



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 141585

*STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH MAPPING
WAKTU PENGAPIAN MAPPING DURASI INJEKSI
DAN RASIO KOMPRESI TERHADAP
PERFORMANSI DAN EMISI GAS BUANG ENGINE
HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR E50*

DWIJO HARTONO
NRP 2112 100 079

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



TUGAS AKHIR - TM 141585

***STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH MAPPING
WAKTU PENGAPIAN MAPPING DURASI INJEKSI
DAN RASIO KOMPRESI TERHADAP
PERFORMANSI DAN EMISI GAS BUANG ENGINE
HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR E50***

**DWIJO HARTONO
NRP 2112 100 079**

**Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 141585

**AN INFLUENCES OF IGNITION TIMING MAPPING
FUEL INJECTION DURATION AND COMPRESSION
RATIO USING EXPERIMENTAL STUDY TROUGH
THE ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST
EMISSION OF E50 FUEL HONDA CB150R ENGINE**

**DWIJO HARTONO
NRP 2112 100 076**

**Advisor
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH MAPPING
WAKTU PENGAPIAN DAN MAPPING DURASI
INJEKSI SERTA RASIO KOMPRESI TERHADAP
PERFORMANSI DAN EMISI GAS BUANG ENGINE
HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR E50**

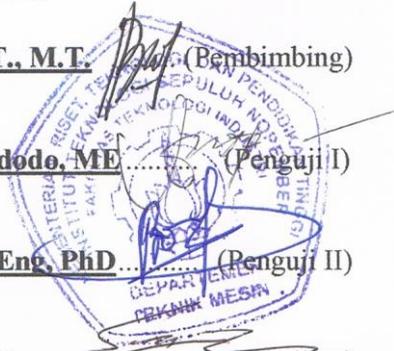
TUGAS AKHIR

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

Oleh:
DWI JO HARTONO
NRP. 2112100079

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. **Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.** (Bembimbing)
NIP. 197301161997021001
2. **Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME** (Penguji I)
NIP. 195312191981031001
3. **Dr. Bambang Arip D, S.T., M.Eng, PhD** (Penguji II)
NIP. 197804012002121001
4. **Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc.** (Penguji III)
NIP. 196604021989031002



**SURABAYA
JULI, 2017**

STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PEMETAAN WAKTU PENGAPIAN DAN DURASI INJEKSI TERHADAP PERFORMANSI DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR E50

Nama Mahasiswa : Dwijo Hartono
NRP : 2112100079
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRAK

Ilmu pengetahuan dan teknologi berkembang pesat seiring dengan perkembangan serta kemajuan di bidang industri terutama permesinan, misalnya di bidang otomotif. Perkembangan tersebut mengakibatkan konsumsi serta harga bahan bakar fosil meningkat, sehingga seiring berjalannya waktu banyak di cari alternative bahan bakar. Bioetanol merupakan bahan bakar nabati yang diformulasikan untuk kendaraan bermotor. Dalam penerapan bioetanol di motor bakar, memerlukan beberapa modifikasi pada mesin yang akan dipakai seperti mengubah waktu pengapian, mengubah durasi injeksi, mengubah rasio kompresi, dan memodifikasi sistem pemasukan bahan bakar mesin. Dengan demikian, diharapkan terjadi peningkatan terhadap hasil unjuk kerja engine.

Penelitian ini difokuskan pada mesin Honda CB150R dengan diawali melakukan setting pada ECU programmable. Setelah itu pengujian penginjeksian bahan bakar untuk mencapai AFR Bioetanol E50 dengan persentase penginjeksian sebesar 100, 125, 150, 175 dan 200 persen dari jumlah penginjeksian bahan bakar standar. Kemudian dilakukan pengujian dengan penggunaan Pertamina (bioetanol 0%) pada kondisi standar sebagai kelompok kontrol dan penggunaan Bioetanol E50 dengan variasi ignition timing sebagai kelompok uji dengan mengambil 4 variasi advance ignition timing 16°, 20°, 24° dan 28° BTDC pada

rasio kompresi yang telah dirubah menjadi 12, 12,5, dan 13. Pengujian dilakukan menggunakan Waterbrake Dynamometer pada bukaan katup kupu-kupu penuh (Fully Open Throttle). Pengujian dilakukan dengan pengukuran parameter unjuk kerja, emisi, dan suhu operasional.

Dari penelitian ini didapatkan mapping durasi injeksi yang tepat pada putaran 2000 hingga 4000 rpm adalah 150%, sedangkan pada putaran 5000 hingga 8000 rpm, durasi terbaik 125%. Sedangkan untuk mapping waktu pengapian didapatkan pada rentang 16° dan 20° BTDC untuk rasio kompresi 12, 12,5, dan 13. Berdasarkan hasil afr E0 ecu programable pada rasio kompresi 11 didapatkan nilai rata – rata sebesar 13,154 yang berarti kondisi campuran udara dan bahan bakar berada di bawah afr stoikiometri yaitu 14,7. Sedangkan untuk hasil afr E50 ecu programable pada rasio kompresi 11 didapatkan nilai sebesar rata – rata 11,160 yang berarti kondisi campuran udara dan bahan bakar berada di bawah afr stoikiometri yaitu 12,6. Hal tersebut menunjukkan bahwa engine Honda CB150R beroperasi pada afr di bawah stoikiometri dari bahan bakar yang digunakan. Sehingga engine Honda CB150R memiliki karakteristik daya menjadi meningkat dan tidak terjadi detonasi, akan tetapi nilai waktu konsumsi bahan bakar akan menurun serta emisi CO dan HC meningkat

Kata Kunci: Bioetanol 50%, Durasi Injeksi, Ignition Timing, Emisi Gas Buang, Honda CB150R, RON, Temperatur Operasional

AN INFLUENCES OF IGNITION TIMING MAPPING, FUEL INJECTION DURATION AND COMPRESSION RATIO USING EXPERIMENTAL STUDY TROUGH THE ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION OF E50 FUEL HONDA CB150R ENGINE

Name : Dwijo Hartono
NRP : 2112100079
Department : Mechanical Engineering-ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRACT

Education and technology is developed rapidly with the development of industrial system mainly in the machinery, for example in automotive. This development makes the price and the consumption of fossil fuel increasing, so as time goes by alternative need to be found. Bioetanol is one of the vegetal fuel formulate for motor vehicle. In implementation of bioethanol in combustibile motor, modification are needed to the machine that will be used, like changing the ignition timing, the injection duration, changing the compression ratio, and modify the inlet system of the fuel. Therefore, the increasing of the performance of the engine is one of the goal.

This research is focused in the Honda CB150R engine and begin with the setting of the ECU programmable. After that, we do the test of injection of the fuel to reach the AFR of Bioetanol E50 with the injection percentage of 100, 125, 150, 175 and 200 percent from the total of the standar injection fuel. Then, we do the test of Pertamina (bioethanol 0%) in standard condition as the control team and the use of Bioetanol E50 with the variation of ignition timing as test team by taking 4 advance ignition timing variation of 16°, 20°, 24° and 28° BTDC on the compression ratio that change to 12, 12.5, and 13. The test is done by using Waterbrake Dynamometer on the opening valve of

Fully Open Throttle. The test is done by using instrumental parameter for the emission performance and operational temperature.

Experimental result show that the correct injection duration mapping on the 2000 to 4000 rpm is 150%, and on the 5000 to 8000 rpm the best duration is 125%. Meanwhile, for the time mapping of the ignition time on the range of 16° and 20° BTDC for the compression ratio of 12, 12.5 and 13. Based on the result of AFR E0 ecu programmable on the compression ratio 11 the average value is 13.154, which means the condition of air and fuel mixture is below the stoichiometric AFR of 14.7. On the other hand, for the result of afr E50 ecu programmable of the compression ratio 11 the average value is 11.160, which means the condition of air and fuel mixture is below stoichiometric AFR of 12.6. This matter shows that Honda CB150R engine operate on afr below the stoichiometry of the fuel that we used. So the Honda CB150R have the power characteristics increasing and detonation is not happening, however the time consumption of the fuel will decrease, and the emission of CO and HC will increase..

Keywords : *Bioethanol, compression ratio, duration mapping of fuel injection, Electronic Control Unit (ECU), Honda CB150R, RON, E50.*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah, Al-Maliq, Al-Haqq, Al-Mubin, yang memberikan kita iman dan keyakinan. Ya Allah, limpahkan shalawat pada pemimpin kami Muhammad, penutup para nabi dan rasul, dan juga pada keluarganya yang baik, kepada para sahabat pilihan, dan yang mengikuti mereka dengan penuh ihsan hingga hari kiamat. Puji syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT karena atas berkah, rahmat, rizki, dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibu Sri Junaeni dan Bapak Hartoko yang selalu memberikan doa dan dukungannya kepada penulis. Rizky Eko Saputro Yunanto, kakak penulis, terima kasih atas segala bantuan financial selama kuliah.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME, Bapak Ary Bachtiar, S.T., M.T., Ph.D., serta Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc., selaku dosen penguji tugas akhir dan bapak Bambang Arip Dwiyantoro, S.T, M.Eng, PhD selaku dosen penguji seminar proposal penulis, terima kasih atas pertanyaan dan saran-saran yang telah diberikan.
4. Ibu Ika Dewi Wijayanti, S.T., M.Sc. selaku Dosen wali penulis di awal perkuliahan, terima kasih atas kebaikan dan kesabaran ibu selama ini.
5. Bapak Achmad Syaifudin ST. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas kebaikan dan kesabaran bapak selama ini.

6. Seluruh dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan ilmu dan teladan selama penulis menempuh kuliah.
7. Dwi Anggun Putri Solikha,S.si. Seorang wanita yang setiap hari menemani penulis, memberikan dorongan dan omelan melebihi ibu saya sendiri untuk segera lulus.
8. Terima kasih kepada segenap rekan LBMM-ITS yang selalu saya repotkan.
9. Segenap karyawan Teknik Mesin ITS, Pak Karmono, Mbah No, Pak Mul, Mas Andik, Cak Bud, Cak To, Mas Reza, Mbak Sri, dan semua karyawan yang belum bisa disebutkan, penulis mengucapkan terima kasih.
10. Mas Tris dan Mbak Tris, pemilik warung gerobak dorong yang rela dihutang demi kelangsungan hidup penulis di Teknik Mesin ITS
11. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

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
2.2 Bahan Bakar	9
2.2.1 Pembakaran Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i> dan Bioetanol E50	12
2.3 Motor Pembakaran Dalam <i>Otto Cycle</i>	13
2.3.1 Prinsip Kerja Motor Bensin 4 Langkah	13
2.3.2 Tahapan Pembakaran <i>Engine</i> Bensin 4 Langkah (<i>Spark Ignition Engine</i>)	14
2.3.3 <i>Valve Timing</i> Mesin 4 Langkah	16
2.4 Waktu Pengapian	17
2.5 Rasio Kompresi	18
2.6 <i>Electronic Control Unit</i> (ECU)	21
2.7 Uji Performa Mesin Bensin	22
2.7.1 Parameter Unjuk Kerja Motor Bensin	
2.7.1.1 Torsi	22
2.7.1.2 Daya	23

2.7.1.3 Tekanan Efektif Rata-rata	23
2.7.1.4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik.....	25
2.7.1.5 Efisiensi Thermal	25
2.8 Polusi Udara	26
2.8.1 <i>Unburned Hidrokarbon</i> (HC)	27
2.8.2 Karbon Monoksida (CO)	27
2.8.3 SO _x	25
2.8.4 NO _x	28
2.9 Penelitian Terdahulu	29

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Peralatan Pengujian	38
3.1.1 Mesin <i>Port Fuel</i> Injeksi (PFI) Satu Silinder	38
3.1.2 Peralatan Perancangan Bahan Bakar	39
3.1.3 Peralatan Proses Pembakaran	40
3.2 Prosedur Pengujian	43
3.2.1 Skema Pengujian	43
3.2.2 Persiapan Pengujian	44
3.2.3 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (0% ethanol)	44
3.2.4 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Programable Berbahan Bakar Pertamina (0% ethanol)	45
3.2.5 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Programable Berbahan Bakar E50	46
3.2.6 Akhir Pengujian	48
3.3 Rancangan Pengujian	48
3.4 <i>Flowchart</i> Pengujian	49
3.4.1 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU Programable Berbahan Bakar Pertamina (RON 88)	49
3.4.2 Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standar dan ECU Programable Berbahan Bakar Bioethanol (RON 96)	52
a. Variasi Durasi Penginjeksian Bahan Bakar	52

b. Variasi Waktu Pengapian Bahan Bakar	54
c. Variasi Rasio Kompresi	57

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Penghitungan Rasio Kompresi	61
4.2 Contoh Penghitungan	64
4.2.1 Penghitungan Torsi	65
4.2.2 Penghitungan Daya	66
4.2.3 Penghitungan Tekanan Efektif Rata-rata (bmep)	66
4.2.4 Penghitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)....	67
4.2.5 Penghitungan Efisiensi <i>Thermal</i>	68
4.2.6 Penghitungan <i>Air Fuel Ratio</i>	69
4.3 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Menggunakan Bahan Bakar Pertamina (RON 88)	71
4.4 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Berbahan Bakar Bioetanol E50 (RON 96) Variasi Durasi Injeksi Bahan Bakar	73
4.5 Analisis Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang <i>Engine</i> Berbahan Bakar Bioetanol E50 (RON 96) Variasi Waktu Pengapian	79
4.5.1 Analisis Torsi	79
4.5.2 Mapping Ignition Timing	81
4.5.3 Analisis Daya Efektif	84
4.5.4 Analisis Tekanan Efektif Rata - Rata	85
4.5.5 Analisis Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (sfc)	87
4.5.6 Analisa Efisiensi <i>Thermal</i> (η_{th})	88
4.5.7 Analisa Emisi Gas Buang	90
4.5.7.1 Emisi CO (Carbon Monoxida)	90
4.5.7.2 Emisi HC (Hydrocarbon)	91
4.5.8 Temperatur Engine, Oli dan Gas Buang sebagai Fungsi Putaran Engine	92
4.5.9 Analisis CO dan HC terhadap Lambda	95

