilakukan pengujian pertama untuk mencari pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal pada rasio kompresi antara 12:1, 12,5:1, dan 13:1 pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000 rpm. Setelah durasi penginjeksian bahan bakar didapatkan, maka dilakukan pengujian kedua untuk mengetahui unjuk kerja *engine* dengan variasi rasio kompresi setiap rasio kompresi dan putaran *engine*.
8. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan torsi, daya, tekanan efektif rata-rata (b_{mep}), konsumsi bahan bakar spesifik (sfc), efisiensi termal (η_{th}), dan hasil uji emisi.

3.2 Prosedur Pengujian

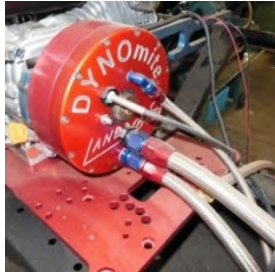
3.2.1 Peralatan Pengujian

Peralatan uji yang digunakan dalam penelitian ini antara lain.

1. *Waterbrake dynamometer*

Alat pengujian menggunakan *waterbrake dynamometer* dengan spesifikasi sebagai berikut.

Merk	: DYNomite Land Sea
Ukuran	: 7" <i>single rotor absorber</i>
Kebutuhan air	: Minimum 1 G.P.M
Kemampuan air	: Pengukuran sampai 20 HP



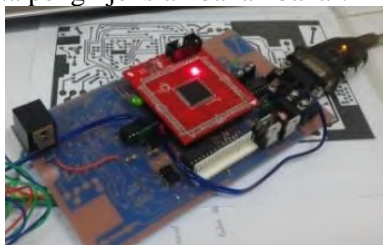
Gambar 3.1 *Waterbrake Dynamometer*

2. *Roller* roda belakang
 Untuk menghubungkan antara roda belakang motor ke *waterbrake dynamometer* perlu adanya mekanisme *roller* yang dipasang pada bagian roda belakang *engine*.



Gambar 3.2 *Roller Roda Belakang*

3. *ECU* SUMI-IT Sinjai 650 FI yang telah dikembangkan di *engine* CB150R
 Pada penelitian ini diperlukan *ECU* untuk mengatur waktu pengapian serta penginjeksian bahan bakar.



Gambar 3.3 *ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI*

4. *Blower*5. *Strobotester*

Strobotester adalah alat pengukur putaran *engine*.

Merk : CZ SINCRO

Tipe : DG-85

Range : 0 – 99999 RPM

Akurasi : 1 digit

Sistem Pengukuran : Digital

6. *Stopwatch*

7. Tabung ukur

8. *Exhaust Gas Analyzer*

Merk : STARGAS

Voltase : 220 ± 15 %

Hz : 50 ± 30 %

Watt : 100

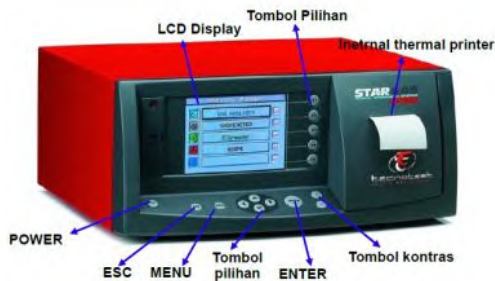
Temperatur : $5 - 40$ °C

Tekanan : ± 5 kPa

Pump : 8 l/min

Zeroset : Otomatis

Range : CO:0-19,9% ; O₂:0-25% ;
CO:0-9,99% ; HC:0-9999 ppm



Gambar 3.4 *Exhaust Gas Analyzer*

9. Termokopel *digital*

Untuk mengukur temperatur gas buang, temperatur udara masuk, temperatur *engine*, temperatur pendingin (radiator) dan air pendingin, dan temperatur minyak pelumas.

3.2.2 Engine Honda CB150R

Dalam pengujian ini *engine* yang digunakan yaitu Honda CB150R dengan spesifikasi seperti berikut.

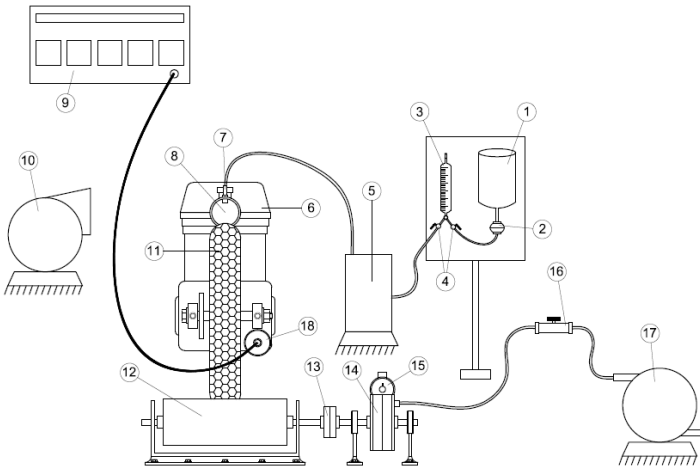


Gambar 3.5 Sepeda Motor Honda CB150R

Dimensi	: 2,008 x 719 x 1,061 mm
Jarak sumbu roda	: 1,288 mm
Berat	: 129 kg
Jenis rangka	: <i>Diamond Steel (Trus Frame)</i>
Suspensi	: Depan : Teleskopik Belakang : Lengan ayun dengan suspensi tunggal
Jenis ban	: <i>Tubeless</i>
Ukuran ban	: 80/90 (depan) ; 100/80 (belakang)
Jenis rem	: Cakram hidrolik untuk ban depan dan belakang
Transmisi	: 6 kecepatan
Sistem pengapian	: <i>Full transistorized</i>
Engine	:

- a. Tipe : 4-langkah silinder tunggal (kemiringan 40° dari vertikal)
- b. Sistem katup : *Double Overhead Camshaft* (DOHC)
- c. Diameter silinder : 63,5 mm
- d. Panjang langkah : 47,2 mm
- e. Rasio kompresi : 11,0:1
- f. Katup *in* membuka : 5° Sebelum TMA (pada pengangkatan 1,00 mm)
- g. Katup *in* menutup : 35° Setelah TMB (pada pengangkatan 1,00 mm)
- h. Katup *exhaust* membuka : 35° Sebelum TMB (pada pengangkatan 1,00 mm)
- i. Katup *exhaust* menutup : 5° Setelah TMA (pada pengangkatan 1,00 mm)
- j. Daya maksimum : 12,5 kW (17,0 PS)/10000 rpm
- k. Torsi maksimum : 13,1 Nm (1,34 Kgf.m)/8000 rpm

3.2.3 Skema Pengujian



Gambar 3.6 Skema Pengujian

Keterangan:

- | | | |
|-----------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| 1. Tangki bahan bakar | 6. <i>Engine</i> Honda CB150R | 13. Kopling |
| 2. Filter bahan bakar | 7. Injektor | 14. <i>Waterbrake dynamometer</i> |
| 3. Gelas ukur | 8. <i>Throttle body</i> | 15. Pembaca torsi |
| 4. Katup bahan bakar | 9. <i>Gas analyzer</i> | 16. Katup air (pembebanan) |
| 5. Pompa bahan bakar | 10. <i>Blower</i> | 17. Pompa air |
| | 11. Roda belakang | 18. Knalpot belakang |

3.2.4 Persiapan Pengujian

Sebelum melakukan pengujian perlu adanya persiapan untuk memastikan bahwa *engine* Honda CB150R serta semua peralatan siap untuk digunakan dalam pengujian. Maka dari itu berikut ini adalah langkah-langkah yang dilakukan dalam persiapan pengujian.

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik *engine*, minyak pelumas, sistem pendinginan, sistem pemasukan bahan bakar, serta sistem kelistrikan.
2. Memeriksa kondisi kelayakan *waterbrake dynamometer test*.
3. Pengecekan dan melakukan kalibrasi pada alat ukur serta sensor-sensor yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.2.5 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)

Pengaturan putaran *engine* dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros *waterbrake dynamometer* yang terhubung dengan poros *roller* yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian *engine* kondisi standar.

1. Menghidupkan *engine* Honda CB150R pada putaran langsung (± 1500 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
2. Menghidupkan *blower*.
3. Menjalankan *engine* dan melakukan penggantian gigi transmisi hingga mencapai transmisi 6, kemudian buka katup gas (*throttle*) hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran *engine* sebesar 10000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari *engine* Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
4. Pembebanan diberikan pada *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
5. Jika putaran *engine* sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar Pertamina (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur *head* ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
6. Pada setiap kenaikan putaran *engine* dilakukan pencatatan data seperti pada poin 5. Harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran *engine* dalam kondisi stabil.

3.2.6 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)

Langkah-langkah di bawah ini adalah langkah pengujian *engine* CB150R dengan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang telah dikembangkan untuk *engine* CB150R dengan bahan bakar Pertamina (RON 92).

1. Mengganti ECU standar dengan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang telah dikembangkan untuk *engine* Honda CB150R.

2. Menghidupkan *engine* Honda CB150R pada putaran langsam (± 1500 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
3. Menghidupkan *blower*.
4. Menjalankan *engine* dan melakukan penggantian gigi transmisi hingga mencapai transmisi 6, kemudian buka katup gas (*throttle*) hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran *engine* sebesar 10000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari *engine* Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
5. Pembebanan diberikan pada *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
6. Jika putaran *engine* sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar Pertamina (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur *head* ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
7. Pada setiap kenaikan putaran *engine* dilakukan pencatatan data seperti pada poin 6. Harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran *engine* dalam kondisi stabil.

3.2.7 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109)

Langkah-langkah di bawah ini adalah langkah pengujian *engine* CB150R dengan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang telah dikembangkan untuk *engine* CB150R dengan bahan bakar bioetanol (RON 109) dan dengan variasi rasio kompresi.

a. Variasi Durasi Penginjeksian Bahan Bakar

1. Melakukan penggantian bahan bakar Pertamina dengan Bioetanol E100 (RON 109)

2. Mengganti ECU standar dengan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI yang telah dikembangkan untuk *engine* Honda CB150R.
 3. Mengatur rasio kompresi *engine* sebesar 13:1.
 4. Memasukkan variasi input data pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar ke tabel penyetelan RPM/TPS Fuel VE sebesar 100%. Inputan data ini dimasukkan ke semua data pada bukaan TPS 99%.
 5. Menghidupkan *engine* Honda CB150R pada putaran langsam (± 1500 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
 6. Menghidupkan *blower*.
 7. Menjalankan *engine* dan melakukan penggantian gigi transmisi hingga mencapai transmisi 6, kemudian buka katup gas (*throttle*) hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran *engine* sebesar 10000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari *engine* Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
 8. Pembebanan diberikan pada *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
 9. Jika putaran *engine* sudah stabil maka dilakukan pencatatan data torsi (lbf.ft). Pencatatan data ini diulangi untuk pada setiap kenaikan putaran *engine*.
 10. Ulangi langkah 3 hingga langkah 9 untuk rasio kompresi 12,5:1 dan 12:1 serta input pemetaan durasi injeksi sebesar 125%, 150%, 175%, dan 200%.
 11. Dari data tersebut dicari nilai torsi yang paling besar, sehingga bisa didapatkan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal pada setiap rasio kompresi dan putaran *engine*.
- b. Variasi Rasio Kompresi**
1. Mengatur rasio kompresi *engine* sebesar 13:1.

2. Memasukkan pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat pada setiap variasi rasio kompresi.
3. Menghidupkan *engine* Honda CB150R pada putaran langsam (± 1500 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi stasioner.
4. Menghidupkan *blower*.
5. Menjalankan *engine* dan melakukan penggantian gigi transmisi hingga mencapai transmisi 6, kemudian buka katup gas (*throttle*) hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini putaran *engine* sebesar 10000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari *engine* Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*.
6. Pembebanan diberikan pada *waterbrake dynamometer* sehingga putaran *engine* berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
7. Jika putaran *engine* sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar bioetanol (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur *head* ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
8. Pada setiap kenaikan putaran *engine* dilakukan pencatatan data seperti pada poin 7. Harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran *engine* dalam kondisi stabil.
9. Ulangi langkah 1 hingga langkah 8 untuk rasio kompresi 12,5:1, dan 12:1.

3.2.8 Akhir Pengujian

1. Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
2. Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
3. Putaran *engine* diturunkan hingga kondisi stasioner (± 1500 rpm).

4. Pada saat putaran langsam, *engine* dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu *engine* dapat dimatikan.

3.2.9 Rancangan Pengujian

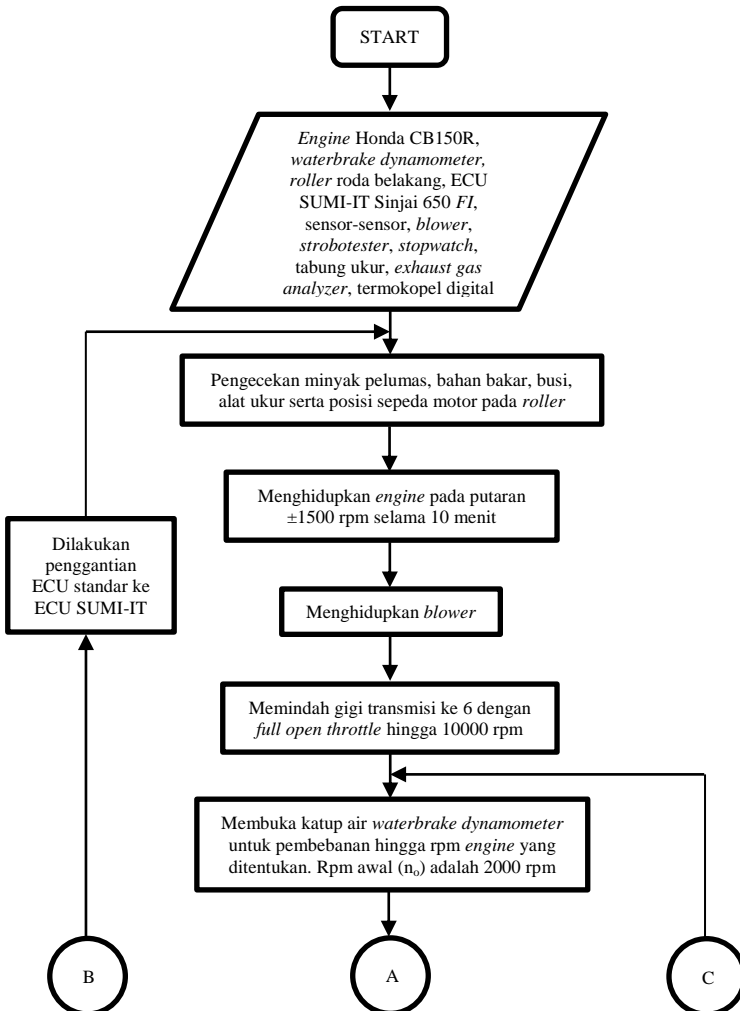
Pada penelitian ini terdapat beberapa parameter input dan output. Diantara parameter-parameter tersebut dijelaskan pada tabel berikut ini.