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	97
----------------------	----

5.2 Saran	99
DAFTAR PUSTAKA	101
LAMPIRAN I	103
LAMPIRAN II.....	111
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus Motor Bensin 4 Langkah	13
Gambar 2.2	Grafik P- θ Aktual Untuk Motor Bensin 4 Langkah	15
Gambar 2.3	Perbedaan Grafik Pressure vs Crank Angle untuk Injection Timing.....	16
Gambar 2.4	<i>Valve Timing</i> Diagram Mesin 4 Langkah	17
Gambar 2.5	Skema Sistem Pengapian Secara Umum	17
Gambar 2.6	<i>Waterbrake Dynamometer</i>	23
Gambar 2.7	Uraian piston pada saat menerima gaya	24
Gambar 2.8	(a) Mekanisme terbentuknya polutan (b) Emisi gas buang vs FAR	27
Gambar 2.9	(a) Grafik emisi CO vs RPM (b) Grafik emisi HC vs RPM	30
Gambar 2.10	(a) CO (%) vs RPM (b) HC (ppm) vs RPM	32
Gambar 2.11	(a) Maximum Best Torque Vs Ignition Timing (b) CO (%) vs bahan bakar (c) HC (ppm) vs bahan bakar	34
Gambar 2.12	Grafik (a) Torsi vs RPM (b) Bmep vs RPM (c) Efisiensi Thermal vs RPM (d) CO vs RPM.....	35
Gambar 3.1	<i>Sepeda motor Honda CB150R</i>	38
Gambar 3.2	<i>ECU Programmable</i>	40
Gambar 3.3	<i>Waterbrake dynamometer</i>	40
Gambar 3.4	<i>Exhaust Gas Analyzer</i>	41
Gambar 3.5	Stop Watch	41
Gambar 3.6	Tabung Ukur	42
Gambar 3.7	Tachometer	42
Gambar 3.8	Themocouple Digital	42
Gambar 3.9	Blower	43
Gambar 3.10	Skema Pengujian	43
Gambar 4.1	Komparasi Piston Standar dengan Piston yang Sudah Dimodifikasi	62
Gambar 4.2	Dimensi Tebal <i>Packing</i> yang Diubah	63
Gambar 4.3	Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	72

Gambar 4.4	Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	74
Gambar 4.5	Grafik Torsi <i>Mapping</i> Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	75
Gambar 4.6	Grafik <i>Mapping</i> Injeksi Optimal	76
Gambar 4.7	Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	76
Gambar 4.8	Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi	77
Gambar 4.9	Grafik AFR <i>Mapping</i> Injeksi sebagai Fungsi Putaran <i>Engine</i>	78
Gambar 4.10	Grafik Rata-rata AFR <i>Mapping</i> Injeksi	78
Gambar 4.11	Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12	80
Gambar 4.12	Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12.5	80
Gambar 4.13	Grafik torsi fungsi rpm pada CR 13	81
Gambar 4.14	Mapping waktu pengapian untuk honda CB150R	82
Gambar 4.15	Torsi mapping ignition timing vs putaran engine (rpm).....	83
Gambar 4.16	Daya efektif mapping ignition timing vs putaran engine (rpm)	84
Gambar 4.17	BMEP mapping ignition timing vs putaran engine (rpm)	86
Gambar 4.18	SFC mapping ignition timing vs putaran engine (rpm)	87
Gambar 4.19	Efisiensi thermal mapping ignition timing vs putaran engine (rpm)	89
Gambar 4.20	Emisi CO vs putaran engine (rpm)	90
Gambar 4.21	Emisi HC vs putaran engine (rpm)	92
Gambar 4.22	Grafik temperature engine variasi rasio kompresi sebagai fungsi putaran engine	93
Gambar 4.23	Grafik oli engine variasi rasio kompresi sebagai fungsi putaran engine	93
Gambar 4.24	Grafik temperature gas buang variasi rasio kompresi sebagai fungsi putaran engine	93

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Karakteristik Bahan Bakar <i>Gasoline</i> dan Bioethanol E50	13
Tabel 2.2	Hubungan Antara Rasio Kompresi dengan Angka Oktan	19
Tabel 2.3	Mapping ignition timing E100 CR 12	29
Tabel 2.4	Hasil perhitungan durasi injeksi dan kenaikan torsi	31
Tabel 3.1	Parameter input dan output eksperimen	49
Tabel 4.1	Hasil Penghitungan Volume <i>Clearance</i> dan Volume <i>Dome</i> Piston	64
Tabel 4.2	Hasil Penghitungan Tebal <i>Packing</i>	64
Tabel 4.3	Mapping Ignition timing E50 CR = 12	81
Tabel 4.4	Mapping Ignition timing E50 CR = 12.5	81
Tabel 4.5	Mapping Ignition timing E50 CR = 13	82
Tabel 5.1	Hasil Penghitungan Durasi Injeksi Terbaik	97
Tabel 5.2	Mapping Ignition timing E50 CR = 12	98
Tabel 5.3	Mapping Ignition timing E50 CR = 12.5	98
Tabel 5.4	Mapping Ignition timing E50 CR = 13	98

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Ilmu pengetahuan dan teknologi berkembang pesat seiring dengan perkembangan serta kemajuan di bidang industri terutama permesinan, misalnya di bidang otomotif. Perkembangan tersebut tanpa didukung dari penggunaan bahan bakar alternative. Hal tersebut mengakibatkan konsumsi serta harga bahan bakar fosil meningkat, sedangkan ketersediannya semakin berkurang. Hal ini diperburuk dengan catatan statistik yang menerangkan bahwa cadangan dan produksi bahan bakar minyak bumi (fosil) di Indonesia mengalami penurunan 10% setiap tahunnya sedangkan tingkat konsumsi minyak rata-rata naik 6% per tahun [1]. Oleh karena itu diperlukan pemanfaatan energi terbarukan. Pemanfaatan energi terbarukan juga perlu diiringi dengan peningkatan performa mesin kendaraan, sehingga performa mesin dapat bekerja secara maksimal dan kadar emisi gas buang yang dihasilkan berkurang. Emisi gas buang hasil pembakaran kendaraan bermotor yang berupa karbondioksida (CO_2), karbonmonoksida (CO), Oksida Nitrogen (NOx), hidrokarbon yang tidak terbakar, serta unsur metalik seperti timbal (Pb) [2] saat ini menjadi perhatian serius karena unsur-unsur tersebut yang menjadi penyebab menurunnya tingkat kesehatan manusia.

Banyak cara yang dapat dilakukan untuk menurunkan emisi gas buang, salah satunya dalam penggunaan bahan bakar alternative seperti bioethanol. Kandungan oksigen dalam bioethanol adalah sekitar 35% [3], sebagai bahan bakar beroksigenat mempunyai banyak keuntungan dalam emisi yang dihasilkan. Senyawa oksigenat yang mempunyai keunggulan angka oktan tinggi [2] membuat bioethanol digunakan sebagai aditif bahan bakar bensin, ditambah dengan adanya unsur O dalam ikatan kimianya akan berpengaruh pada penurunan emisi gas buang.

Dalam penerapan bioetanol di motor bakar, memerlukan beberapa modifikasi pada mesin yang akan dipakai seperti mengubah waktu pengapian, mengubah durasi injeksi, mengubah rasio kompresi, dan memodifikasi sistem pemasukan bahan bakar mesin.

Berdasarkan penelitian Sudarmanta et al [5] menunjukkan bahwa bahan bakar E50 dengan CR 9,6 mempunyai range waktu awal pembakaran 20° - 26° $BTDC$ dan mengakibatkan torsi turun sebesar 4,12%, sedangkan E50 CR 11,6 mempunyai range waktu awal pembakaran 17° - 23° mengakibatkan torsi naik 3,68%. Dari data ini memungkinkan rasio kompresi yang lebih tinggi, memerlukan tekanan yang lebih tinggi dalam mesin dengan turbocharger dan memerlukan sinkronisasi antara waktu injeksi dan waktu pengapian.

Berdasarkan penelitian Gayuh et al [6] menunjukkan bahwa bahan bakar E100 dengan *mapping ignition timing* pada CR 12 mengalami peningkatan daya sebesar 1,02% yang bernilai 12,748 kw terhadap CR 12 standar. Sedangkan dengan *mapping ignition timing* pada CR 13 mengalami peningkatan daya sebesar 5,22% yang bernilai 14,01 kw terhadap CR 13 standar. Dari data ini dapat disimpulkan bahwa dengan adanya *mapping igniton timing* yang tepat akan berdampak terjadinya peningkatan daya seiring dengan meningkatnya rasio kompresi.

Berdasarkan penelitian Renno et al [7] menunjukkan bahwa pemakaian E100 dengan memvariasikan rasio kompresi dan durasi *injeksi* serta pemasukan udara natural hal ini menyebabkan campuran bahan bakar menjadi kaya. Akibatnya emisi gas buang yang di hasilkan dari pembakaran seperti HC dan CO kembali mengalami peningkatan. Tetapi secara keseluruhan emisi gas buang yang dihasilkan bioetanol masih mengalami penurunan seperti emisi CO menurun 64,764% dan HC mengalami penurunan 14,28% dibandingkan dengan emisi gas buang yang dihasilkan *gasoline*.

Pada penelitian ini menggunakan sepeda motor Honda CB150R dengan CR 12, 12,5 dan 13 menggunakan bahan bakar bioetanol 50% (E50) dengan memvariasikan waktu pengapian dan durasi injeksi. Karena bahan bakar yang dipakai adalah bioetanol maka perlu dilakukan beberapa modifikasi pada engine. Modifikasi tersebut meliputi inputan data pada ECU serta optimasi pada ruang bakarnya khususnya perubahan pada geometri piston. 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. Dari data penginjeksian bahan bakar yang optimal dengan metode Maximum Best Torque dan data hasil penelitian dari variasi rasio kompresi. Nantinya dengan penggunaan bahan bakar bioetanol E50 pada Honda CB150R dapat dilakukan optimasi waktu pengapian terhadap variasi kompresi yang tepat untuk bahan bakar bioetanol E50.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun perumusan masalah pada penelitian ini antara lain sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh *mapping* durasi injeksi terhadap karakteristik peformansi dan emisi gas buang pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E50?
2. Bagaimana pengaruh *mapping* waktu pengapian terhadap karakteristik peformansi dan emisi gas buang pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E50?
3. Bagaimana pengaruh *mapping* rasio kompresi terhadap karakteristik peformansi dan emisi gas buang pada engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E50?

1.3 Batasan Masalah

Guna memperjelas lingkup analisis, maka Batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. Engine yang digunakan adalah Honda CB150R.
2. Bahan bakar yang digunakan pertamax dan bioetanol E50.
3. Parameter yang diubah yaitu sudut pengapian sebesar 16° , 20° , 24° dan 28° BTDC.
4. Putaran *engine* pada putaran 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 mesin menggunakan alat *Waterbrake Dynamometer* dengan metode *Fully Open Throttle* di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, 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 emsi CO dan HC.

1.4 Tujuan Penelitian

Mengacu dari latar belakang dan rumusan masalah yang ada, maka penulisan tugas akhir ini bertujuan untuk :

1. Mengetahui pengaruh *mapping* durasi injeksi terhadap karakteristik performansi dan emisi gas buang engine Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E50.
2. Mengetahui pengaruh *mapping* waktu pengapian terhadap karakteristik performansi dan emisi gas buang engine Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E50.
3. Mengetahui pengaruh *mapping* rasio kompresi terhadap karakteristik performansi dan emisi gas buang engine Honda CB150R berbahan bakar bioetanol E50.

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil dari penelitian yang merupakan pengembangan di bidang otomotif ini diharapkan dapat menjadi pengetahuan untuk menerapkan bahan bakar bioetanol di motor bensin dan 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. Hasil dari penelitian yang merupakan pengembangan di bidang otomotif ini diharapkan dapat menjadi pengetahuan untuk menerapkan bahan bakar bioetanol di motor bensin dan 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

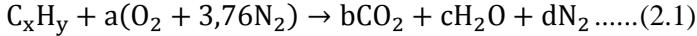
2.1 Teori pembakaran

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 [8]. 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 [8].

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) [9]. 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.

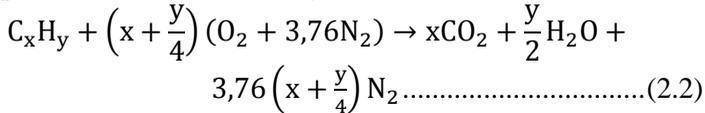
Kesetimbangan C : $x = b$

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 di atas menjadi



Jumlah oksigen yang di butuhkan 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 [10] 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.

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

1. Pembakaran dengan campuran ideal (pembakaran 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 karbondioksida (CO_2), uap air (H_2O), dan gas nitrogen (N_2).

2. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin (pembakaran non stoikiometri). 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 .

$$\lambda = \frac{(A/F)_{\text{aktual}}}{(A/F)_{\text{stoikiometri}}} \dots\dots\dots (2.5)$$

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 Bahan bakar

Bioetanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) adalah cairan biokimia dari proses fermentasi gula dari sumber karbohidrat menggunakan bantuan

mikroorganisme. Bioetanol memiliki potensi untuk digunakan sebagai alternatif bahan bakar minyak bumi untuk tujuan mengurangi total emisi CO₂ dari mesin pembakaran dalam. Sifat-sifat bioetanol antara lain memiliki nilai oktan yang tinggi dan entalpi penguapan yang tinggi dibandingkan dengan bensin standar, yang memungkinkan untuk penggunaan rasio kompresi tinggi dan kemungkinan lebih meningkatkan waktu penyalaan, serta membuat efisiensi engine meningkat [5].

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

1. 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:

$$\text{NKB} = \text{NKA} - \left(\frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{sample}}} \cdot \text{LH} \right) \dots\dots\dots (2.6)$$

2. Panas Penguapan Laten

Panas penguapan laten bioetanol pada umumnya lebih besar daripada bahan bakar bensin. Keuntungannya adalah 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 *lean* sehingga mengurangi kadar CO gas buangnya sebagai hasil pembakaran yang lebih sempurna, serta mendinginkan temperature pembakaran sehingga menurunkan kecenderungan terjadinya *autoignition*.

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*). Makin tinggi angka oktan, maka makin berkurang kecenderungannya mengalami knocking dan makin tinggi kemampuannya untuk digunakan pada kompresi rasio yang lebih tinggi tanpa mengalami ketukan.

4. 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 jelek. Sebaliknya jika viskositas rendah, maka potensi keausan pada saluran injeksi akan semakin cepat.

5. Titik nyala

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.

6. Titik tuang (Pour Point)

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

7. Kestabilan kimia dan kebersihan bahan bakar

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

8. Berat jenis

Berat jenis adalah suatu angka yang menyatakan perbandingan berat dari bahan bakar minyak pada temperatur tertentu terhadap air pada volume dan temperatur yang sama. Penggunaan *specific gravity* adalah untuk mengukur berat/massa minyak bila volumenya telah diketahui. Bahan bakar minyak 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:

$$\text{SG terhadap air} = \frac{\text{Densitas bahan bakar}}{\text{Densitas air}} \dots\dots\dots (2.7)$$

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

$$\text{API gravity} = \left(\frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} \right) - 131.5 \dots (2.8)$$

2.2.1 Perbandingan karakteristik bahan bakar gasoline dan bioetanol E50

Tabel 2.1 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar gasoline dan bioetanol E50. gasoline yang mempunyai angka oktan 88 atau setara dengan pertamax.

Tabel 2.1 Karakteristik bahan bakar gasoline dan bioetanol E50 [5]

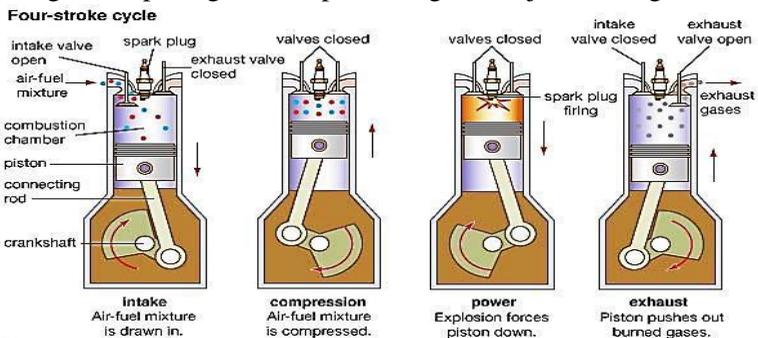
No	Properties	Gasoline	E50	Bioethanol
	Research Octane Number,			
1	RON	88	96	105
2	Density (kg/ m ³)	760	790	810
	Latent heat of vaporization			
3	(kJ/kg)	289	644	854
4	Lower heating value (MJ/kg)	42.9	34.6	26.805
5	Laminer flame speed, cm/s	43	41	39
6	Molar Weight, kg/kmol	102.5	74	46.07
7	Air Fuel Ratio Stoikometry	14.7	12.4	9

Dengan perbedaan yang ditunjukkan oleh data sekunder tersebut dan menghubungkannya dengan tahapan unjuk kerja mesin maka dapat diperkirakan bahwa pemetaan ignition timing yang optimum serta penginjeksian bahan bakar akan berpengaruh pada hasil unjuk kerja *engine*.

2.3 Motor pembakaran dalam otto cycle

2.3.1 Prinsip kerja motor bensin empat langkah

Pada gambar 2.1 dijelaskan bahwa dalam siklus motor bensin empat langkah terdapat empat tahapan diantaranya adalah langkah isap, langkah kompresi, langkah kerja, dan langkah buang.



Gambar 2.1 Siklus Motor Bensin Empat Langkah

1. Langkah hisap (*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*)

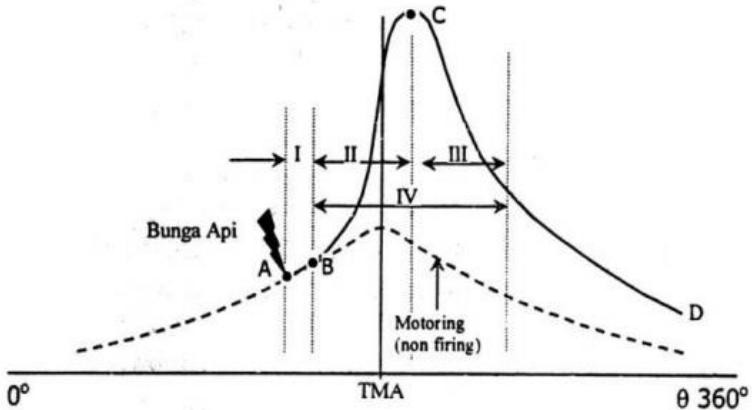
Pada saat ini campuran bahan bakar dan udara yang terbakar pada tekanan yang tinggi akan menekan piston hingga ke TMB dan kedua katup masih menutup. Pada langkah ini tenaga didapatkan, piston bergerak ke TMB, tekanan dan temperatur turun.

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.

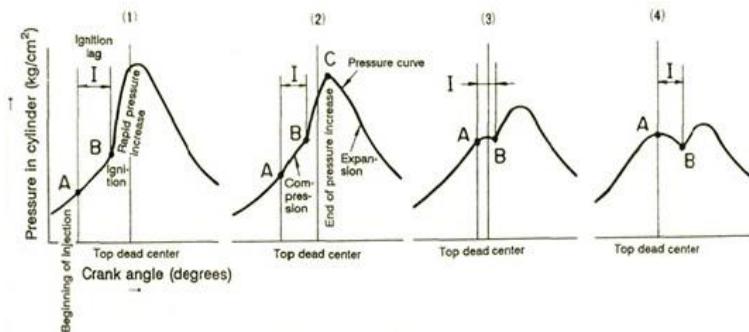
2.3.2 Tahapan pembakaran *engine* bensin 4 langkah (*spark ignition engine*)

Menurut Kawano [10], pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar pada motor bensin terdiri dari beberapa tahapan seperti ada diagram dibawah ini.



Gambar 2.2 Grafik P- θ aktual untuk motor bensin 4 langkah

Tahapan I disebut ignition lag yang merupakan fase persiapan yang mana terjadi pertumbuhan dan perkembangan dari inti api. Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar, seperti, temperatur, tekanan, sifat gas buang, dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. Ignition lag terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi. 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 grafik diatas, titik C menunjukkan selesainya perjalanan api. Namun, pembebasan 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*).



Gambar 2.3 perbedaan grafik *pressure vs crank angle* untuk *injection timing*

Pada kurva (1) ditunjukkan kasus dimana saat injeksi terlalu awal dimana tekanan dan temperatur pada waktu itu masih rendah. Hal ini menyebabkan waktu tertundanya pembakaran (*ignition lag*) terlalu lama. Pembakaran terjadi terlalu awal, dan berakibat terjadinya tekanan tinggi secara tiba-tiba. Tekanan tinggi yang terjadi secara tiba-tiba tersebut menyebabkan turunnya efisiensi termal dan daya engine. Pada kurva (2) ditunjukkan kasus dimana pembakaran terjadi dengan baik, sehingga akan menghasilkan daya dan efisiensi termal yang tinggi pada engine. Pada kurva (3) ditunjukkan terjadinya keterlambatan pembakaran, meskipun waktu pembakaran tundanya (*ignition lag*) pendek, tetapi pembakaran terjadi pada saat piston sudah bergerak turun. hal ini akan berakibat menurunnya performa engine. Pada kurva (4) ditunjukkan kasus terjadinya waktu penginjeksian bahan bakar pada posisi piston tepat berada di Titik Mati Atas (TMA). Hal ini berarti pembakaran terjadi terlalu lambat.

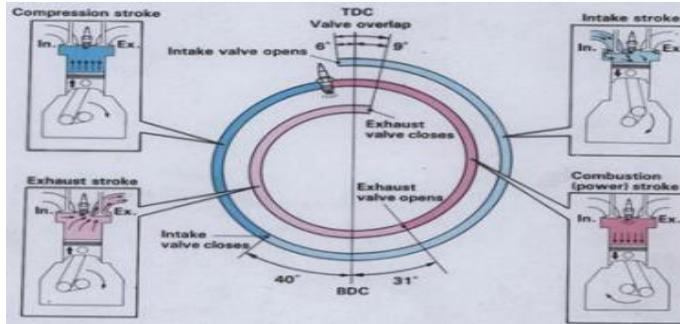
2.3.3 Valve timing mesin 4 langkah

Waktu pembukaan dan penutupan katup pada siklus ideal yaitu pada saat piston berada tepat di TDC ataupun di BDC. Namun hal tersebut tidak mungkin terjadi dikarenakan beberapa factor berikut:

1. Faktor Mekanikal, dimana proses buka tutup katup dilakukan dengan mekanisme cam, buka tutup katup harus

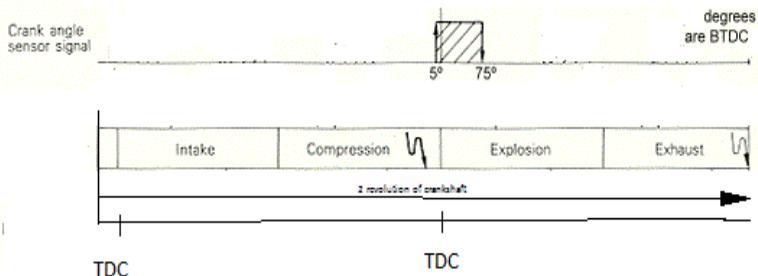
dilakukan secara perlahan untuk menghindari keausan dan suara bising, dengan alasan tersebut proses buka tutup katup tidak boleh mendadak.

2. Faktor dinamik, selain masalah mekanikal proses buka tutup katup, pengaruh adanya aliran dinamik gas yang terjadi pada kedua katup [10].



Gambar 2.4 Valve Timing diagram mesin 4 langkah

2.4 Waktu pengapian



Gambar 2.5 Skema sistem pengapian secara umum

Pembakaran di dalam silinder kendaraan akan menentukan besarnya daya dan emisi dari gas hasil pembakaran tersebut. Pada motor bensin, penyalan campuran bahan bakar dan udara yang ada di dalam silinder dilakukan oleh sistem pengapian, yaitu dengan adanya loncatan bunga api pada busi. Terjadinya loncatan api ini sekitar beberapa derajat sebelum TMA (titik mati atas) piston.

Untuk memperoleh daya yang maksimal, saat pengapian ini harus tepat bila pengapian terlalu cepat, maka gas sisa yang belum terbakar terpengaruh oleh pembakaran yang masih berlangsung dan pemampatan yang masih berjalan akan terbakar sendiri. Hal ini akan menjadikan kerugian. Sedangkan bila pengapian terlambat, daya yang dihasilkan akan berkurang.

Selain itu, waktu pengapian harus diatur sesuai dengan angka oktan dari bahan bakar yang digunakan. Berubahnya angka oktan dari bahan bakar harus selalu diikuti dengan penyetelan waktu pengapian. Rekomendasi pabrik kendaraan biasanya mensyaratkan penggunaan bensin tanpa timbal untuk mesin EFI. Hal ini menyebabkan waktu pengapian bisa tidak tepat, karena titik bakar dari bensin tidak sesuai dengan ketentuan. Oleh karena itu, waktu pengapian yang tepat sangat diperlukan untuk optimalisasi kerja mesin. Pada *engine* Honda CB150R waktu pengapian saat *idle* sebesar 7° sebelum TMA

2.5 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 *b MEP* 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.

$$\begin{aligned}
 CR &= \frac{V_T}{V_c} \\
 CR &= \frac{V_L + V_c}{V_c} \\
 CR &= 1 + \frac{V_L}{V_c} \dots\dots\dots (2.9)
 \end{aligned}$$

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 2.2 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.

$$V_L = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \dots\dots\dots (2.10)$$

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.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{c(CR=13)}} \dots\dots\dots (2.11)$$

maka besar volume *dome* piston adalah.

$$V_{dome} = V_c - V_{c(CR=13)} \dots\dots\dots (2.12)$$

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.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{c(CR=12,5)}} \dots\dots\dots (2.13)$$

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

$$V_{packing(CR=12,5)} = V_{c(CR=12,5)} - V_{c(CR=13)} \dots\dots (2.14)$$

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

$$V_{packing(CR=12,5)} = \frac{\pi}{4} \cdot (D)^2 \cdot t_{packing(CR=12,5)} \dots (2.15)$$

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

Penghitungan diatas diulangi lagi untuk rasio kompresi 12:1.