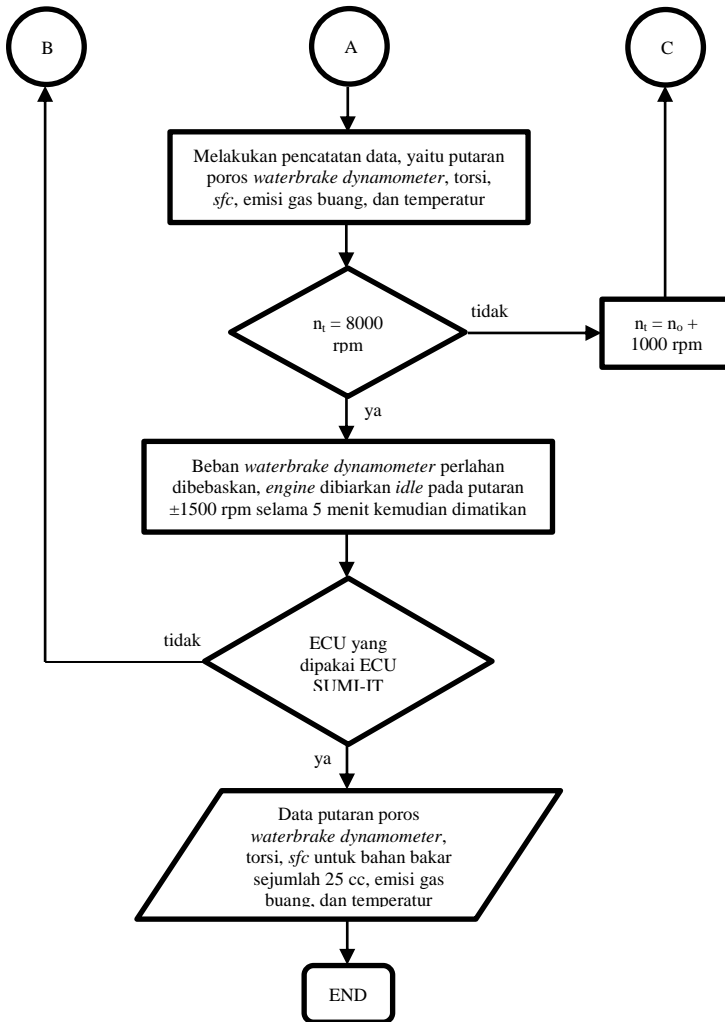
Tabel 3.1 Rancangan Pengujian

Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • <i>Engine</i> Honda CB150R • <i>Properties</i> bahan bakar bioetanol E100 	<ul style="list-style-type: none"> • Pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar • Rasio Kompresi <ul style="list-style-type: none"> - CR = 12:1 - CR = 12,5:1 - CR = 13:1 • Putaran <i>Engine</i> <ul style="list-style-type: none"> - 2000 rpm - 3000 rpm - 4000 rpm - 5000 rpm - 6000 rpm - 7000 rpm - 8000 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> • Torsi • Waktu konsumsi bahan bakar 25 ml • Emisi gas buang yaitu CO dan HC • Temperatur <i>Engine</i> ($^{\circ}\text{C}$) • Temperatur Oli ($^{\circ}\text{C}$) • Temperatur <i>Exhaust</i> ($^{\circ}\text{C}$) 	<ul style="list-style-type: none"> • Daya • Bmep • Sfc • η_{th} • AFR

3.3 Flowchart Pengujian

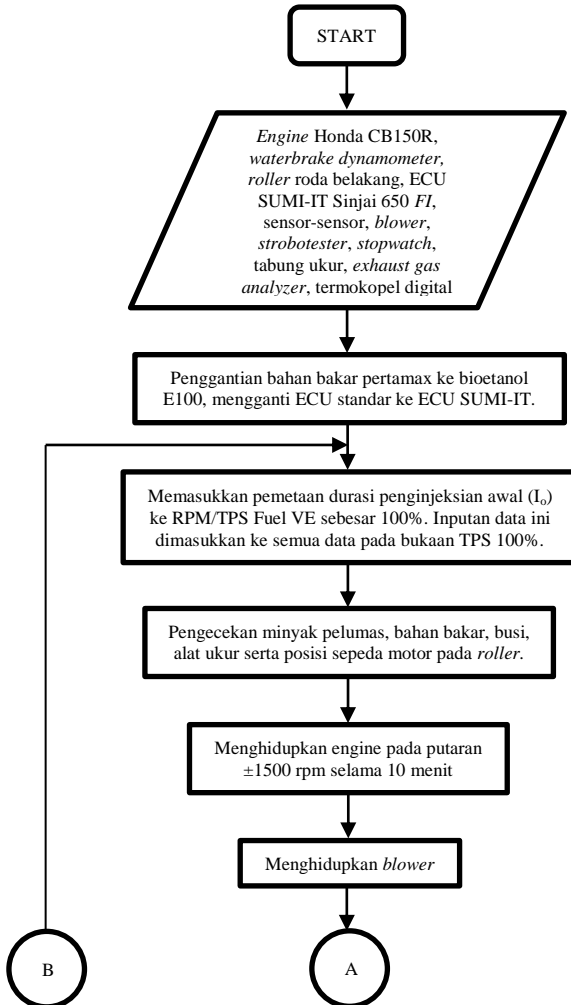
3.3.1 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Pertamina (RON 92)

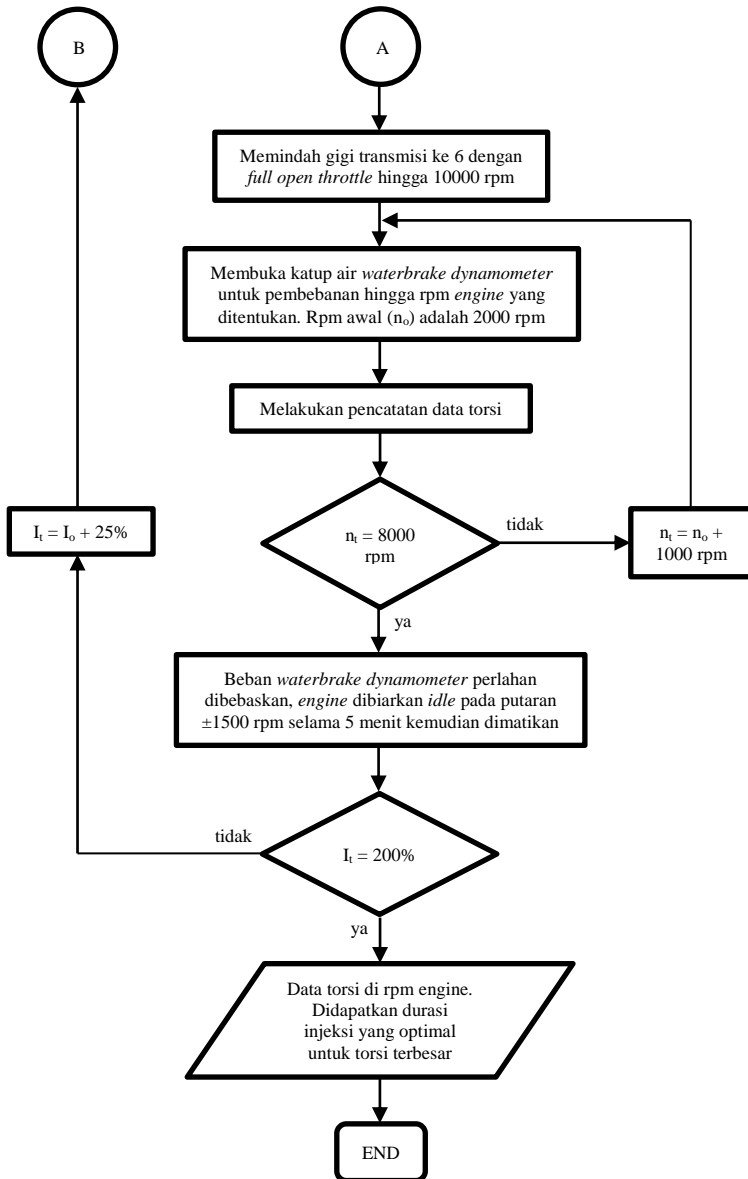


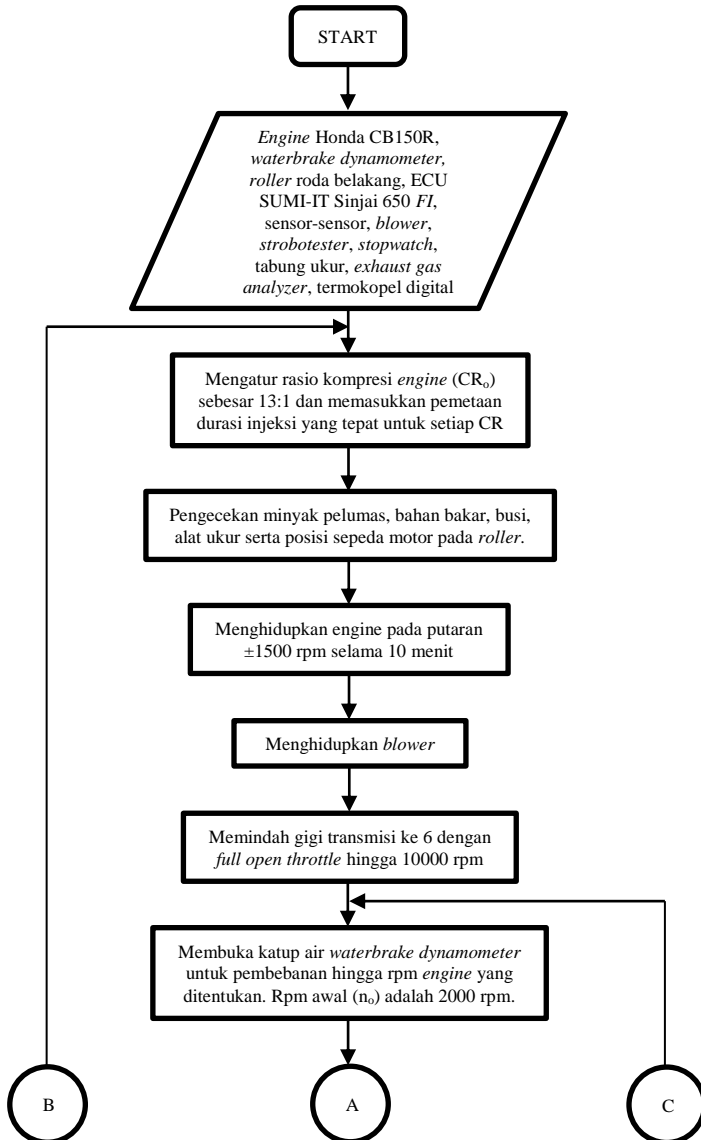


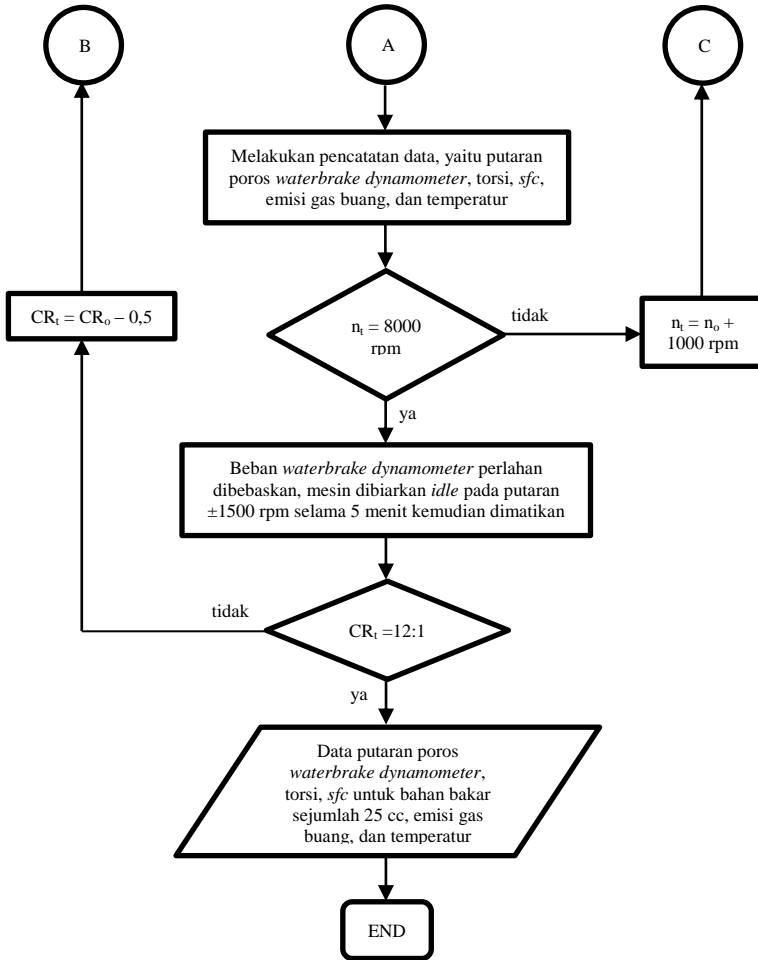
3.3.2 Pengujian *Engine* dengan Menggunakan ECU SUMI-IT Sinjai 650 FI Berbahan Bakar Bioetanol (RON 109)

a. Variasi Durasi Penginjeksian Bahan Bakar





b. Variasi Rasio Kompresi



BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada *engine* Honda CB150R dengan bahan bakar bioetanol E100 yang divariasikan rasio kompresinya antara 12:1, 12,5:1, serta 13:1, dan durasi injeksi bahan bakarnya antara 100%, 125%, 150%, 175%, serta 200% dalam upaya peningkatan unjuk kerja dari *engine* tersebut serta mengoptimalkan emisi gas buangnya.

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi

Seperti yang telah dijelaskan pada Bab II, penghitungan rasio kompresi pada penelitian ini menggunakan persamaan 2.26 hingga 2.32. Pada penghitungan rasio kompresi, terdapat beberapa parameter yang harus diukur terlebih dahulu, yaitu:

- Diameter silinder (*bore*) : 63,5 mm = 6,35 cm
- Panjang langkah (*stroke*) : 47,2 mm = 4,72 cm
- Rasio kompresi awal : 11:1

1. Penghitungan Volume Clearance

Volume *clearance engine* CB150R untuk rasio kompresi 11:1 bisa dihitung melalui persamaan (2.26), kemudian untuk volume langkah bisa dihitung melalui persamaan (2.27).

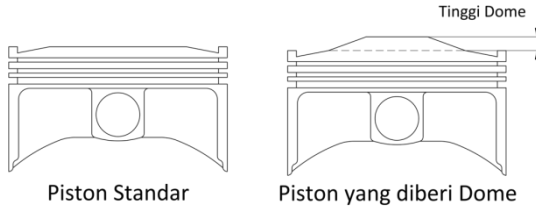
$$\begin{aligned}V_L &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2 \cdot 4,72 \text{ cm} \\ &= 149,479 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{CR} &= 1 + \frac{V_L}{V_c} \\ 11 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_c} \\ 10 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_c}\end{aligned}$$

$$V_c = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{10}$$

$$V_c = 14,948 \text{ cm}^3$$

2. Penghitungan Volume *Dome* Piston



Gambar 4.1 Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi

Dome piston harus ditambahkan agar bisa mencapai rasio kompresi sebesar 13:1. Berikut ini adalah penghitungan volume *clearance* untuk CR 13:1 ($V_{c(CR=13)}$) dan volume *dome* piston. Sedangkan gambar 4.1 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *dome* piston.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{c(CR=13)}}$$

$$13 = 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=13)}}$$

$$12 = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=13)}}$$

$$V_{c(CR=13)} = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{12}$$

$$V_{c(CR=13)} = 12,457 \text{ cm}^3$$

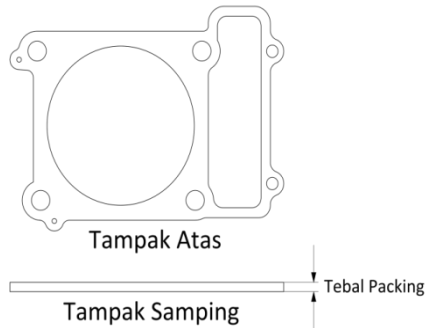
Maka besar volume *dome* piston adalah.

$$V_{dome} = V_c - V_{c(CR=13)}$$

$$V_{dome} = 14,948 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3$$

$$V_{dome} = 2,491 \text{ cm}^3$$

3. Penentuan Tebal *Packing*



Gambar 4.2 Dimensi Tebal *Packing* yang Diubah

Setelah *dome* piston dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1, dan 12:1 diperlukan penambahan *packing*. Berikut ini adalah contoh penghitungan tebal *packing* untuk CR 12,5:1. Besarnya volume *clearance* untuk rasio kompresi 12,5:1 didapat dari persamaan (2.30). Sedangkan gambar 4.2 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *packing* yang digunakan pada penelitian ini.

$$\begin{aligned}
 CR &= 1 + \frac{V_L}{V_{c(CR=12,5)}} \\
 12,5 &= 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=12,5)}} \\
 11,5 &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{c(CR=12,5)}} \\
 V_{c(CR=12,5)} &= \frac{149,479 \text{ cm}^3}{11,5} \\
 V_{c(CR=12,5)} &= 12,998 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Dari besar volume *clearance*, bisa didapatkan volume *packing* dari pengurangan antara volume *clearance* saat CR=12,5 dengan saat CR=13, maka.

$$\begin{aligned}
 V_{\text{packing(CR=12,5)}} &= V_{\text{c(CR=12,5)}} - V_{\text{c(CR=13)}} \\
 V_{\text{packing(CR=12,5)}} &= 12,998 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3 \\
 V_{\text{packing(CR=12,5)}} &= 0,542 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

Sehingga tebal *packing* untuk CR=12,5 bisa didapatkan dari persamaan (2.32) adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 V_{\text{packing(CR=12,5)}} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D)^2 \cdot t_{\text{packing(CR=12,5)}} \\
 t_{\text{packing(CR=12,5)}} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2} \\
 t_{\text{packing(CR=12,5)}} &= \frac{0,542 \text{ cm}^3}{31,669 \text{ cm}^2} \\
 t_{\text{packing(CR=12,5)}} &= 0,01711 \text{ cm} \\
 t_{\text{packing(CR=12,5)}} &= 0,171 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Penghitungan diatas diulangi lagi untuk rasio kompresi 12:1.

Dari beberapa contoh penghitungan diatas didapatkan hasil yang sudah ditabelkan yaitu volume *clearance*, volume *dome*, dan tebal *packing*.

Tabel 4.1 Hasil Penghitungan Volume *Clearance* dan Volume *Dome* Piston

Rasio Kompresi (CR)	Volume Silinder (V_L)	Volume Clearance (V_C)	Volume Dome Piston (V_{dome})
11		14,948 cm ³	
13	149,479 cm ³	12,457 cm ³	2,491 cm ³

Tabel 4.2 Hasil Penghitungan Tebal *Packing*

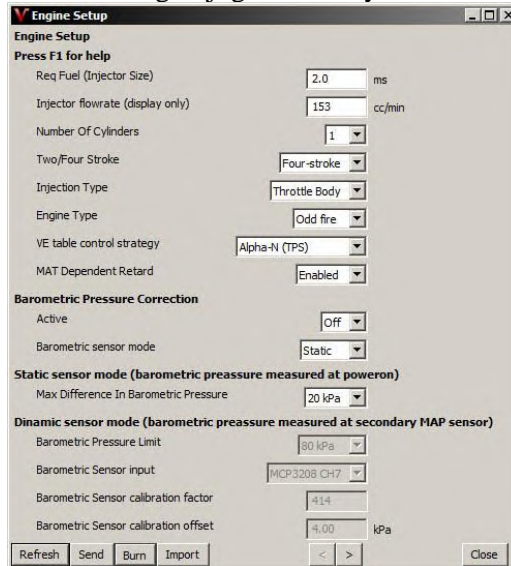
Rasio Kompresi	Volume Clearance (cm ³)	Volume Packing (cm ³)	Tebal Packing	
			(cm)	(mm)
13,00	12,456	-	-	-
12,50	12,998	0,542	0,01711	0,171
12,00	13,589	1,132	0,03576	0,358

4.2 Pengaturan *Electronic Control Unit*

Pada penelitian ini, digunakan ECU SUMI-IT yang sudah dikembangkan untuk digunakan pada *engine* Honda CB150R. ECU SUMI-IT ini adalah ECU yang *programmable*, sehingga pengaturan durasi penginjeksian bahan bakarnya bisa diubah-ubah untuk variasi yang dilakukan pada penelitian ini. Untuk penyetelan ECU ini, digunakan *software* khusus yaitu Versatile Engine Management System (VEMS) atau biasa dikenal dengan VemsTune.

4.2.1 *Engine Setup*

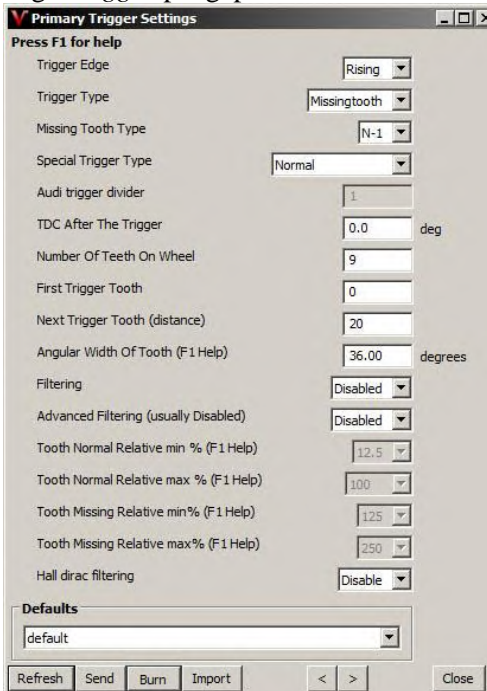
Menu *engine setup* berisi pilihan pengaturan seperti spesifikasi *engine* seperti *injector size*, injector flowrate, jumlah silinder, tipe injeksi, serta tipe *engine*, apakah itu *engine* dua langkah atau *engine* empat langkah. *Injector size* adalah durasi penyemprotan bahan bakar setiap siklus. Semakin besar *injector size*, maka durasi waktu penyemprotan bahan bakar dalam satu siklus semakin lama, begitu juga sebaliknya.



Gambar 4.3 Mode *Engine Setup*

4.2.2 Primary Trigger Setting

Menu *primary trigger setting* ini berisi pilihan pengaturan *engine* seperti tipe *trigger* pengapian, jumlah gigi *trigger*, serta tipe *missing tooth*. Menu *primary trigger setting* ini digunakan untuk mengatur posisi *trigger* tiap *engine*. Pada *engine* Honda CB150R, digunakan 10 gigi pada satu putaran poros engkol tipe *missing tooth*, dimana terdapat satu gigi yang hilang yang berfungsi sebagai *trigger* pengapian.



Gambar 4.4 Mode Primary Trigger Setting

4.2.3 Penyetelan Bahan Bakar

Penyetelan durasi bahan bakar pada *software* VemsTune ini menggunakan tabel RPM/TPS Fuel VE. Kolom pada tabel penyetelan bahan bakar ini menunjukkan bukaan *throttle position*

dalam skala persentase bukaan katup kupu-kupu pada *throttle body*, sedangkan baris pada tabel ini menunjukkan rpm *engine*.

RPM/TPS Fuel VE	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000
100	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175	175
90	130	130	130	131	131	132	132	131	130	130	129	128	127	126	124	124
80	123	122	118	116	115	113	111	109	107	106	107	108	107	107	105	104
70	118	117	116	113	111	110	109	108	106	105	106	107	106	105	105	105
60	110	109	107	103	101	99	97	96	94	92	90	88	88	87	86	85
50	98	96	96	95	94	93	92	92	91	90	89	89	89	88	88	88
40	86	86	85	84	84	83	82	81	80	80	79	79	79	79	78	78
30	80	80	79	78	77	77	77	76	76	75	75	74	74	74	73	73
25	76	74	73	72	70	70	69	69	68	67	66	65	64	64	63	62
20	73	69	67	67	67	66	66	66	65	65	63	60	60	60	59	59
15	61	60	59	54	53	52	51	51	48	46	46	46	45	45	44	43
10	53	51	50	42	41	40	38	37	36	36	35	35	35	35	35	35
5	35	35	35	34	34	34	33	32	32	31	31	31	31	31	31	31
0	30	29	27	25	24	24	23	22	22	21	20	19	18	16	16	14

Gambar 4.5 Tabel RPM/TPS Fuel VE

Dalam tabel RPM/TPS Fuel VE tersebut terdapat angka yang berbeda-beda. Angka 118, 108, 81, 77, dan angka-angka yang lain pada tabel tersebut menunjukkan persentase dari *Injector size* pada *engine* setup, sehingga debit bahan bakar juga berubah sesuai dengan angka-angka yang dituliskan pada tabel tersebut. Presentase 118 yang dituliskan pada tabel diatas berarti 118% dari *injection size* standar dari *engine* Honda CB150R. Pada bukaan katup kupu-kupu 0 angka yang dituliskan adalah angka yang paling kecil diantara bukaan katup lainnya. Hal ini disebabkan karena pada bukaan katup 0 *engine* bekerja pada kondisi idle. Kemudian, dengan semakin besar bukaan katup, maka semakin banyak pula udara yang masuk sehingga persentase bahan bakar diperbesar untuk mencapai kondisi stoikiometri. Semakin tinggi putaran *engine*, dibutuhkan durasi injeksi yang semakin lama seiring dengan naiknya laju aliran massa udara.

Pada pengujian ini menggunakan bahan bakar bioethanol yang mempunyai rasio stoikiometri sebesar 9:1. Sedangkan *engine* CB150R standar yang dipakai dalam pengujian ini

memiliki spesifikasi AFR sebesar 14,7:1. maka dari itu untuk mencapai AFR yang mendekati stoikiometri dilakukan dengan penambahan durasi penginjeksian bahan bakar yang pada setiap putaran *engine*.

4.3 Contoh Penghitungan

Pada penelitian ini, terdapat beberapa parameter output dari pengujian yang diukur dan dihitung. Parameter output yang diukur antara lain torsi (kgf.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (sekon), emisi gas buang meliputi CO (% vol), dan HC (ppm vol), serta temperatur operasional meliputi temperatur *engine* (°C), temperatur oli (°C), dan temperatur gas buang (°C). Sedangkan parameter output yang dihitung antara lain daya/bhp (kW), tekanan efektif rata-rata/bmep (kPa), konsumsi bahan bakar spesifik/sfc (kg/HP.jam), serta efisiensi termal (%). Contoh penghitungan ini diambil pada kondisi data standar atau bahan bakar Pertamina RON 92, kompresi rasio 11:1, ECU yang digunakan masih ECU standar, dan pada putaran *engine* 5000 rpm. Adapun data-data yang diukur pada kondisi tersebut adalah sebagai berikut.

- Torsi : 1,184 kgf.m
- Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar : 52,27 sekon
- Emisi gas buang CO : 3,132% vol
- Emisi gas buang HC : 75 ppm vol
- Temperatur *engine* : 98 °C
- Temperatur oli : 92 °C
- Temperatur gas buang : 516 °C

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

4.3.1 Penghitungan Torsi

Pada pengujian sebenarnya sudah didapatkan besarnya nilai torsi pada putaran *engine* 5000 rpm, namun nilai torsi tersebut masih dalam satuan kgf.m, sehingga harus dikonversi terlebih

dahulu ke satuan N.m agar penghitungan untuk daya, bmep, sfc, dan efisiensi termal bisa dilakukan. Berikut ini adalah hasil dari konversi satuan dari kgf.m ke N.m untuk torsi dari *engine*.

$$\text{Torsi} = 1,184 \text{ kgf.m} \cdot \left[\frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} \right]$$

$$\text{Torsi} = 11,611 \text{ Nm}$$

4.3.2 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) Untuk menghitung daya, persamaan yang digunakan adalah (2.11), yaitu.

$$\text{bhp} = T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \text{ (Watt)}$$

Dimana:

bhp : daya (Watt)

T : torsi (Nm)

n : putaran poros *engine* (rps, rev/s)

Dimana data yang dibutuhkan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut.

- Torsi : 11,611 N
- Putaran poros *engine* : 5000 rpm $\cdot \left[\frac{1 \text{ m}}{60 \text{ sekon}} \right] = 83,333 \text{ rps}$

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

$$\text{bhp} = 11,611 \text{ N} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 83,333 \text{ rps}$$

$$\text{bhp} = 6183,504 \text{ Watt}$$

$$\text{bhp} = 6,184 \text{ kW}$$

4.3.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)

Persamaan yang digunakan untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata adalah persamaan (2.16), yaitu.

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

Dimana :

bhp : daya (Watt)

A : luas penampang piston (m^2)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran *engine* (rps)

z : 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

Untuk menghitung besarnya tekanan efektif rata-rata diperlukan beberapa data dari spesifikasi *engine* CB150R. Data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut.

- Diameter silinder (D) : 63,5 mm = 0,0635 m
- Panjang langkah (l) : 47,2 mm = 0,0472 m
- Jumlah Silinder (i) : 1
- Koefisien (z) untuk motor 4 langkah : 2
- Putaran poros *engine* (n) : 83,333 rps

Besarnya luasan penampang piston bisa diperoleh melalui persamaan berikut ini.

$$A = \frac{\pi}{4} \times D^2 = \frac{\pi}{4} \times (0,0635 \text{ m})^2 = 3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

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

$$\text{bmep} = \frac{6,184 \text{ kW} \cdot 2}{3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,0472 \text{ m} \cdot 83,333 \text{ rps} \cdot 1}$$

$$\text{bmep} = 488059,663 \text{ Pa} = 488,060 \text{ kPa}$$

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 (2.17) dan (2.18), yaitu sebagai berikut.

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

$$\dot{m}_{\text{bb}} = \rho_{\text{bb}} \cdot \text{Volume}_{\text{bb}}$$

Dimana:

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

m_{bb} : massa bahan bakar (kg)

ρ_{bb} : massa jenis bahan bakar (kg/m^3)

bhp : daya (Watt)

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

- Waktu konsumsi bahan bakar (t) : 52,27 sekon
- Volume bahan bakar (V_{bb}) : 25 ml = $25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
- Massa jenis bahan bakar (ρ_{bb}) : 740 kg/m^3

Besarnya massa 25 ml bahan bakar Pertamina RON 92 adalah.

$$m_{bb} = 740 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m_{bb} = 0,0185 \text{ kg}$$

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

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

$$\dot{m}_{bb} = \frac{0,0185 \text{ kg}}{52,27 \text{ sekon}}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,000354 \text{ kg/s}$$

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

$$\text{sfc} = \frac{0,000354 \text{ kg/s}}{6183,504 \text{ Watt}}$$

$$\text{sfc} = 5,724 \cdot 10^{-8} \text{ kg/Watt.s}$$

$$\text{sfc} = 0,000206 \text{ kg/Watt.jam}$$

$$\text{sfc} = 0,154 \text{ kg/HP.jam}$$

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 (2.22), yaitu.

$$\eta_{th} = \frac{\text{bhp}}{Q \cdot \dot{m}_{bb}}$$

Dimana:

sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

\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 : 6183,504 Watt
- Nilai kalor bawah bahan bakar : 42900000 J/kg
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000354 kg/s

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

$$\eta_{th} = \frac{6183,504 \text{ Watt}}{42900000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,000354 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$\eta_{th} = 0,407 = 40,7\%$$

4.3.6 Penghitungan Air Fuel Ratio

Untuk mencari besarnya AFR pada penelitian ini menggunakan pitot static tube yang dihubungkan dengan inclined manometer yang bertujuan untuk mencari laju aliran massa udara yang akan melewati saluran *intake (throttle body)* dari *engine* Honda CB150R. 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.