2.6 Electronic control unit (ECU)

Electronic Control Unit terdiri dari sensor-sensor seperti *throttle position sensor (TPS)*, *intake air temperature sensor (IAT)*, *coolant temperature* dan *lambda sensor*, *Engine control unit* dapat

mengatur *injection control* dan *ignition timing*. Sistem kontrol ini terdiri dari beberapa sensor, yang mendeteksi kondisi mesin, untuk kemudian mengkalkulasi volume injeksi (lamanya injeksi) sesuai dengan signal-signal (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, dan gas sisa pembakaran. Sensor-sensor tersebut mengirimkan signal ke *ECU*. Kemudian *ECU* menentukan lamanya injeksi yang tepat dan mengirimkan signal ke injektor. Injektor menginjeksikan bahan bakar ke *intake manifold* sesuai dengan signal ini volume injeksi tergantung dari lamanya signal dari *ECU*. Selain itu, *ECU* juga mengatur waktu pengapian berdasarkan putaran mesin.

2.7 Uji performa mesin bensin

2.7.1 Parameter unjuk kerja motor bensin

Ada beberapa parameter yang digunakan untuk mengevaluasi unjuk kerja dari mesin bensin, antara lain:

2.7.1.1 Torsi

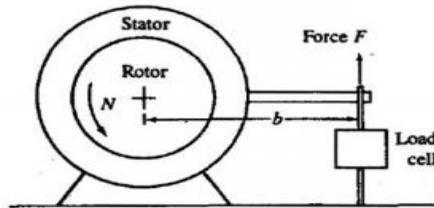
Kemampuan mesin dalam menghasilkan kerja ditunjukkan dengan nilai torsi yang dihasilkannya. Dan didalam keadaan sehari-hari torsi digunakan untuk akselerasi kendaraan untuk mendapatkan kecepatan tinggi. Torsi merupakan perkalian antara gaya tangensial dengan panjang lengan. Rumus untuk menghitung torsi pada engine adalah sebagai berikut:

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

Dimana:

F = gaya tangensial

b = lengan gaya *waterbrake*



Gambar 2.6 *Waterbrake dynamometer*

2.7.1.2 Daya (bhp)

Tujuan dari pengoperasian mesin adalah untuk menghasilkan daya atau *power*. *Brake horse power* merupakan daya yang dihasilkan dari poros output mesin yang dihitung berdasarkan laju kerja tiap satuan waktu. Nilai daya sebanding dengan gaya yang dihasilkan dan kecepatannya, atau sebanding dengan torsi poros dan kecepatannya. Untuk menghitung daya motor digunakan perumusan:

$$\text{bhp} = T \times \omega \dots\dots\dots (2.10)$$

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

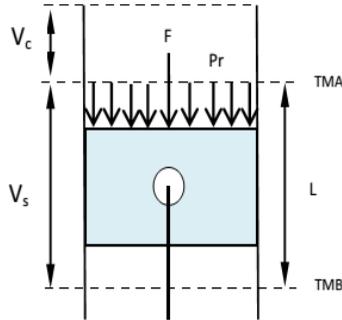
dimana:

T = Torsi (N.m)

n = putaran poros engine (rps)

2.7.1.3 Tekanan efektif rata-rata (BMEP)

Tekanan efektif rata-rata (*mean effective pressure*) didefinisikan sebagai tekanan tetap rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya. Jika tekanan efektif rata-rata dihitung berdasarkan pada bhp (*brake horse power*) maka disebut bmep (*brake mean effective pressure*).



Gambar 2.7 Uraian piston pada saat menerima gaya

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \cdot A \dots\dots\dots (2.19)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB:

$$W = F \cdot L = (P_r \cdot A) \cdot L \dots\dots\dots (2.20)$$

Daya motor (Kerja persatuan waktu):

Jika poros engkol berputar n rps, maka dalam 1 sekon akan terjadi $\frac{n}{z}$ siklus kerja. Dimana $\frac{n}{z}$ ($\frac{siklus}{sekon}$); $z = 1$ (untuk motor 2 langkah), 2 (4 langkah)

Daya tiap silinder:

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \dots\dots\dots (2.21)$$

Daya motor sejumlah “i” silinder adalah.

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \dots\dots\dots (2.22)$$

Jika $N = bhp$ dan $P_r = bmep$, maka.

$$bmep = \frac{(bhp \times z)}{(A \times L \times n \times i)} \text{ (Pa)} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

Bhp	: daya (Watt)
A	: luas penampang piston (m ²)
L	: panjang langkah piston (m)
i	: jumlah silinder
n	: putaran <i>engine</i> (rps)
z	: 1 (motor dua langkah) atau 2 (motor empat langkah)

2.7.1.4 Konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*)

Konsumsi bahan bakar spesifik merupakan ukuran pemakaian bahan bakar oleh suatu engine yang diukur dalam satuan massa bahan bakar per satuan keluaran daya, atau juga dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar yang dipakai oleh motor untuk menghasilkan tenaga. Dimana daya yang dihasilkan pada penelitian kali ini adalah bhp. Besarnya nilai Specific Fuel Consumption dapat dihitung dengan persamaan:

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots (2.24)$$

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

$$m_{bb} = \rho_{bb} \cdot Volume_{bb} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$\rho_{bb} = SG_{bb} \cdot \rho_{H_2O} \left(\frac{kg}{m^3} \right) \dots\dots\dots (2.26)$$

2.7.1.5 Efisiensi thermal

Effisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas dari bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor. Dapat juga dikatakan sebagai persentase kerja engine yang didapat dari energi yang dimasukkan per energi yang dikeluarkan.

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \cdot 100\% \dots\dots\dots (2.27)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka:

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{(\text{panas yang diberikan/waktu})} \cdot 100\% \dots\dots\dots (2.28)$$

dimana:

Kerja/waktu : daya (bhp)

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

Sehingga.

$$\eta_{th} = \frac{\text{bhp}}{Q \cdot \dot{m}_{bb}} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana:

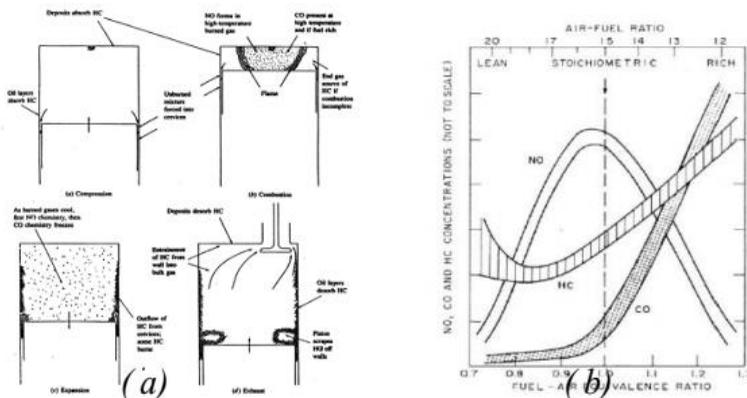
sfc : konsumsi bahan bakar spesifik (kg/Watt.s)

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

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

2.8 Polusi udara

Polusi udara adalah masuknya bahan-bahan pencemar kedalam udara sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan tidak berfungsi sebagaimana mestinya (UUPLH No.23/1997 pasal 1). Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh: partikulat, Sulfur Oksida (SO_x), Nitrogen Oksida (NO_x), Hidrokarbon (HC), dan Karbon Monoksida (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain diudara, contohnya Ozon (O_3) dan Peroksi Asetil Nitrat (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi [9].



Gambar 2.8 (a) Mekanisme terbentuknya polutan (b) Emisi gas buang vs FAR

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.

2.8.1 Unburned hidrokarbon (uHC)

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan HC yang lain, yang keluar bersama gas buang. Sebab - 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 saluran pembuangan. Polutan *unburned* hydrocarbon berasal dari beberapa sumber yang berbeda.

2.8.2. Karbon monoksida (CO)

Gas karbon monoksida merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau pada suhu diatas titik didihnya dan mudah

larut dalam air. Di industri, karbon monoksida dihasilkan dari proses oksidasi gas alam yaitu metana. Gas karbon monoksida merupakan komponen utama dalam udara tercemar, karena kereaktifan gas karbon monoksida terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen dan menyebabkan gangguan saraf pusat. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan CO yang berada didalam 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 karbondioksida bisa berdisosiasi membentuk karbon monoksida dan oksigen.

2.8.3 Sox

Belerang Oksida atau Sox 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.

2.8.4 NOx

Diantara berbagai jenis oksida nitrogen yang ada di udara, nitrogen dioksida (NO_2) merupakan gas yang paling beracun. Percobaan pada manusia menyatakan bahwa kadar NO_2 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.

2.9 Penelitian terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu yang terkait penggunaan bahan bakar bioetanol untuk mesin mesin bensin adalah sebagai berikut:

1. Penelitian yang di lakukan oleh Gayuh [6] pada tugas akhirnya tahun 2016 tentang pengaruh *mapping ignition timing* dan durasi penginjeksian bahan bakar pada mesin honda CB150R berbahan bakar bioetanol 100% dengan pemasukan udara natural. Pada tabel 2.3 Dapat dilihat hasil mapping waktu pengapian yang optimal dengan menggunakan metode *Maximum Best Torque* (MBT). Untuk setiap mapping waktu pengapian yang diberikan, diambil mapping waktu pengapian yang menghasilkan torsi terbesar disetiap putaran mesin. Terlihat bahwa waktu pengapian yang optimal untuk engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E100 antara rentang 10° hingga 18° pada putaran 2000 sampai 8000 rpm.

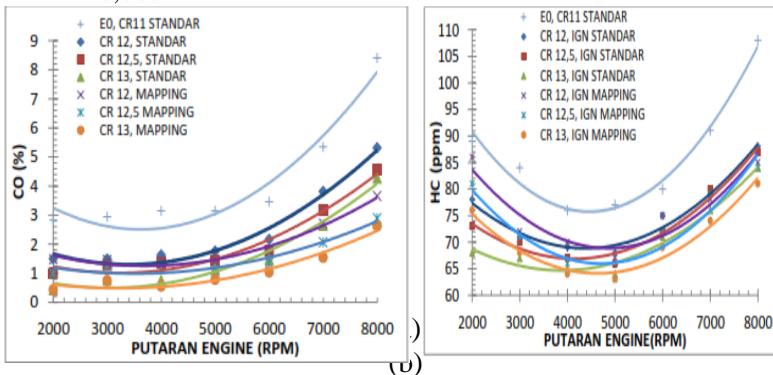
Tabel 2.3 Mapping Ignition timing E100 CR = 12,5

RPM	ADV TIMING	Torsi (Nm)
2000	10° BTDC	6,864655
3000	10° BTDC	10,14497943
4000	14° BTDC	10,787315
5000	14° BTDC	12,944778
6000	18° BTDC	15,2003075
7000	18° BTDC	17,1616375
8000	18° BTDC	15,02967179

Untuk emisi gas buang yang dihasilkan dapat dilihat Pada gambar 2.9 (a) ditunjukkan hasil penelitian grafik emisi CO vs rpm pada putaran rendah emisi CO untuk mapping waktu pengapian pada kompresi rasio 12 mengalami penurunan yg kecil yaitu sebesar 0,7

– 1,9% dari kondisi tanpa perlakuan mapping waktu pengapian. Pada titik terendah dari emisi CO mengalami penurunan yang begitu besar hingga 27% dari kondisi engine tanpa perlakuan mapping waktu pengapian. Hal ini dikarenakan dari perlakuan mapping waktu pengapian bahan bakar yang berada pada ruang bakar terbakar lebih sempurna dibandingkan dari keadaan engine tanpa perlakuan mapping waktu pengapian.

Pada gambar 2.9 (b) 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. Hal ini disebabkan oleh kesamaan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan untuk setiap perubahan derajat pengapian. Sehingga proses pembakarannya cenderung sama. Dengan perlakuan mapping waktu pengapian, didapatkan penurunan emisi HC rata-rata pada kondisi CR 12 sebesar 0,83%, CR12,5 sebesar 0,24%, dan CR 13 sebesar 0,06%.



Gambar 2.9 (a) grafik Emisi CO *versus* rpm (b) grafik emisi HC *versus* rpm

- Renno [6] pada tugas akhirnya tahun 2016 tentang pengaruh pemakaian bioetanol 100% dengan memvariasikan rasio

kompresi dan durasi *injeksi*, dengan pemasukan udara natural. Pada penelitian ini dicari terlebih dahulu durasi *injeksi* yang optimum terhadap putaran mesin. pada tabel 2.3 Dapat dilihat untuk setiap durasi injeksi yang diberikan pada setiap putaran mesin, diambil durasi yang menghasilkan torsi terbesar. Terlihat bahwa durasi injeksi yang optimal untuk engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E100 antara rentang 150% hingga 200% pada putaran 2000 sampai 8000 rpm.

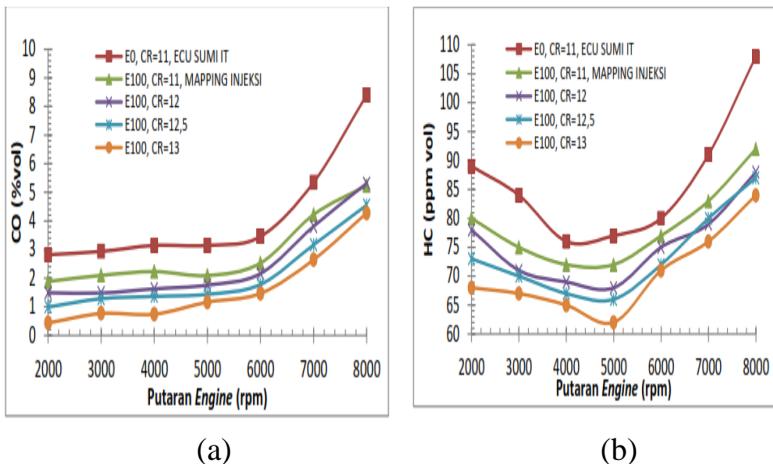
Tabel 2.4 Hasil perhitungan durasi injeksi dan kenaikan torsi.