- Selisih ketinggian fluida pada *inclined* manometer 15° (Δh) : 10 mm
- Selisih ketinggian fluida aktual (Δh_{aktual}) : 2,588 mm = 0,002588 m
- Massa jenis udara pada 27°C (ρ_{udara}) : 1,17682 kg/m³
- Massa jenis red oil ($\rho_{\text{red oil}}$) : 801,186 kg/m³
- Diameter saluran *intake (throttle body)* : 30 mm = 30.10⁻³ m
- Percepatan gravitasi : 9,81 m/s²
- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_{bb}) : 0,000354 kg/s

Dari data-data diatas bisa dicari besarnya tekanan dinamis dari aliran udara melalui persamaan berikut ini.

$$P_{\text{dinamis}} = P_0 - P = \rho_{\text{red oil}} \cdot g \cdot \Delta h_{\text{aktual}}$$

Dimana:

P_0 : tekanan stagnasi

P : tekanan statis

Maka besar tekanan dinamis adalah.

$$P_0 - P = 801,186 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,002588 \text{ m}$$

$$P_0 - P = 20,342 \text{ Pa}$$

Kemudian setelah tekanan dinamis dari aliran udara diketahui, kecepatan udara bisa dicari dengan persamaan.

$$v_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_0 - P)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Maka besar kecepatan udara adalah.

$$v_{\text{udara}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20,342 \text{ Pa}}{1,17682 \text{ kg/m}^3}}$$

$$v_{\text{udara}} = 5,880 \text{ m/s}$$

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

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot Q_{\text{udara}}$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \cdot v_{\text{udara}} \cdot A_{\text{intake}}$$

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

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 1,1762 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,880 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (30 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0,00489 \text{ kg/s}$$

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

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

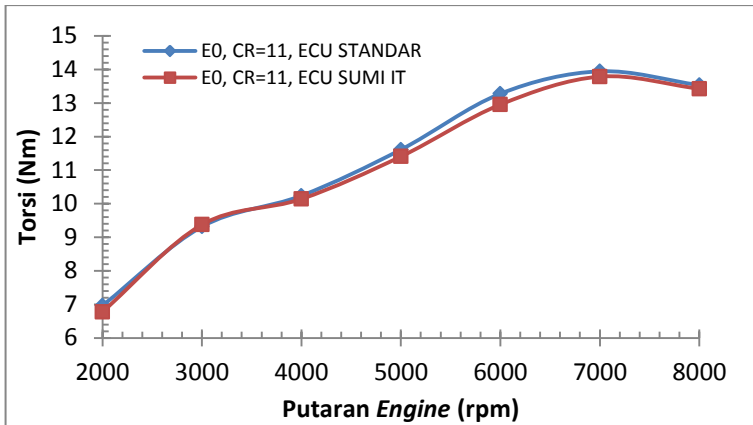
$$\text{AFR} = \frac{0,00489 \text{ kg/s}}{0,000354 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = \frac{13,812}{1}$$

Maka besarnya *Air Fuel Ratio* pada putaran *engine* 5000 rpm adalah sebesar 13,812:1.

4.4 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Menggunakan Bahan Bakar Pertamina (RON 92)

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E100 (RON 109) yang divariasikan durasi injeksi bahan bakar dan rasio kompresinya, maka terlebih dahulu dilakukan pengujian untuk mengetahui unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* Honda CB150R pada keadaan standar. Hal ini dilakukan agar nanti pada hasil datanya dapat dilakukan analisa komparasi. Pada pengujian ini, dilakukan dengan bahan bakar standar yaitu Pertamina (RON 92) yang dimaksudkan sebagai data acuan dalam penelitian ini. Pada pengujian data acuan ini digunakan dua jenis *Electronic Control Unit* (ECU), yaitu ECU standar sebagai patokan dan ECU SUMI-IT yang telah dikembangkan untuk *engine* Honda CB150R ini. Hal ini bertujuan untuk mengetahui apakah ECU SUMI-IT layak digunakan dalam penelitian ini atau tidak berdasarkan torsi *engine* Honda CB150R tersebut.

Dari pengujian yang telah dilakukan, didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Pertamina (RON 92) dengan ECU standar dan ECU SUMI-IT. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* antara 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan waterbrake dynamometer yang telah diinstal dengan *load cell* yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di komputer berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.6 berikut.



Gambar 4.6 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 4.6 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan jenis ECU yang digunakan. Torsi yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada kedua jenis ECU akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. Pada ECU standar, torsi yang dihasilkan sebesar 6,963 N.m pada putaran 2000 rpm yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran 7000 rpm yaitu sebesar 13,945 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,533 N.m pada putaran 8000 rpm. Pada ECU SUMI-IT, torsi yang dihasilkan sebesar 6,776 N.m pada putaran 2000 rpm yang kemudian akan cenderung naik hingga mencapai torsi maksimum pada putaran 7000 rpm yaitu sebesar 13,788 N.m dan selanjutnya torsi dari *engine* akan menurun hingga 13,425 N.m pada putaran 8000 rpm.

Peningkatan torsi seiring bertambahnya putaran *engine* tersebut terjadi karena pada putaran yang lebih tinggi, aliran udara yang memasuki ruang bakar lebih turbulen yang akan mengakibatkan campuran udara dan bahan bakar menjadi

semakin baik, sehingga torsi akan meningkat. Selain itu, meningkatnya putaran *engine* disebabkan oleh bertambahnya laju aliran bahan bakar, sehingga dengan semakin banyaknya bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar, torsi yang dihasilkan akan semakin meningkat. Namun peningkatan putaran *engine* juga akan meningkatkan gesekan, meningkatkan temperatur operasional, serta meningkatkan kemungkinan terjadinya pembakaran yang tidak sempurna. Oleh karena itu, torsi akan menurun.

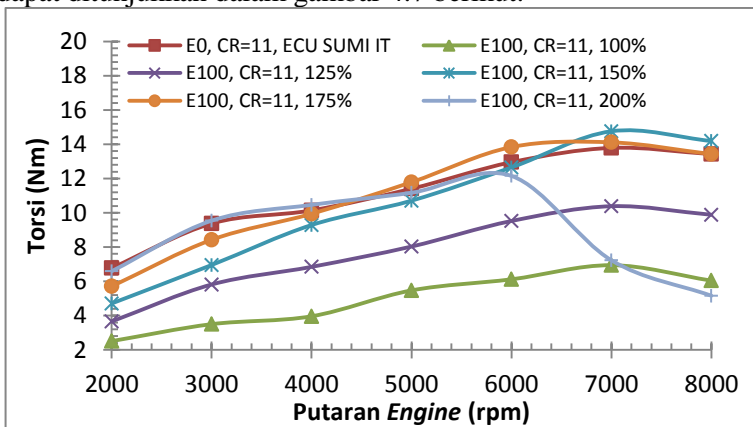
Dari data diatas bisa dihitung bahwa pada putaran 2000 rpm, penurunan torsi akan terjadi sebesar 2,686 % bila mengganti ECU standar dengan ECU SUMI-IT. Pada putaran 7000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 1,126 % dari ECU standar, dan pada putaran *engine* sebesar 8000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,798 % dari ECU standar. Walaupun terjadi penurunan torsi, ECU SUMI-IT dianggap layak untuk digunakan pada penelitian ini karena penurunan torsi yang terjadi sangat kecil. Oleh karena itu, pada analisa-analisa selanjutnya dibandingkan dengan E0 dengan penggunaan ECU SUMI-IT.

4.5 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang *Engine* Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109) Variasi Durasi Injeksi Bahan Bakar

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E100 (RON 109) variasi rasio kompresi, maka terlebih dahulu dilakukan pengujian dengan variasi durasi penginjeksian bahan bakar. Hal ini dilakukan karena bahan bakar Bioetanol memiliki AFR sebesar 9:1. Oleh karena itu, perlu dilakukan penambahan durasi penginjeksian bahan bakar agar AFR dari *engine* yang awalnya 14,7:1 bisa mendekati 9:1. *Mapping* injeksi bahan bakar yang dilakukan adalah menambah besar injeksi bahan bakar yang masuk, dari 100% hingga 200%. persentase angka menunjukkan injection size yang diatur pada menu penyetelan *engine* di software VemsTune yang dihubungkan

dengan ECU SUMI-IT. Pengujian variasi durasi penginjeksian bahan bakar ini dilakukan untuk menghasilkan torsi maksimum pada setiap putaran *engine*. Maksudnya, pengujian ini dilakukan dengan memasukkan *mapping* antara 100%, 125%, 150%, 175%, 200% dari debit penyemprotan injektor, kemudian dari hasil pengujian diambil torsi maksimal dari setiap putaran *engine* sehingga besarnya *mapping* durasi penginjeksian bahan bakar yang maksimal pada setiap putaran *engine* bisa didapatkan.

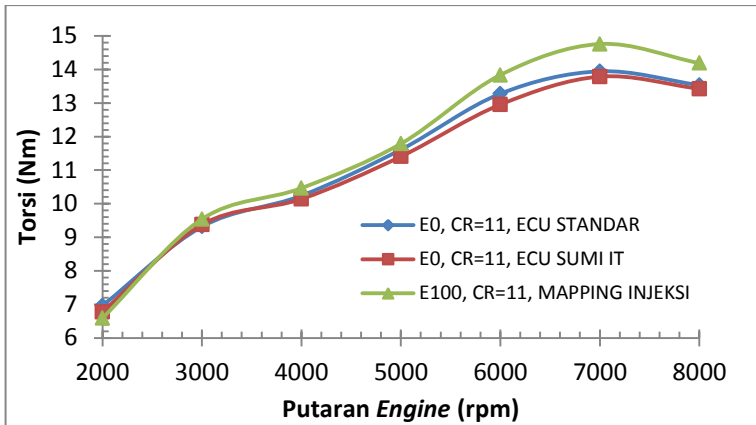
Dari pengujian didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Bioetanol E100 (RON 109) dengan ECU SUMI-IT. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* antara 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan waterbrake dynamometer yang telah diinstal dengan *load cell* yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di komputer berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.7 berikut.



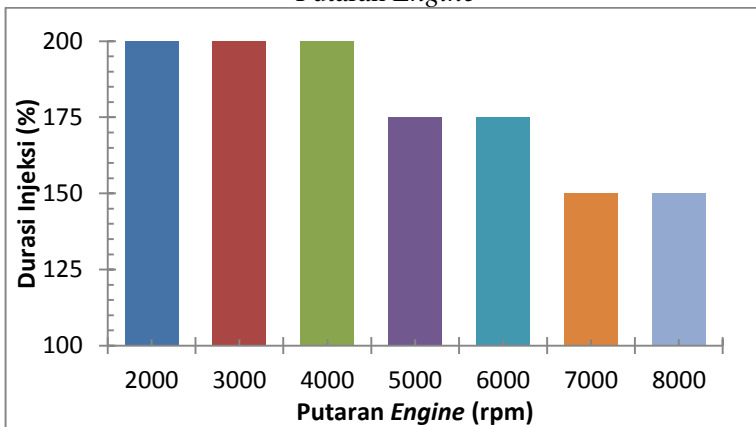
Gambar 4.7 Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.7 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan variasi durasi penginjeksian bahan bakar dengan pemakaian bahan bakar Bioetanol E100 (RON 109). Torsi yang dihasilkan oleh durasi 100%, 125%, 150%, dan 175% memiliki *trendline* yang hampir sama dengan *trendline* yang ditunjukkan oleh bahan bakar Pertamina (RON 92) yaitu nilai torsi terus meningkat hingga putaran 7000 rpm kemudian turun saat di putaran 8000 rpm. Hal ini tidak terjadi pada durasi 200%, pada durasi ini nilai torsi terus meningkat hingga putaran 6000 rpm kemudian turun drastis di putaran 7000 rpm dan 8000 rpm.

Bila dari grafik diatas diambil sampel pada putaran 7000 rpm, bisa dilihat bahwa dengan mengganti bahan bakar dari Pertamina ke Bioetanol E100 (dengan durasi injeksi 100%), torsi dari *engine* akan turun dari 13,788 N.m ke 6,943 N.m. Hal ini menunjukkan bahwa torsi turun sebesar 49,645%. Kemudian jika durasi ditambah menjadi 125%, torsi yang dihasilkan sebesar 10,385 N.m, sehingga penurunan torsi dari penggunaan bahan bakar Pertamina bisa direduksi menjadi 24,681%. Peningkatan terhadap torsi yang dihasilkan dengan bahan bakar Pertamina terjadi pada durasi injeksi sebesar 150% dan 175%. Pada durasi injeksi 150%, peningkatan torsi terjadi sebesar 7,042% ke angka 14,759 N.m, sedangkan torsi meningkat sebesar 2,350% ke angka 14,112 N.m pada penggunaan durasi injeksi 175%. Kemudian pada durasi 200%, nilai torsi turun sebesar 47,578% dengan nilai sebesar 7,228 N.m.



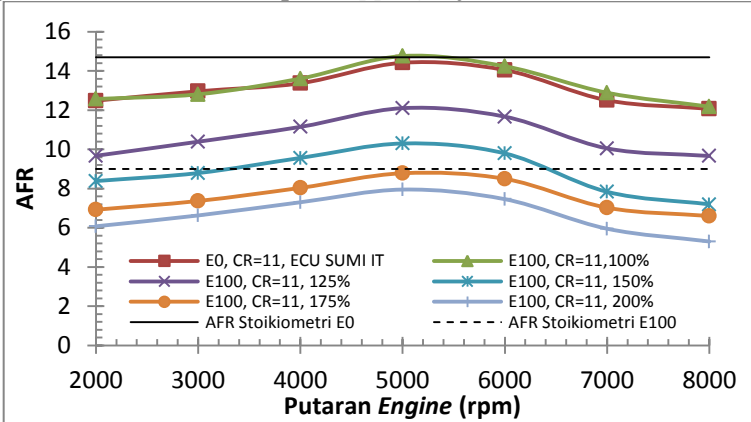
Gambar 4.8 Grafik Torsi *Mapping* Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



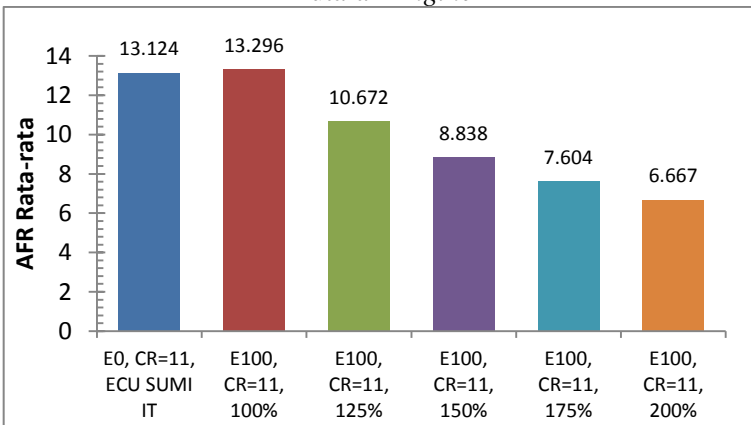
Gambar 4.9 Grafik *Mapping* Injeksi Optimal

Dari gambar 4.8 terlihat dari *trendline* grafiknya bahwa torsi yang dihasilkan oleh *mapping* injeksi pada E100 lebih besar dari torsi dengan bahan bakar Pertamina (E0), sehingga dengan *mapping* durasi penginjeksian bahan bakar ini bisa disimpulkan terjadi peningkatan nilai torsi dari penggunaan bahan bakar Pertamina. Hasil pengujian dengan variasi durasi penginjeksian

bahan bakar pada *engine* Honda CB150R ditunjukkan pada gambar 4.9. Dari gambar 4.9, didapat *mapping* yang optimal untuk *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E100 yaitu pada putaran *engine* 2000 hingga 4000 rpm terbaik pada *mapping* injeksi bahan bakar 200%, putaran *engine* 5000 dan 6000 rpm pada *mapping* injeksi bahan bakar 175%, serta pada putaran 7000 dan 8000 rpm *mapping* injeksi bahan bakar 150%.