RPM	Durasi injeksi	Kenaikan
2000	200%	2,750%
3000	200%	1,778%
4000	200%	3,191%
5000	175%	3,353%
6000	175%	6,813%
7000	150%	7,041%
8000	150%	5,698%

Untuk emisi gas buang yang dihasilkan dapat dilihat Pada gambar 2.10 (a) ditunjukkan hasil penelitian grafik emisi CO vs rpm pada putaran rendah 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 mesin 8000 rpm, penurunan emisi gas CO pada rasio kompresi 13:1 adalah sebesar 49,089% dari E0, dan turun sebesar 18,381% dari E100 dengan rasio kompresi 11:1.

Gambar 2.10 (b) 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

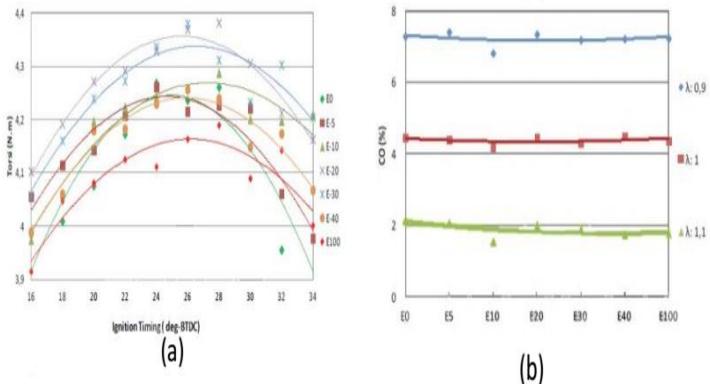
yang terjadi pada rasio kompresi 13:1 adalah yang terbesar, yaitu sebesar 19,481% dari emisi yang dihasilkan oleh E0, dan turun sebesar 13,889% dari emisi yang dihasilkan E100 dengan rasio kompresi 11:1. Penurunan emisi HC ini terjadi karena dengan bertambahnya rasio kompresi dengan durasi injeksi bioetanol yang tepat maka pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih baik. Dengan semakin sempurna pembakaran inilah maka emisi HC akan turun.

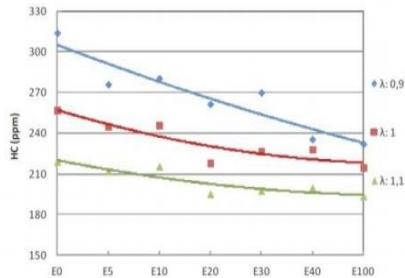


Gambar 2.10 (a) CO (%) versus rpm, (b) HC (ppm) versus rpm

- Setiyawan [13] 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 2.17 akan menjelaskan hasil penelitian yang didapat

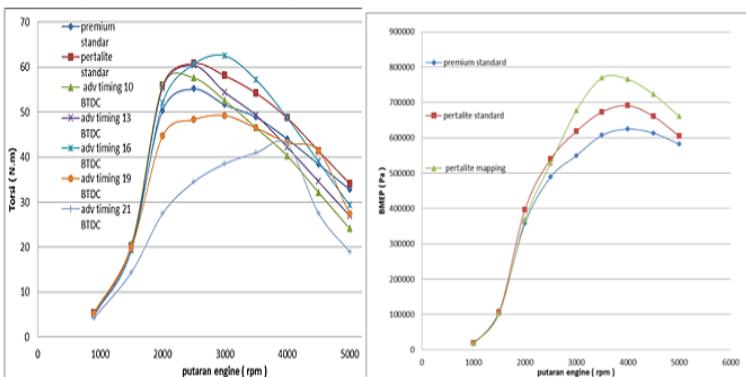




(c)

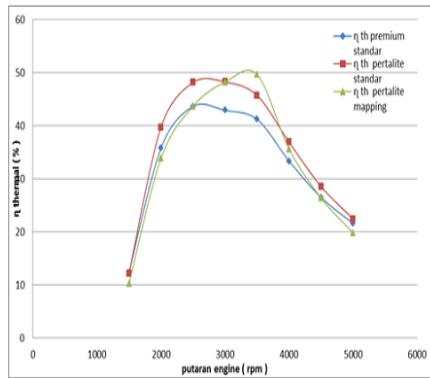
Gambar 2.11 (a) *Maximum Best Torque vs Ignition Timing*, (b) *CO (%) vs Bahan Bakar*, (c) *HC(ppm) vs Bahan Bakar*

4. Gurnito [13], Membandingkan pengaruh penggunaan bahan bakar Pertalite pada hasil unjuk kerja engine SINJAI 650 kondisi standar, mengetahui *ignition timing* yang optimal untuk masing masing bahan bakar, *ignition timing* yang divariasikan sebesar 10° , 13° , 16° , 19° , dan 21° BTDC pada akhir langkah kompresi. Data yang diperoleh disajikan pada grafik berikut ini.



(a)

(b)



(c)

Gambar 2.12 grafik (a) Torsi vs rpm, (b) Bmep vs rpm, (c) Effisiensi Thermal vs rpm, (d) Co vs rpm

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Pengujian eksperimen ini dilakukan pada mesin Honda CB150R dengan rasio kompresi 11, 12, 12,5 dan 13 (modifikasi), putaran dan sudut pengapian bervariasi dengan menggunakan bahan bakar bioetanol 50% (E50). Bahan bakar yang akan digunakan pada pengujian ini ada dua jenis. Untuk pengambilan data acuan, bahan bakar yang digunakan adalah Pertamina (RON 88), sedangkan untuk pengambilan data uji, bahan bakar yang dipakai adalah bioetanol E50 (RON 96). Tempat pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Jurusan Teknik Mesin ITS, Surabaya. Hasil yang diharapkan dari penelitian untuk mendapatkan nilai temperatur bahan bakar bioetanol yang sesuai dan nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam: daya, torsi, bmep, temperatur (intake, exhaust, engine, oli, bioetanol) serta emisi gas buang (CO dan HC). Untuk mendapatkan hasil penelitian yang baik, penelitian ini dibagi menjadi beberapa tahap, yaitu:

1. Studi literatur mengenai pemakaian bahan bakar bioetanol konsentrasi tinggi pada engine sepeda motor sehari-hari, literatur tentang *ECU programmable* untuk *setting injection timing* dan *ignition timing* kerja motor bakar dan durasi penginjeksian bahan bakar.
2. Pemeliharaan engine Honda CB150R untuk mengembalikan kondisi seperti standar lagi (service).
3. Persiapan dan perancangan alat uji *Waterbrake Dynamometer* untuk motor Honda CB150R di workshop laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar.
4. Pengujian engine Honda CB150R untuk mengetahui penginjeksian bahan bakar dengan metode Maximum Best Torque (MBT).

5. Pengujian engine Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar pertamax (0% etanol) menggunakan ECU standar pabrikan. Kemudian menggunakan *ECU Programmable* sebagai data acuan / kelompok kontrol.
6. Pengumpulan hasil data pengujian waktu penginjeksian dan variasi rasio kompresi terhadap unjuk kerja Honda CB150R berbahan bakar bioetanol 50% (E50)
7. Pengujian engine Honda CB150R dengan alat uji *Waterbrake Dynamometer* berbahan bakar bioetanol E50 (etanol 50%) dengan variasi sudut pengapian 16° , 20° , 24° , dan 28° BTDC pada putaran 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000, dan 8000 rpm
8. Pengolahan data hasil pengujian untuk mendapatkan Daya, Bmep, Sfc, dan Effisiensi Thermal.

3.1 Peralatan Pengujian

3.1.1 Mesin Port Fuel Injeksi (PFI) Satu silinder

Dalam pengujian ini mesin yang digunakan yaitu Honda CB150R dengan spesifikasi seperti berikut:



Gambar 3.1 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
Suspensi belakang	: Lengan ayun dengan suspensi tunggal
Jenis ban	: <i>Tubeless</i>
Ukuran ban	: 80/90 ; 100/80
Jenis rem dan belakang	: Cakram hidrolik untuk depan dan belakang
Transmisi	: 6 kecepatan
Sistem pengapian	: <i>Full transistorized</i>
Tipe Mesin	: 4 – langkah silinder tunggal (kemiringan 40° dari vertikal)
Sistem klep	: <i>DOHC</i>
Diameter bore	: 63,5 mm
Panjang langkah	: 47,2 mm
Rasio kompresi	: 11,0:1
Waktu pengapian	: 12° <i>BTDC</i> (<i>pada putaran langsam 1600 rpm</i>)
Katup in membuka	: 5° <i>BTDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup in menutup	: 35° <i>ABDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust membuka	: 35° <i>ABDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust menutup	: 5° <i>BTDC</i> (pada pengangkatan 1,00 mm)
Daya maksimum	: 12,5 KW (17,0 PS) / 10000 rpm
Torsi maksimum	: 13,1 Nm (1,34 Kgf.m) / 8000 rpm

3.1.2 Peralatan pencampuran bahan bakar

Pencampuran bahan bakar gasoline dan etanol koposisi 50 : 50 akan dilakukan secara manual dengan menggunakan alat gelas ukur (by volume) yang ada pada laboratorium pembakaran dan bahan bakar (TPBB) Istitut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

3.1.3 Peralatan proses pembakaran

1. *ECU programmable*

Engine Control Unit (ECU) adalah alat control elektronik yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam, seperti : injection dan ignition. Gambar ECU seperti terlihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 *ECU programmable*

2. *Waterbrake dynamometer*

Waterbrake dynamometer digunakan untuk membaca output torsi dari pada mesin disetiap putaran, dengan spesifikasi sebagai berikut.

Merk	: DYNOMite Land Sea
Ukuran	: 7" single rotor absorber
Kebutuhan air	: Minimum 1 G.P.M
Kemampuan air	: Pengukuran sampai 20 HP



Gambar 3.3 *Waterbrake Dynamometer*

3. *Exhaust gas analyzer*

Exhaust gas analyzer digunakan untuk mengukur presentase emisi gas buang, (CO, HC, NO_x dan CO₂). Gambar *exhaust gas analyzer* seperti terlihat pada gambar 3.4.



Gambar 3.4 *Exhaust gas analyzer*

4. *Stop watch*

Stop watch digunakan untuk menghitung waktu pemakaian bahan bakar pada saat proses pengujian pada setiap putaran mesin, ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 *Stop Watch*

5. Tabung ukur bahan bakar

Tabung ukur digunakan untuk menghitung kapasitas pemakaian bahan bakar saat proses pengujian pada setiap putaran mesin, ditunjukkan pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Tabung ukur

6. *Tachometer (strobotester)*

Tachometer digunakan untuk mengetahui putaran mesin pada setiap pembebanan yang terjadi, ditunjukkan pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 *Tachometer*

7. *Thermocouple digital*

Thermocouple digunakan untuk mengukur temperatur pada gas buang, blok silinder, dan minyak pelumas, ditunjukkan pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 *Thermocouple Digital*

8. Peralatan bantu

Peralatan bantu merupakan peralatan yang digunakan sebagai sarana pendukung dalam proses pelaksanaan

pengujian eksperimen. Adapun peralatan bantu yang digunakan dalam pengujian ini antara lain:

a. *Blower*

Gambar *blower* seperti terlihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.9 *Blower*

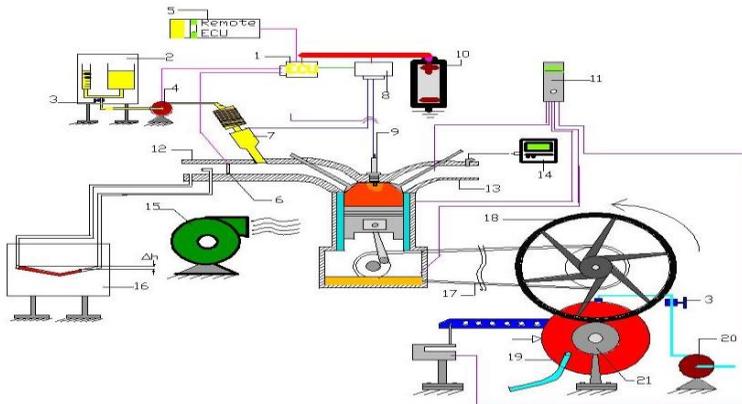
b. Pompa air

Pompa air digunakan untuk mengalirkan air menuju ke *water brake dynamometer* untuk menurunkan putaran mesin sesuai dengan bukaan katup pada selang penyalur.

3.2 Prosedur Pengujian

3.2.1 Skema pengujian

Skema alat uji dapat dilihat pada Gambar 3.11



Gambar 3.10 Skema pengujian

Keterangan gambar 3.11

1. ECU
2. Meja gelas ukur
3. Valve
4. Pompa bahan bakar
5. Remote ECU
6. Katup kupu - kupu
7. Injektor
8. Trigger
9. Busi
10. Baterai
11. Monitor suhu - suhu sensor

3.2.2 Persiapan pengujian

Adapun tahapan dari persiapan pengujian adalah sebagai berikut :

1. Melakukan pemeriksaan terhadap kondisi fisik mesin, minyak pelumas, sistem pendinginan, sistem pemasukan bahan bakar, dan sistem kelistrikannya.
2. Memeriksa kondisi kelayakan *Waterbrake dynamometer test*.
3. Pengecekan terhadap kualitas alat ukur serta sensor-sensor yang akan digunakan.
4. Merangkai seluruh peralatan uji, peralatan bantu dan instrumentasi sesuai dengan gambar.
5. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

3.2.3 Pengujian *engine* dengan menggunakan ECU standar berbahan bakar pertamax (0% ethanol)

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (variable speed) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros *Waterbrake Dynamometer* yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah

langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi steady state atau stasioner.
2. Blower dihidupkan.
3. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (fully open throttle). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada waterbrake dynamometer.
4. Pemberian beban waterbrake dynamometer sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
5. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros waterbrake dynamometer (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur engine ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).