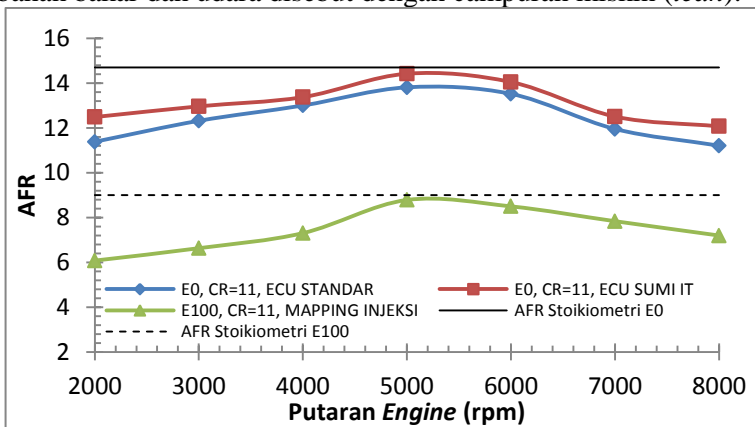


Gambar 4.10 Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran Engine

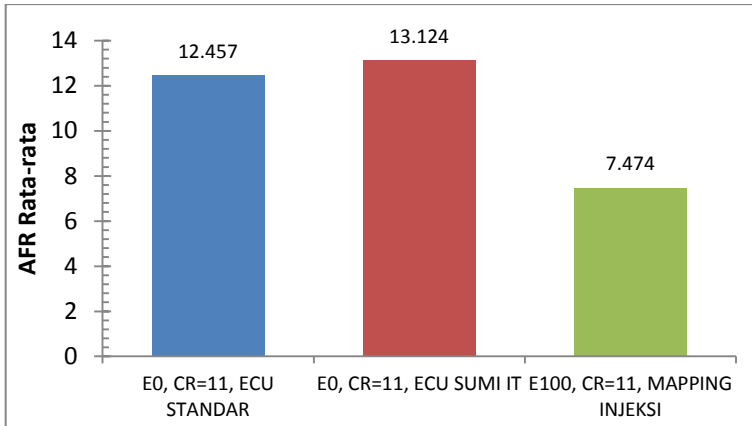


Gambar 4.11 Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi

Dari gambar 4.10 dan gambar 4.11 diatas bisa diamati bahwa dengan penggantian bahan bakar ke bioetanol, AFR akan menjadi lebih miskin dari yang dihasilkan saat penggunaan Pertamina. Namun seiring penambahan durasi penginjeksian bahan bakar hingga 200%, AFR akan semakin kaya. Dengan penggunaan Bioetanol E100 durasi 100% atau durasi injeksi standar dari *engine*, AFR rata-rata yang didapatkan adalah sebesar 13,296:1, meningkat sebesar 1,311% dari 13,124:1 yang didapatkan dari penggunaan bahan bakar Pertamina. Hal ini bisa terjadi karena bahan bakar bioetanol memiliki kalor laten yang tinggi. Kalor laten tinggi tersebut menyebabkan temperatur udara yang memasuki ruang bakar menjadi menurun karena kalor dari udara akan diserap oleh bahan bakar bioetanol untuk menguap. Akibatnya, densitas udara menjadi lebih tinggi sehingga volume udara menjadi lebih kecil. Karena hal tersebut, maka pasokan udara yang memasuki ruang bakar akan lebih banyak akibat adanya ruang-ruang kosong yang disebabkan oleh mengecilnya volume udara di ruang bakar. Pada kondisi ini, campuran antara bahan bakar dan udara disebut dengan campuran miskin (*lean*).



Gambar 4.12 Grafik AFR *Mapping* Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



Gambar 4.13 Grafik Rata-rata AFR *Mapping* Injeksi

Pada pemakaian Bioetanol E100, dengan meningkatkan durasi penginjeksian bahan bakar dari 125% sampai 175%, torsi dari *engine* akan semakin besar dari durasi 100%. Hal ini terjadi karena AFR dari *engine* semakin turun akibat laju aliran massa bahan bakar yang terus bertambah sedangkan laju aliran massa udaranya relatif tetap. Masing-masing penurunan dari AFR Pertamina adalah sebesar 18,683%, 32,658%, dan 42,060% untuk durasi 125%, 150%, dan 175%. AFR yang semakin turun ini menyebabkan pembakaran yang terjadi semakin sempurna, karena AFR stoikiometri dari bioetanol adalah 9:1, lebih kaya daripada bahan bakar Pertamina. Pada durasi injeksi 150%, torsi yang dihasilkan di putaran tinggi yaitu 7000 dan 8000 rpm nilainya paling tinggi dari durasi injeksi yang lainnya. Hal ini terjadi karena pada durasi injeksi 150%, AFR yang dihasilkan paling mendekati dengan AFR stoikiometri dari bioetanol. Sedangkan pada durasi 200%, terjadi penurunan torsi yang drastis dari putaran 6000 rpm sampai 8000 rpm. Hal ini terjadi karena AFR rata-rata yang dihasilkan pada durasi 200% adalah 6,667:1. AFR tersebut terlalu kaya untuk bahan bakar bioetanol yang artinya pasokan bahan bakar terlalu banyak, sehingga di putaran tinggi torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

4.6 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang *Engine* Berbahan Bakar Bioetanol E100 (RON 109) Variasi Rasio Kompresi

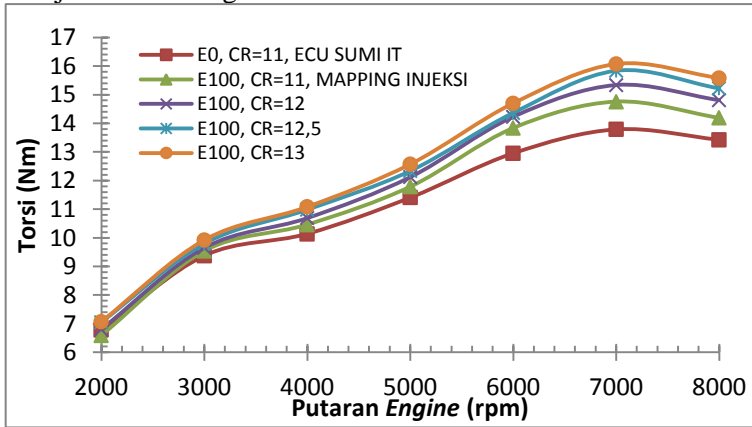
Setelah dilakukan pengujian variasi dengan variasi durasi penginjeksian bahan bakar, maka selanjutnya pengujian dengan variasi rasio kompresi bisa dilakukan. Dalam pengujian ini, *engine* Honda CB150R harus diatur pada rasio kompresi 13:1 dengan cara mengganti piston dengan piston yang sudah dimodifikasi dengan penambahan dome. Setelah pengujian dengan rasio kompresi 13:1 selesai, maka dilakukan penambahan packing supaya rasio kompresi bisa turun ke 12,5:1, dan 12:1. Pengujian dengan variasi rasio kompresi ini bertujuan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap hasil unjuk kerja, emisi gas buang, serta temperatur operasional *engine* Honda CB150R tersebut.

Adapun parameter-parameter unjuk kerja, emisi gas buang, dan temperatur operasional yang akan dianalisa pada pengujian ini adalah torsi, daya (*brake horse power*, bhp), tekanan efektif rata-rata (*brake mean effective pressure*, bmep), konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*, sfc), efisiensi termal (η_{th}), AFR, emisi gas CO, emisi gas HC, temperatur *engine*, temperatur oli, serta temperatur exhaust (gas buang). Data-data tersebut dapat disajikan dalam pembahasan berikut ini.

4.6.1 Torsi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari pengujian yang telah dilakukan untuk variasi rasio kompresi, didapatkan data berupa torsi dari *engine* Honda CB150R pada penggunaan bahan bakar Bioetanol E100 (RON 109) dengan ECU SUMI-IT. Pengujian dilakukan pada putaran *engine* antara 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm. Pengukuran terhadap torsi yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan menggunakan waterbrake dynamometer yang telah diinstal dengan *load cell* yang sudah dilengkapi dengan akuisisi data, sehingga hasil dari pengujian dapat langsung terbaca di

komputer berupa data torsi dengan satuan kgf.m, yang nantinya akan dikonversi dan diolah terlebih dahulu sebelum disajikan dalam bentuk grafik. Data hasil pengukuran torsi *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.14 berikut.



Gambar 4.14 Grafik Torsi Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

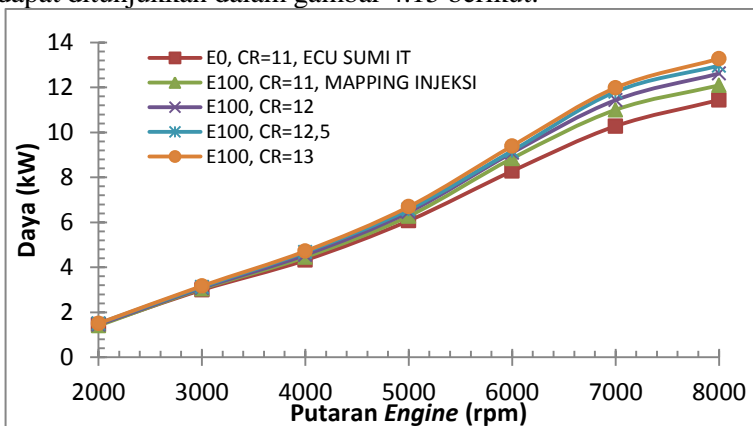
Dari gambar 4.14 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Torsi yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran *engine* pada 7000 rpm untuk dianalisa, karena di putaran *engine* ini torsi maksimal terjadi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12:1, torsi yang dihasilkan sebesar 15,338 N.m. Torsi tersebut meningkat 11,238% dari torsi yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 3,920% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12,5:1, torsi yang dihasilkan sebesar 15,838 N.m. Torsi tersebut meningkat 14,865% dari torsi yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,309% dari E100

dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Sedangkan pada E100 dengan rasio kompresi 13:1, torsi yang dihasilkan sebesar 16,073 N.m. Torsi tersebut meningkat 16,572% dari torsi yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 8,904% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi.

Peningkatan torsi seiring bertambahnya rasio kompresi tersebut terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja *engine*, sehingga torsi yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.2 Daya sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Penghitungan terhadap daya yang dikeluarkan oleh *engine* dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui nilai torsi dan putaran dari poros *engine*. Data hasil penghitungan daya *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.15 berikut.



Gambar 4.15 Grafik Daya Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

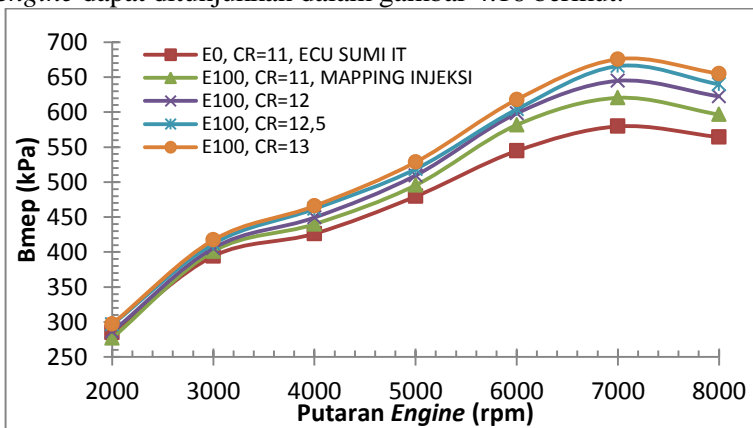
Dari gambar 4.15 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan daya dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Daya yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran *engine* pada 8000 rpm untuk dianalisa, karena di putaran *engine* ini daya maksimal terjadi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12:1, daya yang dihasilkan sebesar 12,618 kW. Daya tersebut meningkat 10,299% dari daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 4,354% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12,5:1, daya yang dihasilkan sebesar 12,969 kW. Daya tersebut meningkat 13,367% dari daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,256% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Sedangkan pada E100 dengan rasio kompresi 13:1, daya yang dihasilkan sebesar 13,278 kW. Daya tersebut meningkat 16,070% dari daya yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 9,813% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi.

Semakin cepat putaran dari *engine*, maka daya yang dihasilkan oleh *engine* akan semakin besar. Akan tetapi, pada putaran tertentu, nilai torsi menurun akibat adanya kerugian-kerugian yang diakibatkan oleh meningkatnya gesekan, temperatur operasional, serta meningkatnya kemungkinan terjadinya pembakaran yang tidak sempurna. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Daya akan menurun pada putaran tertentu dan pada umumnya pada putaran tinggi seperti yang terjadi pada grafik diatas. Pada putaran antara 7000 sampai 8000 rpm, walaupun tidak terjadi penurunan daya, grafiknya terlihat lebih landai dari *trendline* grafik antara 2000 rpm hingga 7000 rpm. Sama seperti pada torsi, peningkatan daya seiring bertambahnya rasio kompresi terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya

11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja *engine*, sehingga daya yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.3 Tekanan Efektif Rata-rata (bmep) sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Penghitungan terhadap tekanan efektif rata-rata (bmep) pada *engine* CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya, luas penampang piston, panjang langkah piston, jumlah silinder, dan putaran *engine* (rps). Data hasil penghitungan tekanan efektif rata-rata *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.16 berikut.



Gambar 4.16 Grafik Bmep Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

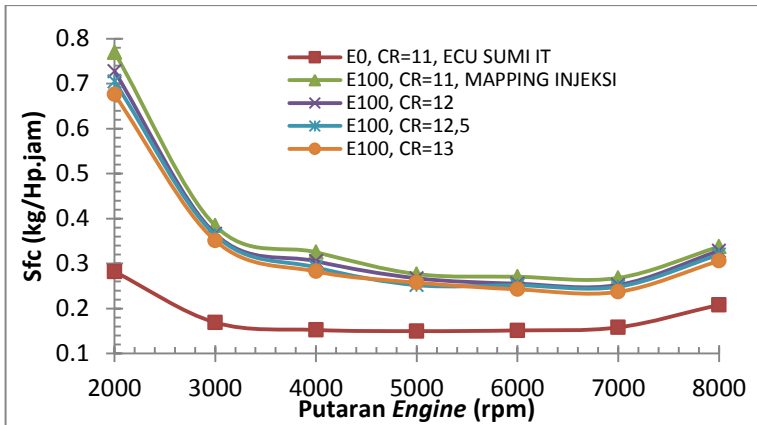
Dari gambar 4.16 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan bmep dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Bmep yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami peningkatan seiring dengan meningkatnya putaran *engine* dari 2000 rpm hingga 7000 rpm dan akan mengalami penurunan pada

putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. Dari grafik diatas diambil satu sampel putaran *engine* pada 7000 rpm untuk dianalisa, karena di putaran *engine* ini bmep maksimal terjadi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12:1, bmep yang dihasilkan sebesar 644,700 kPa. Bmep tersebut meningkat 11,238% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 3,920% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12,5:1, bmep yang dihasilkan sebesar 665,723 kPa. Bmep tersebut meningkat 14,865% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,309% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Sedangkan pada E100 dengan rasio kompresi 13:1, bmep yang dihasilkan sebesar 675,616 kPa. Bmep tersebut meningkat 16,572% dari bmep yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 8,904% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi.

Sama seperti pada torsi, peningkatan bmep seiring bertambahnya rasio kompresi tersebut terjadi karena pada rasio kompresi yang lebih tinggi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1. Karena tekanan yang lebih tinggi ini, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan memiliki tekanan yang lebih tinggi pula untuk menekan piston dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah kerja *engine*, sehingga bmep yang dihasilkan akan lebih tinggi.