3.2.4 Pengujian engine dengan menggunakan ECU *programable* berbahan bakar pertamax (0% etanol).

Percobaan ini dilakukan pada putaran mesin yang bervariasi (variable speed) mulai dari putaran 2000 rpm hingga 8000 rpm. Pengaturan putaran mesin dilakukan melalui pembebanan mekanis pada poros Waterbrake Dynamometer yang terkopel dengan poros roller yang digerakkan oleh ban belakang sepeda motor Honda CB150R. Berikut adalah

langkah-langkah yang dilakukan selama pengujian mesin kondisi standar :

1. Mengganti ECU standar honda CB150R dengan ECU *Programmable*..
2. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle (± 1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi steady state atau stasioner.
3. Blower dihidupkan.
4. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (fully open throttle). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada waterbrake dynamometer.
5. Pemberian beban waterbrake dynamometer sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.
6. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros waterbrake dynamometer (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertama (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur engine ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).

3.2.5 Pengujian engine dengan menggunakan ECU *programmable* berbahan bakar ethanol E50

Pengujian engine dengan bahan bakar bioetanol E50 ini dilakukan dengan variasi rasio kompresi yang pertama yaitu 12:1, kemudian 12,5:1, dan terakhir 13:1. Dimana disetiap variasi kompresi akan dilakukan pemetaan *ignition*

timing untuk pengujian unjuk kerjanya adapun tahap dari pengujiannya, yaitu:

1. Memastikan kembali kondisi kesiapan mesin, baik dari kondisi fisik, sistem kelistrikan, sistem pendingin, sistem pemasukan udara dan bahan bakar, sistem pengapian, kondisi alat ukur, dan *mensetting* ECU Programmable dengan memasukkan mapping awalan yang sudah *advanced*. Dimana settingan ini berupa mapping pengapian, durasi injeksi bahan bakar dan besarnya lambda yang diharapkan.
2. Mengosongkan tangki mandiri dan melakukan penggantian bahan bakar bensin dengan Bioetanol E50.
3. Memasukkan input data waktu pengapian 14° sebelum TMA ke penyetelan waktu pengapian (RPM/TPS Ignition) hingga waktu pengapian 28° sebelum TMA dengan interval 4°.
4. Menghidupkan mesin selama 10 menit pada putaran idle agar kondisi mesin stasioner (*steady state*) sebelum pengujian dimulai.
5. Blower dihidupkan.
6. Menjalankan mesin dengan melakukan pemindahan gigi transmisi dari gigi 1 hingga gigi maksimum yaitu gigi 6, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*fully open throttle*). Pada kondisi ini putaran mesin sebesar 11000 rpm dan merupakan putaran maksimum dari mesin Honda CB150R. Selama putaran maksimum, tidak dilakukan pembebanan pada *waterbrake dynamometer*
7. Pembebanan *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 2000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 8000 rpm.

8. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran mesin (rpm), torsi (Lbf.ft), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar premium (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$), temperatur engine ($^{\circ}\text{C}$), dan temperatur oli ($^{\circ}\text{C}$).
9. Pada setiap tahap kenaikan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada poin 9 (sembilan). Dan harus diingat bahwa pencatatan data dilakukan pada saat putaran mesin dalam kondisi stabil.
10. Ulangi langkah 4-8 untuk variasi mapping advance ignition timing yang terbaik.

3.2.6 Akhir pengujian

- a) Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
- b) Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
- c) Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle ($1600 \pm \text{rpm}$).

Pada saat putaran idle, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

3.3 Rancangan pengujian

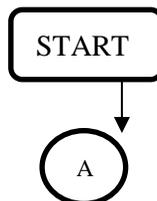
Pada penelitian ini ditetapkan beberapa parameter *input* dan *output* sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan yang diharapkan. Adapun beberapa perancangan penelitian akan disajikan dalam tabel berikut:

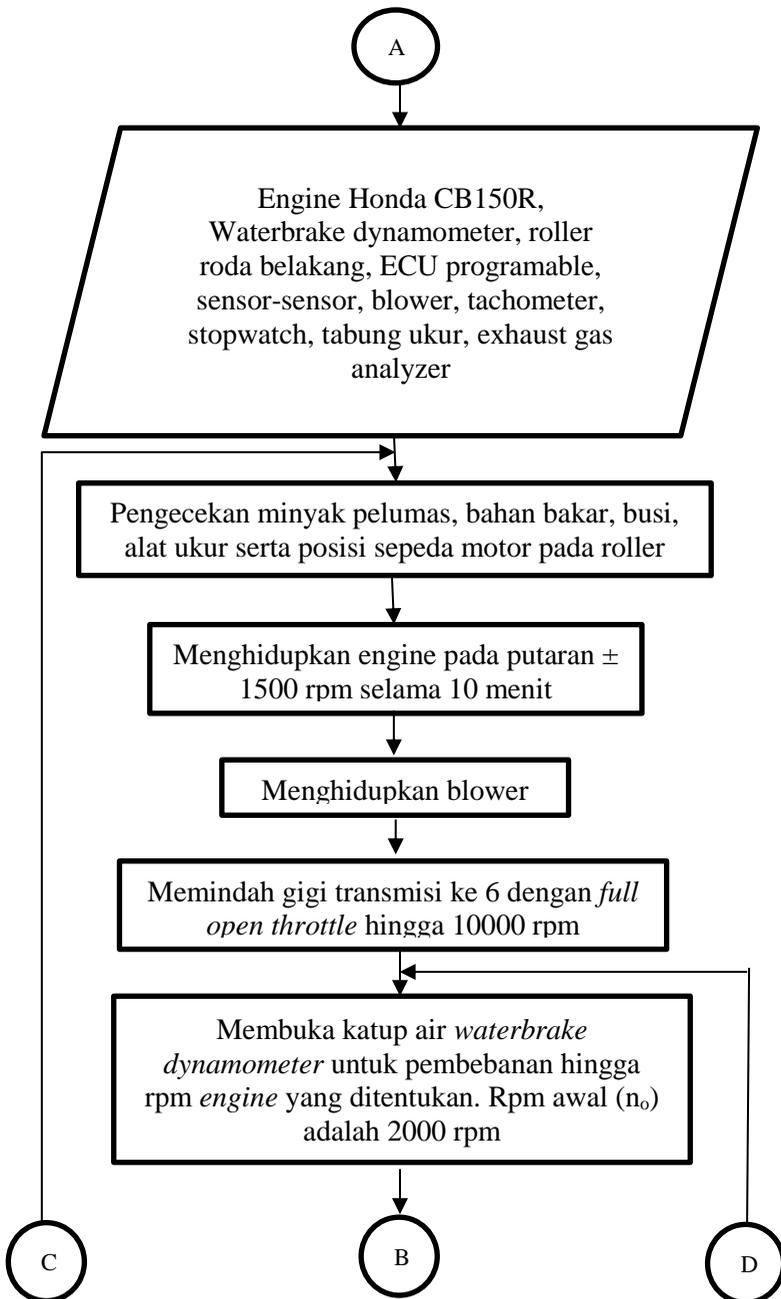
Tabel 3.1 Parameter *input* dan *output* eksperimen

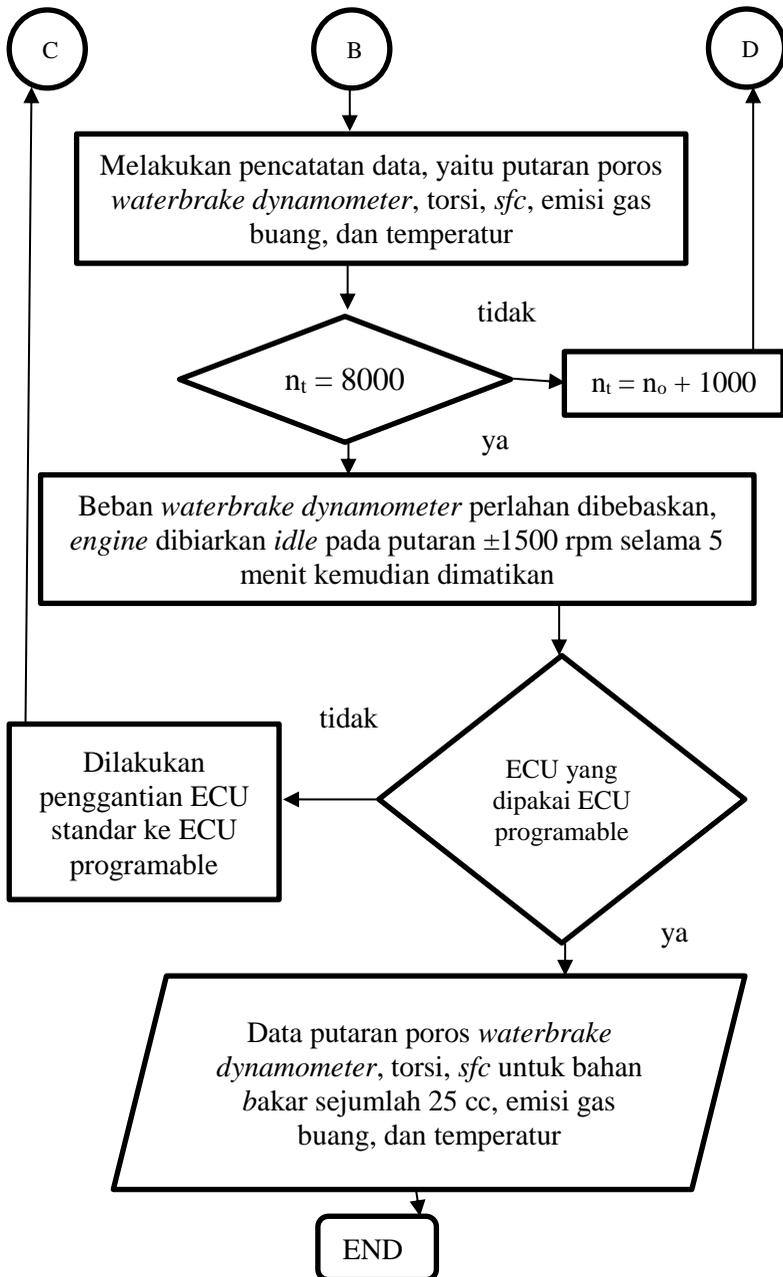
Parameter Input		Parameter Output	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> ▪ <i>Engine</i> Honda CB150R ▪ <i>Properties</i> bahan bakar bioetanol E50 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Rasio kompresi <ul style="list-style-type: none"> - 11:1 - 12:1 - 12,5:1 - 13:1 ▪ <i>Mapping</i> durasi penginjeksian bahan bakar 100%, 125%, 150%, 175%, dan 200% ▪ Sudut pengapian 16°, 20°, 24°, dan 28° BTDC. ▪ Putaran <i>Engine</i> 2000 rpm, 3000 rpm, 4000 rpm, 5000 rpm, 6000 rpm, 7000 rpm, dan 8000 rpm 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Torsi ▪ Waktu konsumsi bahan bakar 25 ml ▪ Emisi gas buang <ul style="list-style-type: none"> - CO - HC ▪ Temperatur gas buang (°C) ▪ Temperatur engine Cylinder head (°C) ▪ Temperatur oli mesin (°C) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Daya ▪ BMEP ▪ Sfc ▪ η_{th} ▪ AFR

3.4 Flowchart pengujian

3.4.1 Pengujian *engine* dengan menggunakan ECU standar dan ECU programable berbahan bakar pertamax (RON 88)

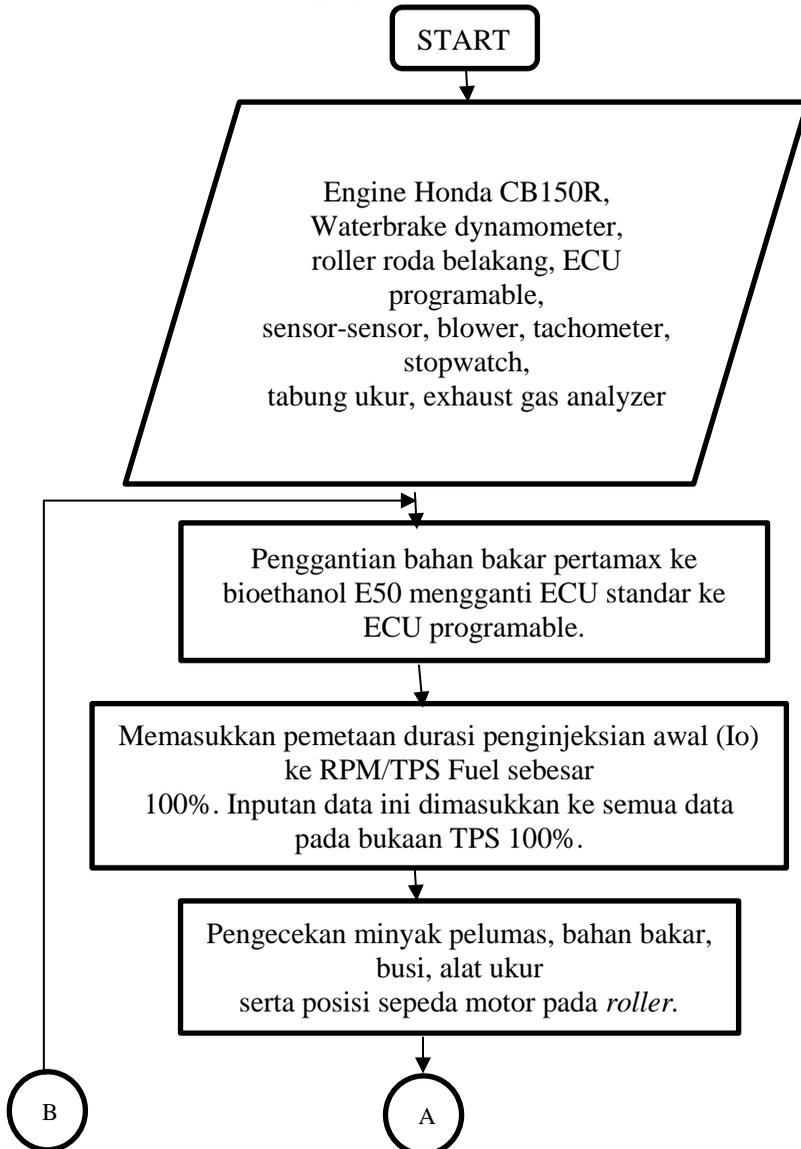


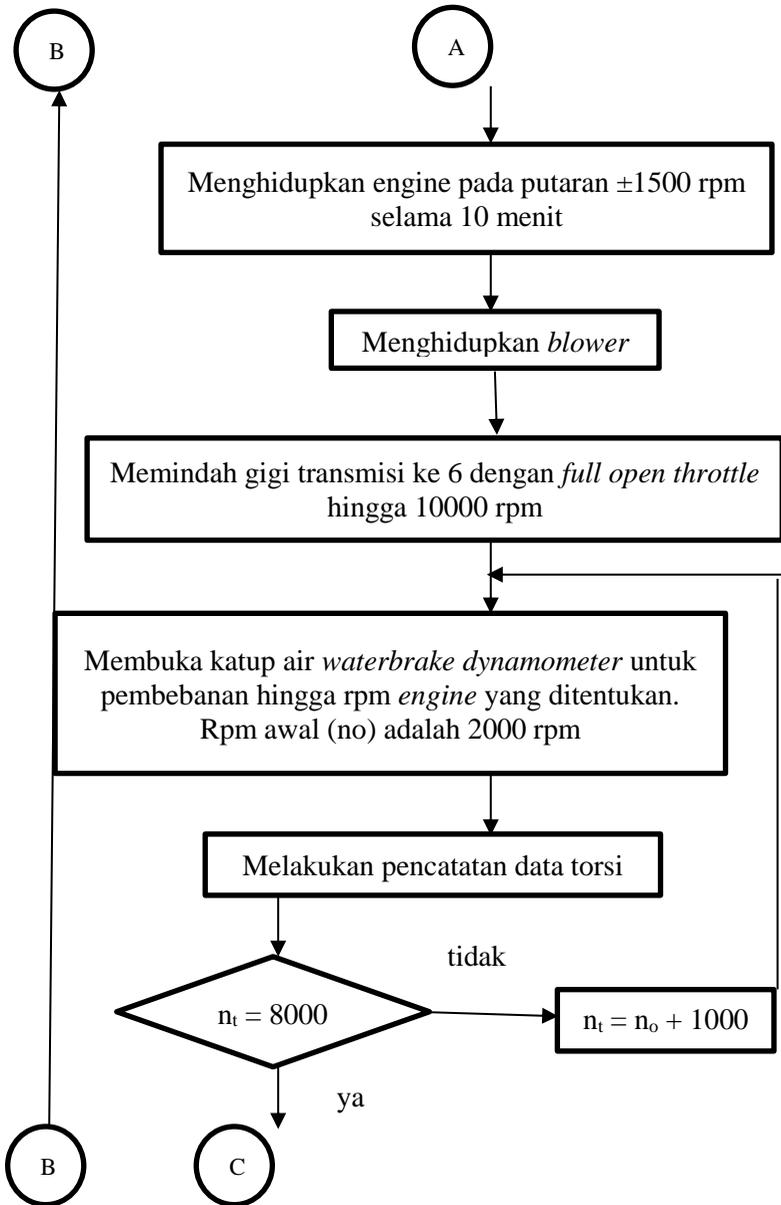


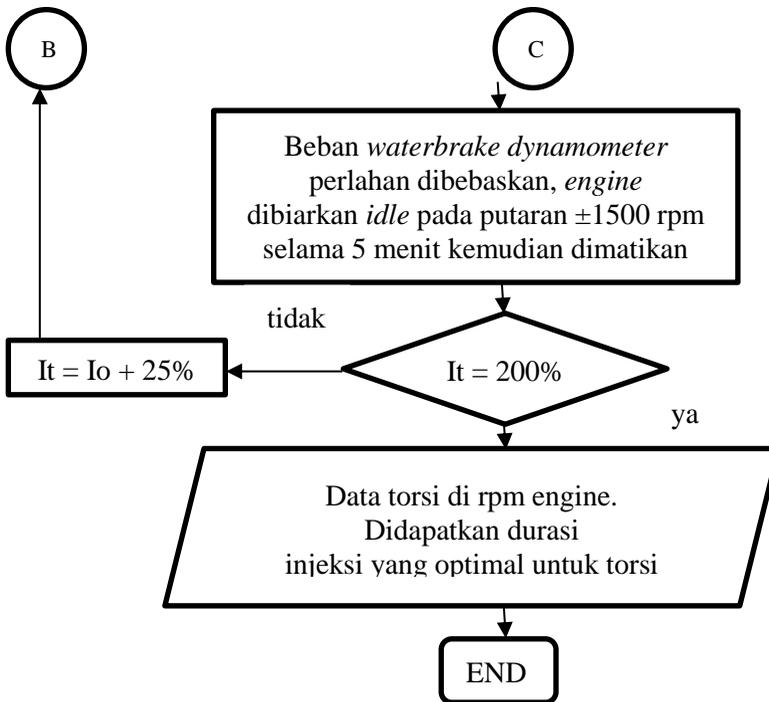


3.4.2 Pengujian *engine* dengan menggunakan ecu programable berbahan bakar bioetanol E50 (RON 96)

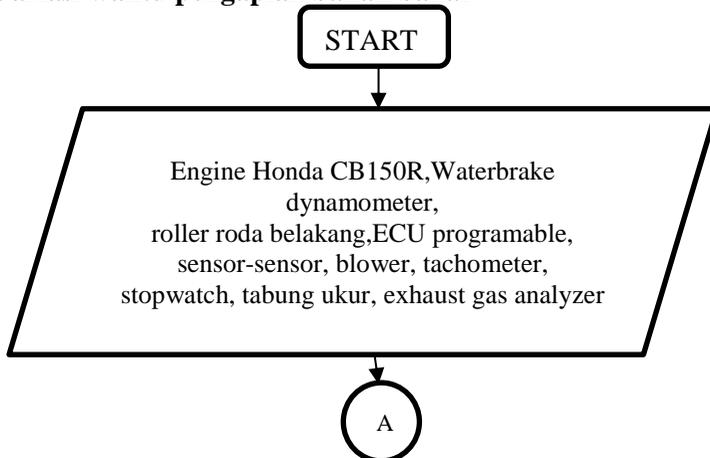
a. Variasi durasi penginjeksian bahan bakar