4.6.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc) sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Penghitungan terhadap konsumsi bahan bakar spesifik (sfc) pada *engine* CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya dan laju aliran massa bahan bakar. Data hasil penghitungan konsumsi bahan bakar *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.17 berikut.



Gambar 4.17 Grafik Sfc Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran Engine

Dari gambar 4.17 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan konsumsi bahan bakar spesifik dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Sfc yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami penurunan drastis dari putaran *engine* 2000 rpm hingga 3000 rpm, kemudian *trendline* grafik terus turun namun dari 3000 rpm hingga 7000 rpm, kemudian akan mengalami peningkatan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. *Trendline* tersebut berbeda dengan yang dihasilkan oleh E0. Pada penggunaan E0, *trendline* grafik turun dari putaran 2000 ke 3000 rpm, kemudian dari putaran 3000 sampai 7000 rpm, *trendline* grafik terlihat konstan, kemudian akan naik pada putaran 8000 rpm. Dari grafik diatas bisa dilihat bahwa terdapat perbedaan letak sfc minimum. Pada penggunaan E0, sfc minimum sebesar 0,150 kg/HP.jam terdapat pada putaran 5000 rpm, sedangkan pada penggunaan E100 dengan variasi durasi injeksi dan rasio kompresi, sfc minimum bergeser ke putaran 7000 rpm. Pergeseran letak sfc minimum ini disebabkan oleh *mapping* durasi injeksi yang berbeda-beda di setiap putaran *engine*. Pada putaran bawah (2000 sampai 4000 rpm), durasi yang digunakan

adalah 200%, kemudian di putaran 5000 sampai 6000 rpm, durasi injeksi optimal adalah 175%, sedangkan di putaran 7000 dan 8000 rpm, *mapping* injeksi yang optimal sebesar 150%. Oleh karena itu, sfc yang dihasilkan saat penggunaan E100 berbeda dengan E0 karena secara teoritis dengan meningkatnya laju aliran massa bahan bakar, sfc yang dihasilkan juga akan semakin besar.

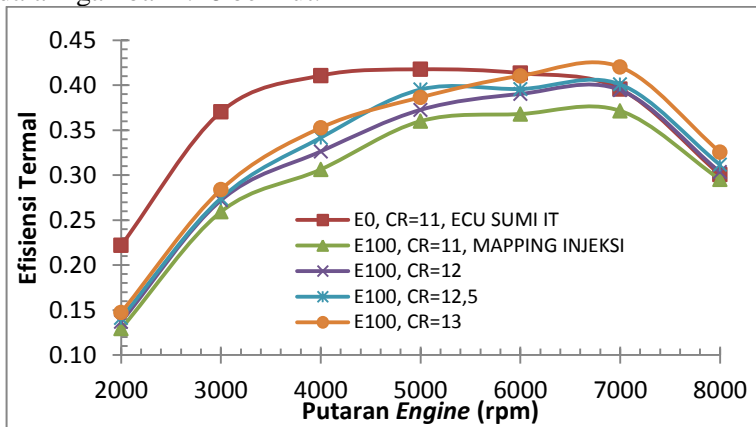
Pada grafik diatas diambil satu sampel putaran *engine* pada 7000 rpm. Pada E100 dengan rasio kompresi 12:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,252 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 59,631% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 5,857% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12,5:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,249 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 57,144% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 7,324% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Sedangkan pada E100 dengan rasio kompresi 13:1, sfc yang dihasilkan sebesar 0,237 kg/HP.jam. Sfc tersebut meningkat 46,906% dari sfc yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 11,602% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi.

Konsumsi bahan bakar spesifik akan turun dengan bertambahnya putaran *engine*, namun akan meningkat saat putaran tertentu. Hal ini disebabkan karena pada saat putaran rendah dengan beban yang harus diterima *engine* lebih besar saat *engine* bekerja pada putaran tinggi menyebabkan pasokan bahan bakar yang harus lebih banyak. Sedangkan daya yang dihasilkan pada putaran rendah sangat kecil, sehingga sfc yang dihasilkan menjadi besar. Pada saat putaran tinggi, dengan penurunan daya yang dihasilkan oleh *engine*, menyebabkan sfc akan lebih besar daripada saat *engine* bekerja pada putaran menengah. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0 ke E100, menyebabkan meningkatnya sfc. Hal ini disebabkan karena LHV yang dimiliki oleh bioetanol lebih kecil dari LHV Pertamina. Kemudian dengan penambahan rasio kompresi menyebabkan nilai sfc dari penggunaan E100 di semua putaran menjadi turun. Hal ini

disebabkan dengan penambahan rasio kompresi akan menyebabkan tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih tinggi dari rasio kompresi standar yang besarnya 11:1 yang menyebabkan daya dari *engine* menjadi lebih besar, sehingga nilai dari sfc akan turun.

4.6.5 Efisiensi Termal sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Penghitungan terhadap efisiensi termal pada *engine* CB150R dilakukan dengan terlebih dahulu mengetahui parameter-parameter seperti daya, laju aliran massa bahan bakar, dan nilai LHV dari bahan bakar Bioetanol E100. Data hasil penghitungan konsumsi bahan bakar *engine* dapat ditunjukkan dalam gambar 4.18 berikut.



Gambar 4.18 Grafik Efisiensi Termal Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

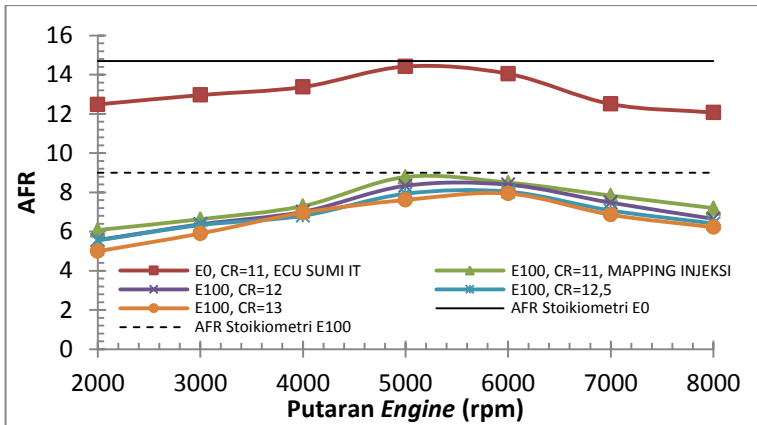
Dari gambar 4.18 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan efisiensi termal dari *engine* pada tiap rasio kompresi dan putaran *engine*. Efisiensi termal yang dihasilkan oleh *engine* Honda CB150R pada semua variasi rasio kompresi akan mengalami kenaikan dari putaran *engine* 2000 rpm hingga 7000 rpm, kemudian akan mengalami penurunan pada putaran *engine* 7000 rpm hingga 8000 rpm. *Trendline* tersebut berbeda

dengan yang dihasilkan oleh E0. Pada penggunaan E0, *trendline* grafik naik dari putaran 2000 ke 3000 rpm, kemudian dari putaran 3000 sampai 7000 rpm, *trendline* grafik terlihat konstan, kemudian akan turun pada putaran 8000 rpm. Dari grafik diatas bisa dilihat bahwa terdapat perbedaan letak efisiensi termal maksimum. Pada penggunaan E0, efisiensi termal maksimum terdapat pada putaran 5000 rpm, sedangkan pada penggunaan E100 dengan variasi durasi injeksi dan rasio kompresi, efisiensi termal maksimum bergeser ke putaran 7000 rpm. Pergeseran letak efisiensi termal maksimum ini disebabkan oleh *mapping* durasi injeksi yang berbeda-beda di setiap putaran *engine*, seperti yang terjadi pada *sfc* dari *engine*.

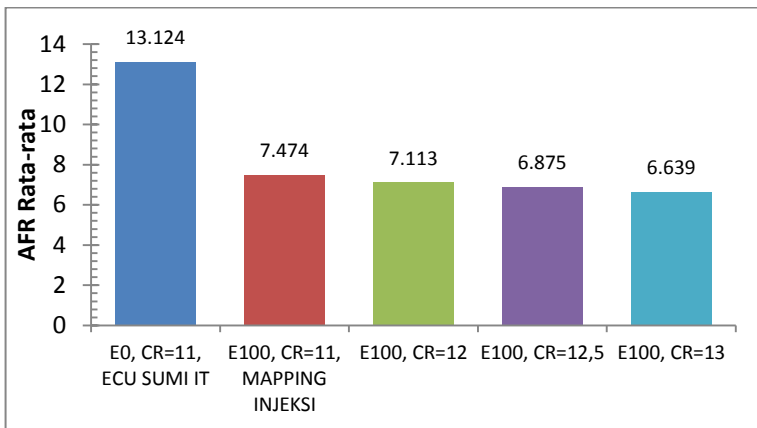
Pada grafik diatas diambil satu sampel putaran *engine* pada 7000 rpm. Pada E100 dengan rasio kompresi 12:1, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 39,460%. efisiensi termal tersebut turun 0,280% dari efisiensi termal yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 6,222% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Pada E100 dengan rasio kompresi 12,5:1, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 40,085%. efisiensi termal tersebut meningkat 1,298% dari *sfc* yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 7,903% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi. Sedangkan pada E100 dengan rasio kompresi 13:1, efisiensi termal yang dihasilkan sebesar 42,025%. efisiensi termal tersebut meningkat 6,200% dari efisiensi termal yang dihasilkan oleh E0, dan meningkat sebesar 13,125% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1 hasil *mapping* injeksi.

4.6.6 Air Fuel Ratio sebagai Fungsi Putaran Engine

Air Fuel Ratio adalah perbandingan antara laju lairan massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah Pertamina (E0) dan Bioetanol (E100). AFR stoikiometri dari kedua bahan bakar tersebut berbeda. Untuk bahan bakar Pertamina, AFR stoikiometrinya adalah 14,7:1. Sedangkan pada bahan bakar Bioetanol, AFR stoikiometrinya adalah 9:1.



Gambar 4.19 Grafik AFR Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



Gambar 4.20 Grafik AFR Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Pada gambar 4.19 diatas, besarnya AFR dari penambahan rasio kompresi akan turun dari AFR *mapping* injeksi dengan rasio kompresi 11:1. Semakin bertambah rasio kompresinya, AFR akan semakin turun. Hal ini disebabkan pada rasio kompresi yang lebih

besar, laju aliran massa dari udara akan semakin kecil, sehingga AFR yang dihasilkan akan semakin kecil, sehingga campuran bahan bakar dan udara semakin kaya.

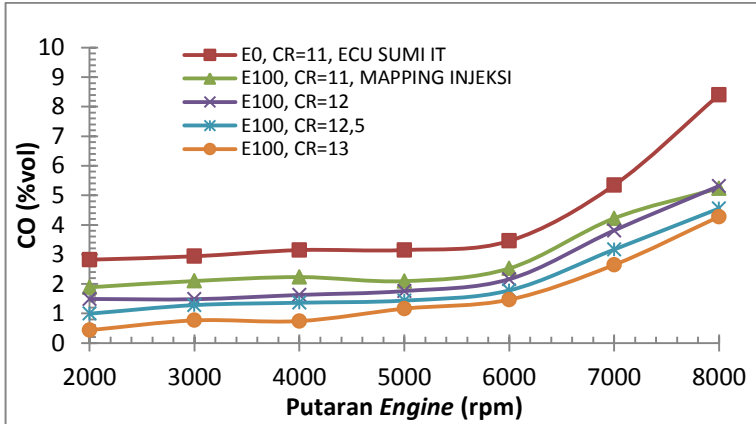
Dari Gambar 4.20 terlihat bahwa dengan penambahan rasio kompresi dari 11:1 ke 12:1, AFR rata-rata turun sebesar 4,837% dengan nilai 7,113:1. Kemudian pada rasio kompresi 12,5:1, AFR rata-rata turun sebesar 8,011% dengan nilai 6,875:1. Dan yang terakhir dengan rasio kompresi sebesar 13:1, AFR rata-rata turun sebesar 11,171% dengan nilai 6,639:1. Sehingga dari AFR rata-rata tersebut dapat disimpulkan bahwa dengan bertambahnya rasio kompresi, AFR akan menjadi semakin kaya.

4.6.7 Emisi Gas CO sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Pada penelitian ini lebih difokuskan pada pengaruh penggantian bahan bakar dari E0 ke E100, serta penambahan durasi injeksi dan rasio kompresi dari *engine*. Semakin bertambahnya putaran *engine*, besarnya emisi gas CO akan semakin bertambah. Hal ini disebabkan oleh pembakaran yang tidak sempurna di putaran atas karena campuran bahan-bakar dan udara yang semakin kaya.

Pada grafik emisi CO vs rpm, didapatkan *trendline* yang cenderung sama untuk penggantian bahan bakar dari E0 ke E100 dengan *mapping* injeksi. Kemudian *trendline* grafik yang sama juga terdapat pada penambahan rasio kompresi *engine*. Besar nilai CO dengan penggantian E0 ke E100 akan turun karena bahan bakar bioetanol memiliki unsur oksigen dalam ikatan kimianya. Unsur oksigen tersebut akan mengikat CO untuk menjadi CO₂. Sehingga CO yang dihasilkan oleh bahan bakar bioetanol akan turun dari yang dihasilkan oleh E0. Kemudian dengan penambahan rasio kompresi, Gas CO yang dihasilkan akan turun dari rasio kompresi 11:1. Hal ini disebabkan dengan penambahan

rasio kompresi pada penggunaan bahan bakar E100, pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih sempurna, karena tekanan dan temperatur yang lebih tinggi, maka bioetanol dapat terbakar lebih baik, sehingga volume gas CO yang dihasilkan akan semakin kecil.



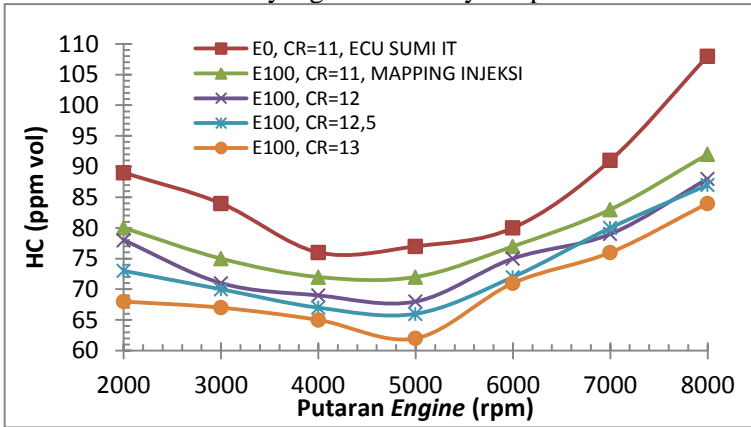
Gambar 4.21 Grafik Emisi Gas CO Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Pada putaran 2000 rpm, penurunan emisi CO yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 adalah yang terbesar, yaitu sebesar 84,580% dari emisi yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 79,935% dari emisi yang dihasilkan E100 dengan rasio kompresi 11:1. Sedangkan pada putaran *engine* 8000 rpm, penurunan emisi gas CO pada rasio kompresi 13:1 adalah sebesar 49,089 dari E0, dan turun sebesar 18,381% dari emisi E100 dengan rasio kompresi 11:1.

4.6.8 Emisi Gas HC sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Emisi HC atau Unburned Hidrokarbon adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara teoritis kadar emisi HC akan menurun seiring meningkatnya putaran *engine*. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya homogenitas campuran udara dan bahan bakar

seiring dengan penambahan putaran *engine*. Namun di putaran atas, emisi HC akan meningkat kerana pembakaran yang terjadi saat putaran atas akan semakin tidak sempurna karena campuran bahan bakar dan udara yang semakin kaya di putaran atas.

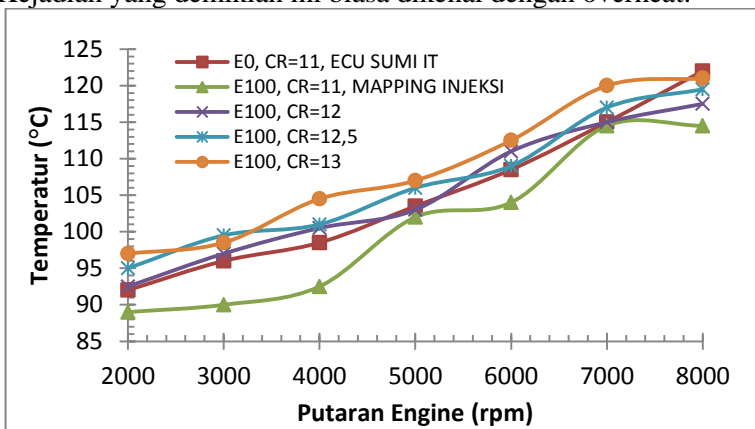


Gambar 4.22 Grafik Emisi Gas HC Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

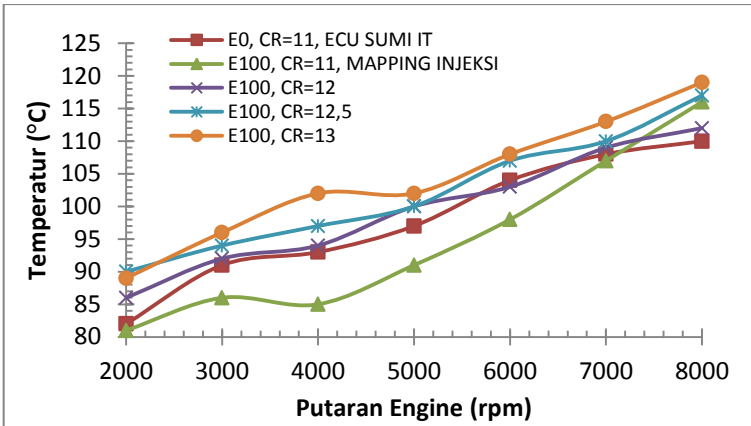
Gambar 4.22 di atas menunjukkan emisi HC seiring bertambahnya putaran *engine*. Pada putaran rendah emisi Hc cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran *engine*. Setelah emisi HC berada pada titik terendah akan mengalami kenaikan hingga rpm berada pada 8000rpm. Kemudian pada grafik diatas di putaran 5000 rpm, penurunan emisi HC yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 adalah yang terbesar, yaitu sebesar 19,481% dari emisi yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 13,889% dari emisi yang dihasilkan E100 dengan rasio kompresi 11:1. Penurunan emisi HC ini terjadi karena dengan bertambahnya rasio kompresi dengan durasi injeksi bioetanol yang tepat maka pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih baik. Dengan semakin sempurna pembakaran inilah maka emisi HC akan turun.

4.6.9 Temperatur *Engine*, Oli, dan Gas Buang sebagai Fungsi Putaran *Engine*

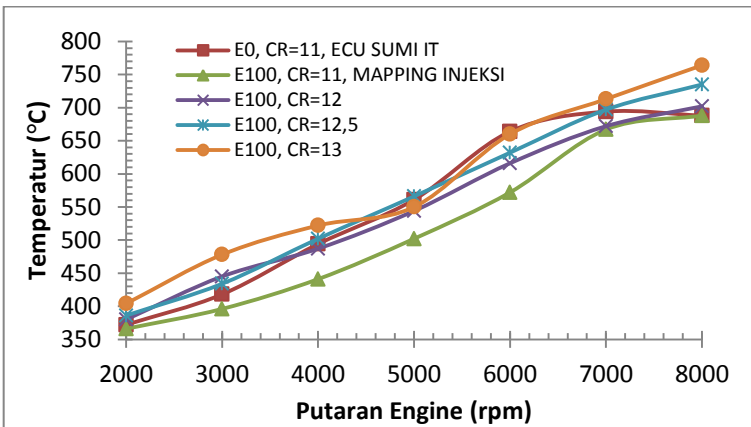
Temperatur operasional juga merupakan parameter yang diukur pada penelitian ini. Hal ini bertujuan untuk menganalisa apakah dengan variasi yang dilakukan pada penelitian ini aman ditinjau dari temperatur yang diukur dari *engine*, oli, serta gas buang dari *engine*. Bila temperatur yang diukur terlalu tinggi ditakutkan terjadi panas yang berlebihan pada ruang bakarnya, yang menyebabkan kerusakan pada komponen-komponen *engine*. Kejadian yang demikian ini biasa dikenal dengan *overheat*.



Gambar 4.23 Grafik Temperatur *Engine* Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



Gambar 4.24 Grafik Temperatur Oli Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*



Gambar 4.25 Grafik Temperatur Gas Buang Variasi Rasio Kompresi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.23, 4.24, dan 4.25 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik diatas, terdapat *trendline* yang hampir sama untuk temperatur *engine*, oli, dan temperatur gas buang. Terlihat pada ketiga grafik,

temperatur akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya putaran *engine*. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0, ke E100 dengan *mapping* injeksi yang optimal tanpa mengubah rasio kompresinya, temperatur akan turun dari E0 standar. Kemudian dari bahan bakar E100 yang sudah diberi *mapping* injeksi, bila rasio kompresi diubah menjadi lebih besar, temperatur juga akan menjadi lebih besar pula. Hal tersebut disebabkan karena dengan bertambahnya putaran *engine*, bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar akan semakin banyak, sehingga pembakaran yang terjadi di dalam ruang bakar memiliki energi panas yang lebih besar dari putaran rendah. Kemudian dengan mengganti bahan bakar dari E0 ke E100, temperatur operasional akan turun karena nilai kalor bahan bakar bioetanol lebih rendah dari Pertamina. Namun dengan penambahan rasio kompresi pada E100, temperatur operasional akan meningkat. Peningkatan ini akan melebihi temperatur operasional yang dihasilkan oleh bahan bakar E0. Hal tersebut terjadi karena pada penambahan rasio kompresi, tekanan yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih besar, sehingga temperatur operasional yang dihasilkan juga akan semakin besar.

Dari grafik temperatur *engine* sebagai fungsi putaran *engine* di gambar 4.23, rasio kompresi 13:1 memiliki temperatur puncak yang lebih rendah dari temperatur pada penggunaan E0. Namun, temperatur pada rasio kompresi 13:1 memiliki rata-rata temperatur yang lebih tinggi dari temperatur yang dihasilkan E0 terlihat dari *trendline* grafiknya. Temperatur puncak dari rasio kompresi 13:1 turun sebesar 0,821% namun rata-ratanya naik sebesar 3,399% dari temperatur yang dihasilkan E0. Sedangkan bila dibandingkan dengan temperatur yang dihasilkan oleh E100 dengan rasio kompresi 11:1, temperatur puncak dari rasio kompresi 13:1 naik sebesar 5,677%. Dari gambar 4.24, temperatur oli maksimal terjadi pada putaran 8000 rpm. Pada rasio kompresi 13:1 peningkatan terjadi sebesar 8,182% dari temperatur oli yang dihasilkan oleh penggunaan E0. Sedangkan bila dibandingkan dengan temperatur oli yang dihasilkan oleh

E100 dengan rasio kompresi 11:1, peningkatan terjadi sebesar 2,586%. Dari gambar 4.25, temperatur gas buang yang paling tinggi terjadi pada putaran *engine* 8000rpm. Pada rasio kompresi 13:1 peningkatan temperatur gas buang terjadi sebesar 11,047% dari penggunaan bahan bakar E0 maupun E100 dengan rasio kompresi 11:1. Hal ini terjadi karena temperatur gas buang maksimal pada penggunaan bahan bakar E0 standar dan E100 dengan rasio kompresi 11:1 sama besarnya, maka besar peningkatan temperatur yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 juga sama.

Dari pembahasan diatas dapat disimpulkan bahwa dengan bertambahnya putaran *engine* maka temperatur operasional akan meningkat. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0 ke E100, temperatur operasional akan menurun dari penggunaan bahan bakar E0. Sedangkan bila rasio kompresi pada penggunaan bahan bakar E100 semakin besar, temperatur operasional akan semakin tinggi melebihi temperatur yang dihasilkan oleh penggunaan bahan bakar E0.

LAMPIRAN

Lampiran A - Data Hasil Pengukuran Pada Pengujian

Tabel A.1 Data Torsi (kgf.m) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Torsi (kgf.m)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	0.710	0.691	0.256	0.373	0.480	0.582	0.672	0.694	0.719	0.721
3000	0.950	0.956	0.357	0.593	0.709	0.859	0.973	0.984	0.999	1.012
4000	1.044	1.034	0.404	0.698	0.947	1.014	1.067	1.090	1.120	1.130
5000	1.184	1.163	0.558	0.819	1.092	1.202	1.139	1.236	1.258	1.282
6000	1.354	1.321	0.624	0.971	1.290	1.411	1.239	1.451	1.465	1.499
7000	1.422	1.406	0.708	1.059	1.505	1.439	0.737	1.564	1.615	1.639
8000	1.380	1.369	0.616	1.008	1.447	1.369	0.526	1.510	1.552	1.589

Tabel A.2 Data Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (detik) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (detik)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	111.22	122	102.05	78.52	68.05	56.18	49.32	50.52	50.32	52.32
3000	93.23	98.12	87.89	71.29	60.32	50.54	45.48	47.19	46.88	47.88
4000	73.34	75.45	68.52	56.12	48.14	40.45	36.76	38.34	39.06	39.96
5000	52.27	54.57	51.57	42.28	35.98	30.68	27.77	30.88	32.18	30.88
6000	38.14	39.63	37.31	30.57	25.66	22.26	19.54	22.96	23.06	23.37
7000	29.2	30.55	29.71	23.17	18.06	16.19	13.72	18.46	18.16	18.76
8000	19.36	20.85	22.11	17.54	13.06	11.98	9.62	12.86	12.85	13.12

Lampiran B - Data Emisi Gas Buang Hasil Pengujian

Tabel B.1 Data Emisi gas CO (%) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Emisi CO (%)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	2.482	2.821	0.899	1.139	1.312	1.511	1.886	1.491	0.994	0.435
3000	2.723	2.936	1.022	1.233	1.413	1.888	2.099	1.483	1.283	0.766
4000	2.978	3.146	1.342	1.422	1.745	2.033	2.232	1.627	1.364	0.743
5000	3.132	3.147	1.788	2.007	2.112	2.094	2.444	1.759	1.437	1.163
6000	3.752	3.454	1.988	2.032	2.344	2.526	3.122	2.160	1.781	1.467
7000	5.112	5.342	3.242	3.593	4.221	4.129	4.482	3.810	3.165	2.645
8000	7.655	8.399	4.577	4.722	5.239	5.677	6.42	5.315	4.554	4.276

Tabel B.2 Data Emisi gas HC (ppm) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Emisi HC (ppm)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	86	89	67	70	75	76	80	78	73	68
3000	84	84	67	70	69	73	75	71	70	67
4000	75	76	65	66	68	71	72	69	67	65
5000	75	77	65	67	69	72	70	68	66	62
6000	82	80	70	71	75	77	78	75	72	71
7000	93	91	80	81	83	84	86	79	80	76
8000	106	108	91	89	92	92	93	88	87	84

Lampiran C - Data Temperatur Operasional Hasil Pengujian

Tabel C.1 Data Temperatur *Cylinder Block* (°C) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Temperatur Cylinder Block (°C)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	89	88	100	96	92	88	86	92	94	96
3000	91	92	106	104	99	92	85	97	99	97
4000	93	95	108	105	100	94	89	100	100	103
5000	96	99	108	109	102	98	92	106	104	104
6000	102	101	111	108	104	99	98	112	108	110
7000	107	111	120	118	111	101	101	113	115	120
8000	109	119	122	120	112	105	105	117	118	120

Tabel C.2 Data Temperatur *Cylinder Head* (°C) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Temperatur Cylinder Head (°C)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	90	96	104	102	95	89	92	93	96	98
3000	98	100	115	105	102	94	95	97	100	100
4000	100	102	114	107	104	96	96	101	102	106
5000	100	108	116	111	109	106	98	100	108	110
6000	104	116	123	119	115	109	100	110	110	115
7000	114	119	127	121	118	113	110	117	119	120
8000	116	125	131	124	117	117	108	118	121	122

Tabel C.3 Data Temperatur Oli (°C) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Temperatur Oli (°C)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	74	82	96	90	88	76	81	86	90	89
3000	83	91	100	94	92	82	86	92	94	96
4000	89	93	99	97	95	84	85	94	97	102
5000	92	97	103	102	99	91	87	100	100	102
6000	100	104	110	107	100	98	93	103	107	108
7000	106	108	114	110	107	104	100	109	110	113
8000	109	110	121	112	116	105	102	112	117	119

Tabel C.4 Data Temperatur Gas Buang (°C) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Temperatur Gas Buang (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	357	372	433	411	399	346	366	380	386	404
3000	403	418	496	459	456	394	396	445	434	478
4000	476	494	542	501	518	466	441	487	502	522
5000	516	561	598	578	535	502	463	544	566	550
6000	591	664	669	661	640	572	518	616	632	660
7000	640	694	671	689	667	620	611	672	697	713
8000	653	688	688	698	688	667	644	702	735	764

Lampiran D - Data Hasil Penghitungan

Tabel D.1 Data Torsi (N.m) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Torsi (Nm)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	6.963	6.776	2.511	3.658	4.707	5.707	6.590	6.806	7.051	7.071
3000	9.316	9.375	3.501	5.815	6.953	8.424	9.542	9.650	9.797	9.924
4000	10.238	10.140	3.962	6.845	9.287	9.944	10.464	10.689	10.983	11.082
5000	11.611	11.405	5.472	8.032	10.709	11.788	11.170	12.121	12.337	12.572
6000	13.278	12.955	6.119	9.522	12.651	13.837	12.150	14.229	14.367	14.700
7000	13.945	13.788	6.943	10.385	14.759	14.112	7.228	15.338	15.838	16.073
8000	13.533	13.425	6.041	9.885	14.190	13.425	5.158	14.808	15.220	15.583

Tabel D.2 Data Daya (kW) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Daya (kW)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	1.483	1.444	0.535	0.779	1.003	1.216	1.404	1.450	1.502	1.506
3000	2.977	2.996	1.119	1.858	2.222	2.692	3.049	3.083	3.130	3.171
4000	4.362	4.320	1.688	2.916	3.957	4.237	4.458	4.554	4.679	4.721
5000	6.184	6.074	2.914	4.277	5.703	6.278	5.948	6.455	6.570	6.695
6000	8.486	8.279	3.911	6.085	8.085	8.843	7.765	9.094	9.181	9.394
7000	10.397	10.280	5.177	7.743	11.004	10.521	5.389	11.435	11.808	11.984
8000	11.531	11.439	5.147	8.423	12.091	11.439	4.395	12.618	12.969	13.278

Tabel D.3 Data Tekanan Efektif Rata-rata (kPa) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Tekanan Efektif Rata-rata (kPa)									
	ED, ECU Standar	ED, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	292.671	284.839	105.526	153.755	197.862	239.908	277.007	286.076	296.381	297.205
3000	391.602	394.075	147.160	244.442	292.259	354.091	401.083	405.617	411.800	417.159
4000	430.350	426.228	166.534	287.724	390.365	417.984	439.831	449.312	461.678	465.800
5000	488.060	479.403	230.015	337.602	450.136	495.479	469.510	509.495	518.563	528.456
6000	558.136	544.533	257.221	400.258	531.754	581.632	510.731	598.120	603.891	617.907
7000	586.166	579.571	291.846	436.533	620.380	593.174	303.801	644.700	665.723	675.616
8000	568.853	564.319	253.923	415.510	596.472	564.319	216.824	622.441	639.754	655.006

Tabel D.4 Data Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (kg/HP.jam) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (kg/HP.jam)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	0.301	0.282	0.976	0.871	0.781	0.780	0.770	0.728	0.705	0.676
3000	0.179	0.169	0.542	0.402	0.398	0.392	0.384	0.366	0.363	0.351
4000	0.155	0.152	0.461	0.326	0.280	0.311	0.325	0.305	0.292	0.282
5000	0.154	0.150	0.355	0.295	0.260	0.277	0.323	0.267	0.252	0.258
6000	0.153	0.151	0.365	0.286	0.257	0.271	0.351	0.255	0.252	0.243
7000	0.164	0.158	0.346	0.297	0.268	0.313	0.721	0.252	0.249	0.237
8000	0.222	0.208	0.468	0.361	0.337	0.389	1.260	0.328	0.320	0.306

Tabel D.5 Data Efisiensi Termal (%) pada Seluruh Pengujian Engine Honda CB150R

Rpm	Efisiensi Termal (%)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU SUMI-IT	E100, CR=11, 100%	E100, CR=11, 125%	E100, CR=11, 150%	E100, CR=11, 175%	E100, CR=11, 200%	E100, CR=12	E100, CR=12,5	E100, CR=13
2000	0.208	0.222	0.102	0.114	0.128	0.128	0.129	0.137	0.141	0.147
3000	0.350	0.370	0.184	0.248	0.251	0.254	0.259	0.272	0.274	0.284
4000	0.403	0.411	0.216	0.306	0.356	0.320	0.306	0.326	0.342	0.353
5000	0.407	0.418	0.281	0.338	0.384	0.360	0.309	0.373	0.395	0.386
6000	0.408	0.413	0.273	0.348	0.388	0.368	0.284	0.390	0.396	0.410
7000	0.383	0.396	0.287	0.335	0.371	0.318	0.138	0.395	0.401	0.420
8000	0.281	0.301	0.213	0.276	0.295	0.256	0.079	0.303	0.312	0.326

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Dengan penggantian ECU dari standar ke ECU SUMI-IT dengan bahan bakar E0, nilai torsi maksimal turun dari 13,945 N.m ke 13,788 N.m pada putaran 7000 rpm. Penurunan terjadi sebesar 1,126%. Karena penurunan torsi yang kecil ini ECU SUMI-IT layak digunakan dalam penelitian ini.
2. Pemetaan injeksi bahan bakar yang optimal untuk menghasilkan torsi maksimal pada *engine* Honda CB150R berbahan bakar Bioetanol E100 dengan rasio kompresi 11:1 adalah sebagai berikut.

Tabel 5.1 Hasil Penghitungan Durasi Injeksi Terbaik

Rpm	Durasi Injeksi Terbaik
2000	200%
3000	200%
4000	200%
5000	175%
6000	175%
7000	150%
8000	150%

Dengan besar kenaikan torsi di setiap putaran *engine* dari E0 sebagai berikut.

Tabel 5.2 Hasil Penghitungan Kenaikan Torsi

Rpm	Kenaikan Torsi
2000	-2,750%

3000	1,778%
4000	3,191%
5000	3,353%
6000	6,813%
7000	7,041%
8000	5,698%

3. Untuk variasi rasio kompresi, dengan bertambahnya rasio kompresi menjadi 12:1, 12,5:1, dan 13:1 dengan bahan bakar E100, maka hasil unjuk kerja dari *engine* terhadap yang dihasilkan oleh bahan bakar E0 adalah sebagai berikut.

- Rasio Kompresi 12:1
 - Torsi mengalami kenaikan sebesar 11,238% pada putaran 7000 rpm.
 - Daya mengalami kenaikan sebesar 10,299% pada putaran 8000 rpm.
 - Bmep mengalami kenaikan sebesar 11,238% pada putaran 7000 rpm.
 - Sfc mengalami kenaikan sebesar 59,631% pada putaran 7000 rpm.
 - Efisiensi thermal mengalami penurunan sebesar 0,280% pada putaran 7000 rpm.
- Rasio Kompresi 12,5:1
 - Torsi mengalami kenaikan sebesar 14,865% pada putaran 7000 rpm.
 - Daya mengalami kenaikan sebesar 13,367% pada putaran 8000 rpm.
 - Bmep mengalami kenaikan sebesar 11,238% pada putaran 7000 rpm.
 - Sfc mengalami kenaikan sebesar 57,144 % pada putaran 7000 rpm.
 - Efisiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 1,298% pada putaran 7000 rpm.
- Rasio Kompresi 13:1

- Torsi mengalami kenaikan sebesar 16,572% pada putaran 7000 rpm.
- Daya mengalami kenaikan sebesar 16,070% pada putaran 8000 rpm.
- Bmep mengalami kenaikan sebesar 11,238% pada putaran 7000 rpm.
- Sfc mengalami kenaikan sebesar 46,906 % pada putaran 7000 rpm.
- Efisiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 6,200% pada putaran 7000 rpm.

Kemudian bila hasil unjuk kerja pada rasio kompresi 12:1, 12,5:1, dan 13:1 dengan bahan bakar E100 dibandingkan dengan hasil unjuk kerja E100 pada rasio kompresi 11:1 dengan mapping injeksi adalah sebagai berikut.

- Rasio Kompresi 12:1
 - Torsi mengalami kenaikan sebesar 3,920% pada putaran 7000 rpm.
 - Daya mengalami kenaikan sebesar 4,354% pada putaran 8000 rpm.
 - Bmep mengalami kenaikan sebesar 3,920% pada putaran 7000 rpm.
 - Sfc mengalami penurunan sebesar 5,857% pada putaran 7000 rpm.
 - Efisiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 6,222% pada putaran 7000 rpm.
- Rasio Kompresi 12,5:1
 - Torsi mengalami kenaikan sebesar 7,309% pada putaran 7000 rpm.
 - Daya mengalami kenaikan sebesar 7,256% pada putaran 8000 rpm.
 - Bmep mengalami kenaikan sebesar 7,309% pada putaran 7000 rpm.
 - Sfc mengalami penurunan sebesar 7,324 % pada putaran 7000 rpm.

- Efisiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 7,903% pada putaran 7000 rpm.
 - Rasio Kompresi 13:1
 - Torsi mengalami kenaikan sebesar 8,904% pada putaran 7000 rpm.
 - Daya mengalami kenaikan sebesar 9,813% pada putaran 8000 rpm.
 - Bmep mengalami kenaikan sebesar 8,904% pada putaran 7000 rpm.
 - Sfc mengalami penurunan sebesar 11,602 % pada putaran 7000 rpm.
 - Efisiensi thermal mengalami kenaikan sebesar 13,125% pada putaran 7000 rpm.
4. Bila dibandingkan dengan E0, AFR rata-rata pada rasio kompresi 12:1 turun sebesar 45,802%. Pada rasio kompresi 12,5:1, AFR rata-rata turun sebesar 47,615%. Pada rasio kompresi sebesar 13:1, AFR rata-rata turun sebesar 49,413%. Sedangkan bila dibandingkan dengan E100 dengan rasio kompresi standar, pada rasio kompresi 12:1, AFR rata-rata turun sebesar 4,837%. Pada rasio kompresi 12,5:1, AFR rata-rata turun sebesar 8,011%. Pada rasio kompresi sebesar 13:1, AFR rata-rata turun sebesar 11,171%.
 5. Dari hasil emisi *engine* Honda CB150R dengan variasi rasio kompresi relatif terhadap bahan bakar standar didapatkan hasil bahwa pada rasio kompresi 12:1, emisi CO berkurang sebanyak 47,146% dari E0, dan berkurang sebanyak 20,944% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 2000 rpm. Pada rasio kompresi 12,5:1, emisi CO berkurang sebanyak 64,764% dari E0, dan berkurang sebanyak 47,296% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 2000 rpm. Pada rasio kompresi 13:1, emisi CO berkurang sebanyak 84,580% dari E0, dan berkurang sebanyak 76,935% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 2000 rpm. Kemudian dari hasil emisi HC, pada pada rasio kompresi 12:1, emisi HC berkurang sebanyak 11,688% dari

E0, dan berkurang sebanyak 5,556% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 5000 rpm. Pada rasio kompresi 12,5:1, emisi HC berkurang sebanyak 14,286% dari E0, dan berkurang sebanyak 8,333% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 5000 rpm. pada rasio kompresi 13:1, emisi HC berkurang sebanyak 19,481% dari E0, dan berkurang sebanyak 13,889% dari E100 rasio kompresi 11:1 pada putaran 5000 rpm.

6. Dari hasil temperatur operasional *engine* Honda CB150R, rasio kompresi 13:1 memiliki temperatur puncak yang turun sebesar 0,821% pada putaran 8000 rpm dari temperatur yang dihasilkan E0, dan naik sebesar 5,677% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1. Temperatur oli maksimal terjadi pada putaran 8000 rpm, pada rasio kompresi 13:1 peningkatan terjadi sebesar 8,182% dari temperatur oli yang dihasilkan oleh penggunaan E0, dan meningkat sebesar 2,586% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1. Temperatur gas buang yang paling tinggi terjadi pada putaran *engine* 8000 rpm. Pada rasio kompresi 13:1 peningkatan temperatur gas buang terjadi sebesar 11,047% dari penggunaan bahan bakar E0 maupun E100 dengan rasio kompresi 11:1.

5.2 Saran

Setelah menyelesaikan penelitian ini, mungkin masih banyak kekurangan dalam proses pengambilan data. Sehingga bagi peneliti lain yang tertarik dengan penelitian tentang penggunaan bahan bakar Bioetanol E100 dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian ini.

1. Perlu dilakukan penelitian ulang untuk menyempurnakan ECU SUMI-IT, karena pada penelitian ini masih terdapat perbedaan nilai torsi yang didapatkan dengan ECU standar dan ECU SUMI-IT.
2. Perlu dilakukan peremajaan alat pada *waterbrake dynamometer* dan *roller* roda belakang, mengingat alat

tersebut adalah alat pengujian yang sudah lama dipakai. Hal ini dilakukan untuk meminimalisir terjadinya kesalahan pada data torsi.

3. Perlu dilakukan pembuatan alat untuk akuisisi pada pengambilan data waktu konsumsi 25 ml bahan bakar, karena pembacaan data manual menggunakan *stopwatch* dan tabung ukur kurang akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Biro Fasilitas Kebijakan Energi dan Persidangan. 2014. Outlook Energi Indonesia 2014. Jakarta: Dewan Energi Nasional Republik Indonesia.
- [2] Kuncayono, P., Fathallah, A.Z.M., dan Semin. 2013. Analisa Prediksi Potensi Bahan Baku Biodiesel Sebagai Suplemen Bahan Bakar Motor Diesel di Indonesia. Jurnal Teknik Pomits. Vol. 2, No. 1, pp. 62.
- [3] Sulistiyo, B., Sentanuhady, J., dan Susanto, A. 2009. Pemanfaatan Etanol sebagai *Octane Improver* Bahan Bakar Bensin Pada Sistem Bahan Bakar Injeksi Sepeda Motor 4 Langkah 1 Silinder. Jurnal Teknik. Vol.1, pp. 1-2.
- [4] Jeuland, N., Montagne, X., dan Gautrot, X. 2004. Potentiality of Ethanol as a Fuel for Dedicated Engine. Journal of Oil & Gas Science and Technology. Vol. 59, No. 6, pp. 560-565.
- [5] 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.
- [6] Triwibowo, Bayu. 2013. Teori Dasar Simulasi Proses Pembakaran Limbah *Vinasse* dari Industri Alkohol Berbasis CFD. Jurnal Bahan Alam Terbarukan. Vol. 1, pp. 15-16.
- [7] Heywood, J.B. 1988. Internal Combustion Engines Fundamentals. United States of America: McGraw-Hill, Inc.
- [8] Liu, H., Wang, Z., Long, Y., Xiang, S., Wang, J., dan Fatouriae, M. 2015. Comparative Study on Alcohol-Gasoline and Gasoline-Alcohol Dual-Fuel Spark Ignition (DFSI) Combustion for Engine Particle Number (PN) Reduction. Journal of Fuel. Vol. 159, pp. 250-251.

- [9] Kawano, D. Sungkono. 2011. Motor Bakar Torak (Bensin). Surabaya: ITS Press.
- [10] Vancoillie, J., Demuynck, J., Sileghem, L., Van De Ginste, M., Verhelst, S., Brabant, L., dan Van Hoorebeke, L. 2013. The Potential of Methanol As a Fuel for Flex-fuel and Dedicated Spark-ignition Engines. *Journal of Applied Energy*. Vol. 102, pp. 141.
- [11] Gurnito, Ahmad. 2015. Studi Eksperimental Pengaruh *Mapping Ignition Timing* Terhadap Unjuk Kerja Dan Emisi *Engine* Sinjai 650CC Berbahan Bakar Peralite Dengan Penggunaan ECU SUMI-IT (Target $\lambda=1$). Tugas Akhir. Tidak dipublikasikan. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [12] Kawano, D. Sungkono. 2014. Pencemaran Udara. Surabaya: ITS Press.
- [13] Sudarmanta, B., Junipitoyo, B., Putra, A.B.K., dan Sutantra, I N. 2015. Influence of The Compression Ratio and Ignition Timing on Sinjai Engine Performance with 50% Bioethanol-Gasoline Blended Fuel. *Journal of Applied Mechanics and Materials*. pp. 4-5.
- [14] Setiawan, Atok. 2012. Kajian Eksperimental Pengaruh Etanol Pada Premium Terhadap Karakteristik Pembakaran Kondisi Atmosferik Dan Bertekanan Di Motor Otto Silinder Tunggal Sistem Injeksi. Disertasi. Tidak dipublikasikan. Depok: Universitas Indonesia.
- [15] Costa, Rodrigo C., dan Sodr , José R. 2011. Compression Ratio Effects On An Ethanol/Gasoline Fuelled Engine Performance. *Journal of Applied Thermal Engineering*. Vol. 31, pp. 278-282.
- [16] Zhao, J., Ma, F., Xiong, X., Deng, J., Wang, L., Naeve, N., dan Zhao, S. 2013. Effects Of Compression Ratio On The Combustion And Emission Of A Hydrogen Enriched Natural Gas Engine Under Different Excess Air Ratio. *Journal of Energy*. Vol. 59, pp. 659-664.

RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap Renno Feibianto Dwi Dharmawan. Penulis yang terlahir di Surabaya pada 10 Februari 1995 ini merupakan anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan Mudjiyanto dan Trijastuti.

Penulis memulai pendidikan formal di TK Aisyiyah Bustanul Athfal 02 Gadung Surabaya, kemudian melanjutkan ke SD Negeri Margorejo IV Surabaya. Setelah lulus tahun 2006, penulis melanjutkan pendidikan di SMP Negeri 12 Surabaya, dan kemudian menyelesaikan studi jenjang menengah atas di SMA Negeri 16 Surabaya. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, di tahun 2012 penulis melanjutkan studi di Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis mengambil fokus penelitian tugas akhir pada bidang studi Konversi Energi.

Selama kuliah, penulis aktif berorganisasi di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM-ITS), khususnya dalam bidang manajemen *event* dan otomotif. Di LBMM-ITS penulis menjadi staf dari Divisi Umum, serta Sekretaris Umum LBMM. Penulis juga merupakan anggota Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar. Penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada penelitian bahan bakar bioetanol dengan durasi injeksi bahan bakar dan rasio kompresi *engine* pada *Internal Combustion Engine*. Penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi kemajuan teknologi di Indonesia.

Untuk informasi lebih lengkap, dapat menghubungi melalui email rennofdd@gmail.com.