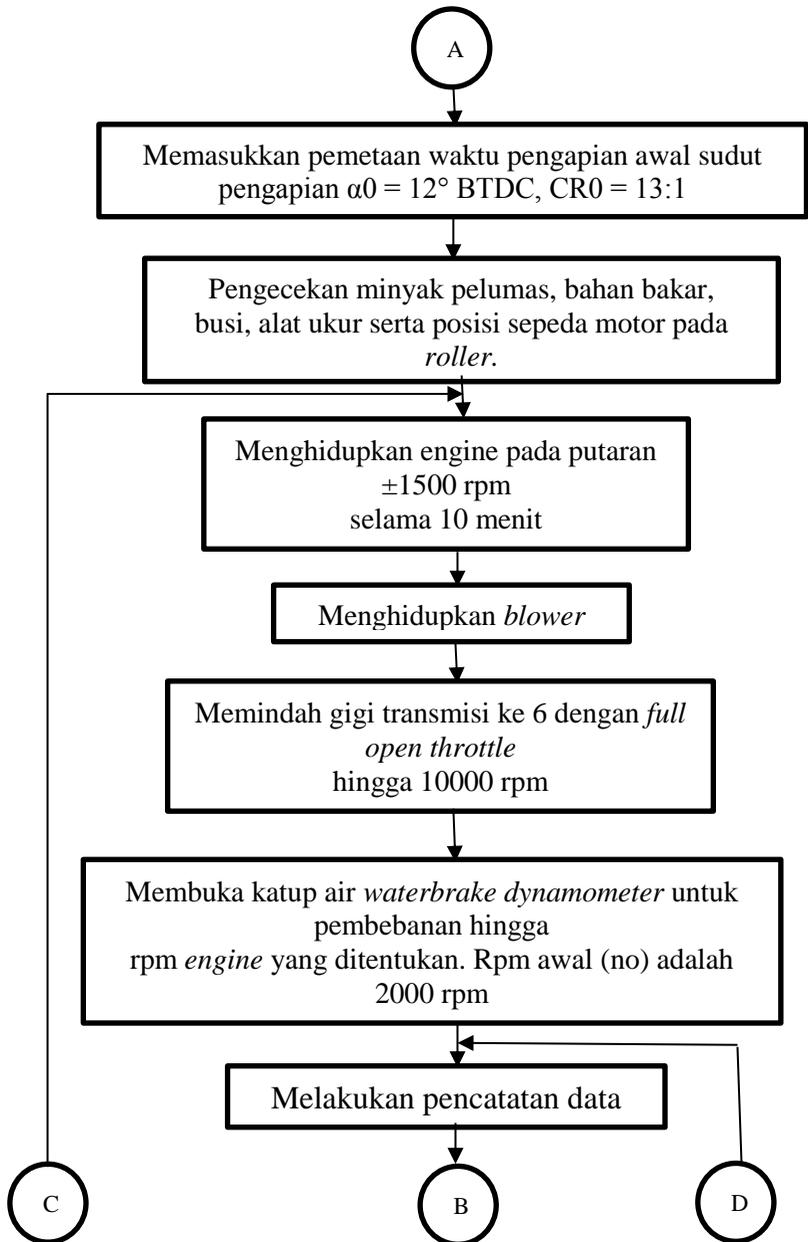


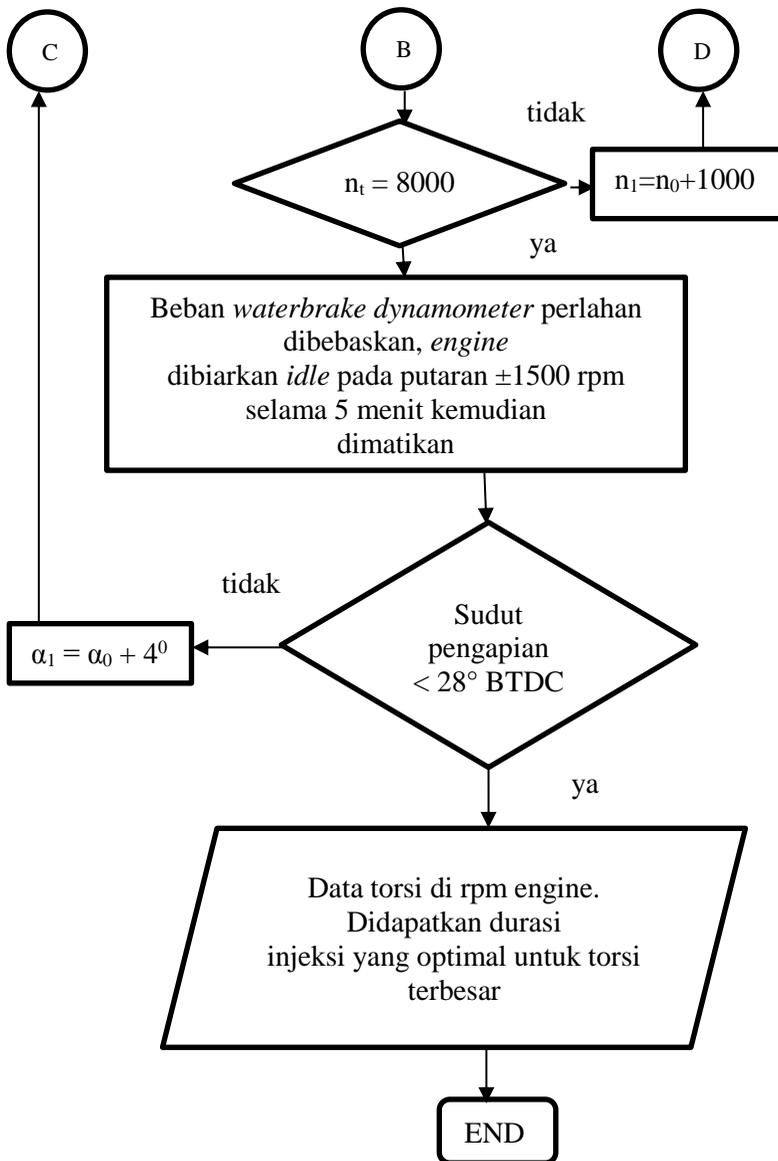




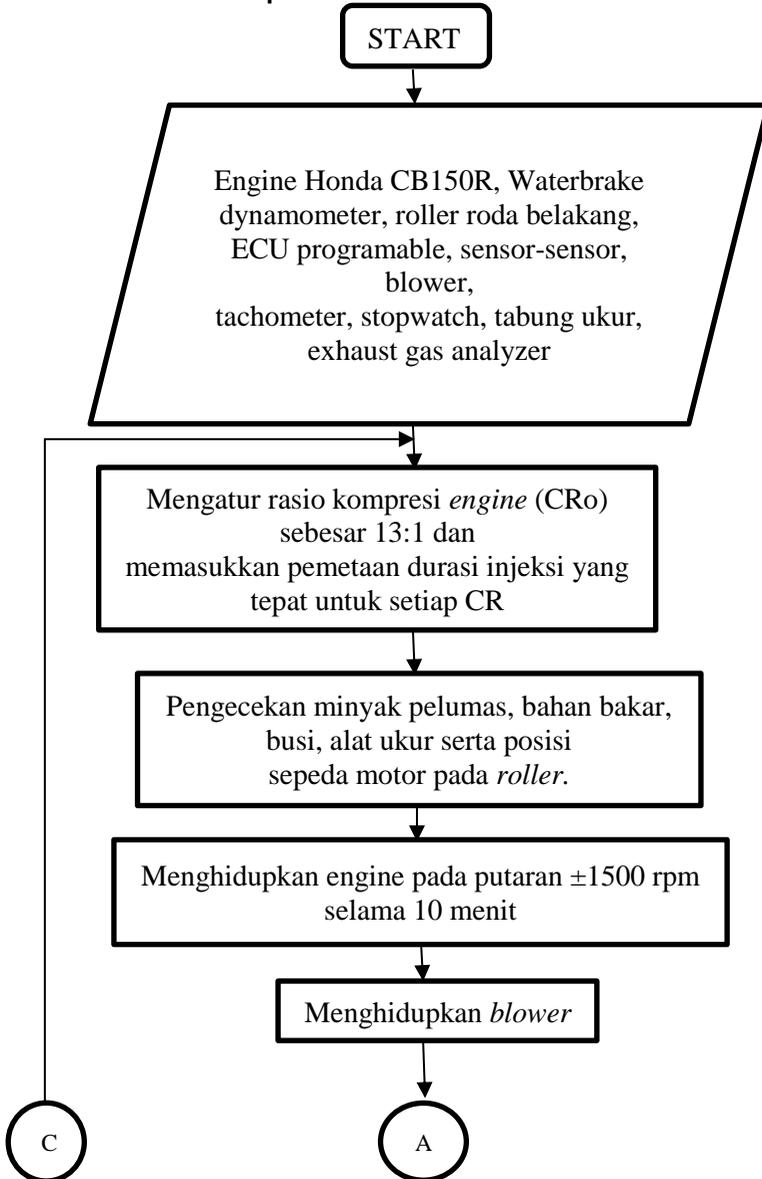
b. Variasi waktu pengapian bahan bakar

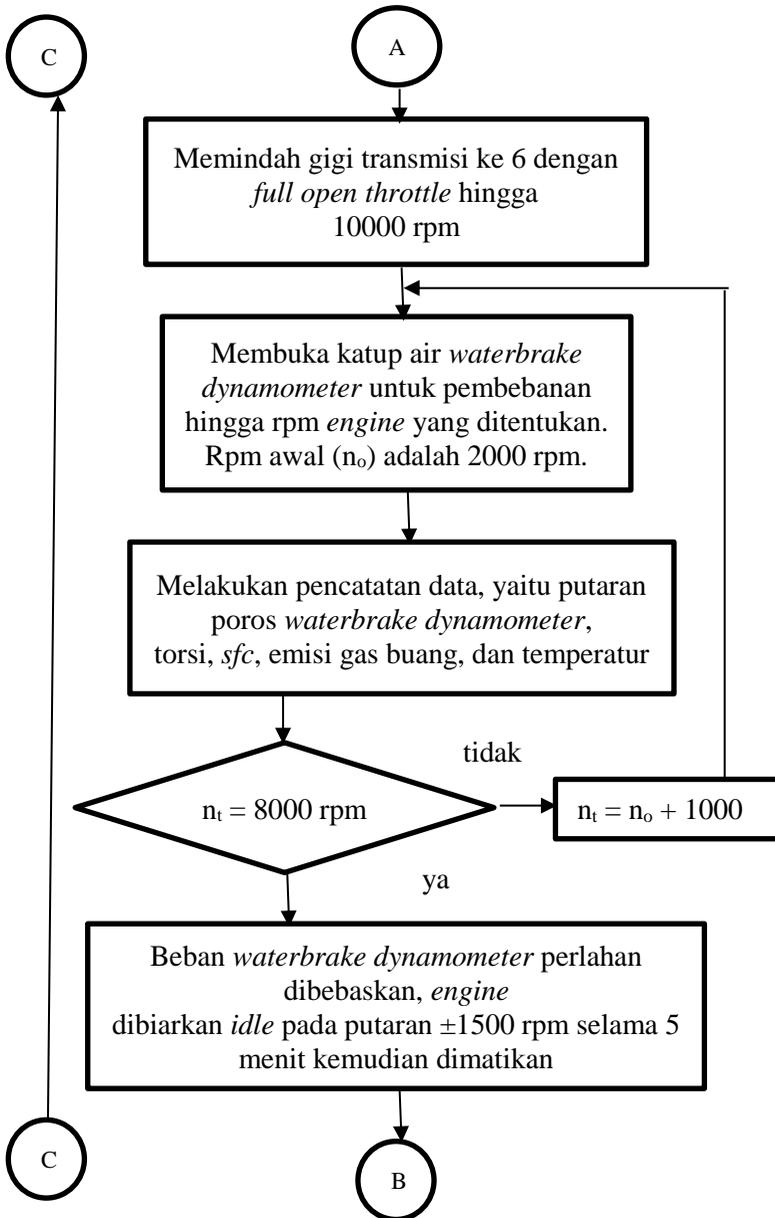


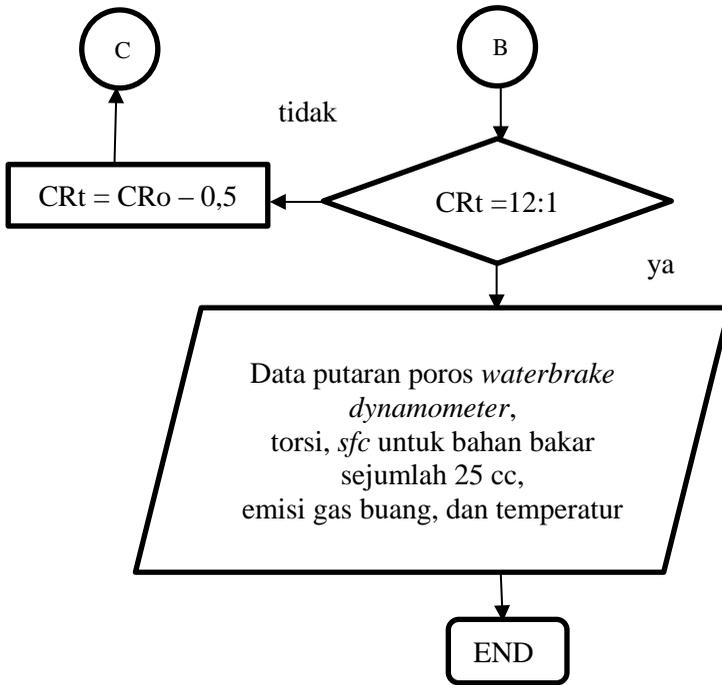




c. Variasi rasio kompresi







(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab 4 ini berisi tentang analisis dan pembahasan terhadap data hasil eksperimen pada *engine* Honda CB150R. Pada penelitian ini menggunakan bahan bakar bioetanol E50 yang divariasikan rasio kompresinya, durasi injeksi serta waktu pengapian 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 2.9 hingga 2.15. 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).

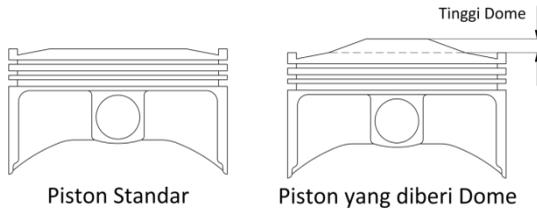
$$\begin{aligned}V_L &= \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2 \cdot 4,72 \text{ cm} \\ &= 149,479 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

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

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

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

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.

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

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

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

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

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

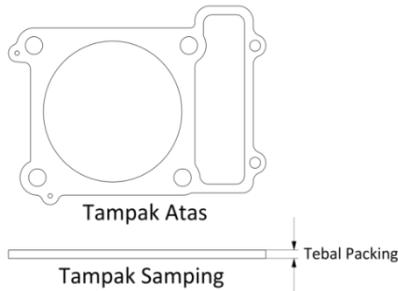
Maka besar volume *dome* piston adalah.

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

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

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

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.

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

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

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

$$t_{\text{packing(CR=12,5)}} = \frac{0,542 \text{ cm}^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (6,35 \text{ cm})^2}$$

$$t_{\text{packing(CR=12,5)}} = \frac{0,542 \text{ cm}^3}{31,669 \text{ cm}^2}$$

$$t_{\text{packing(CR=12,5)}} = 0,01711 \text{ cm}$$

$$t_{\text{packing(CR=12,5)}} = 0,171 \text{ mm}$$

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 <i>Packing</i>	
			(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 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 88, 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 :54.87 sekon
- Emisi gas buang CO :3,132% vol
- Emisi gas buang HC :75 ppm vol
- Temperatur *engine* :96 °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.

4.2.1 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*.

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

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

4.2.2 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 . $\left[\frac{1 \text{ m}}{60 \text{ sekon}} \right] = 83,333 \text{ rps}$

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

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

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

$$\text{bhp} = 6,183 \text{ kW}$$

4.2.3 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 (m²)

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 bme_p untuk putaran *engine* 5000 rpm adalah.

$$\begin{aligned} \text{bme}_p &= \frac{6,184 \text{ kW} \cdot 2}{3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0,0472 \text{ m} \cdot 83,333 \text{ rps} \cdot 1} \\ \text{bme}_p &= 488059,663 \text{ Pa} = 488,018 \text{ kPa} \end{aligned}$$

4.2.4 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.

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

$$m_{\text{bb}} = \rho_{\text{bb}} \cdot \text{Volume}_{\text{bb}}$$

Dimana:

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

m_{bb} : massa bahan bakar (kg)

ρ_{bb} : massa jenis bahan bakar (kg/m³)

bhp : daya (Watt)

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

- Waktu konsumsi bahan bakar (t) : 47,10 sekon

- Volume bahan bakar (V_{bb}) : $25 \text{ ml} = 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$
- Massa jenis bahan bakar (ρ_{bb}) : 760 kg/m^3

Besarnya massa 25 ml bahan bakar Pertamina RON 88 adalah.

$$m_{bb} = 760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$m_{bb} = 0,019 \text{ kg}$$

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

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

$$\dot{m}_{bb} = \frac{0,019 \text{ kg}}{47,10 \text{ sekon}}$$

$$\dot{m}_{bb} = 0,000403 \text{ kg/s}$$

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

$$\text{sfc} = \frac{0,000403 \text{ kg/s}}{6183,504 \text{ Watt}}$$

$$\text{sfc} = 6,517000 \cdot 10^{-8} \text{ kg/Watt.s}$$

$$\text{sfc} = 0,000235 \text{ kg/Watt.jam}$$

$$\text{sfc} = 0,175 \text{ kg/HP.jam}$$

4.2.5 Penghitungan efisiensi thermal

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.

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

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}) : 0,000403 kg/s
- Dengan adanya parameter-parameter diatas, maka besarnya efisiensi termal untuk putaran 5000 rpm adalah.

$$\eta_{th} = \frac{6183,504 \text{ Watt}}{42900000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \cdot 0,000403 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$\eta_{th} = 0,357 = 35,7\%$$

4.2.6 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}) : 0,000403 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.

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

$$v_{\text{udara}} = 5,879 \text{ m/s}$$

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

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

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

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

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 1,1762 \text{ kg/m}^3 \cdot 5,879 \text{ m/s} \cdot \left(\frac{\pi}{4} \cdot (30 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2\right)$$

$$\dot{m}_{\text{udara}} = 0,00587 \text{ kg/s}$$

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

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

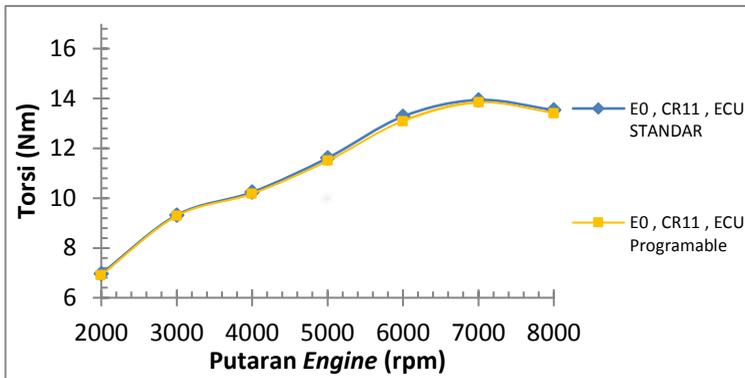
$$\text{AFR} = \frac{0,00587 \text{ kg/s}}{0,000403 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = \frac{14,541}{1}$$

Maka besarnya *Air Fuel Ratio* pada putaran *engine* 5000 rpm adalah sebesar 14.541:1.

4.3 Analisis unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* menggunakan bahan bakar pertamax (RON 88)

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E50 (RON 96) yang divariasikan durasi injeksi bahan bakar, waktu pengapian 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 88) 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 programable untuk *engine* Honda CB150R ini. Hal ini bertujuan untuk mengetahui apakah ECU programable 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 88) dengan ECU standar dan ECU programable. 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 4.3 berikut.



Gambar 4.3 Grafik Torsi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

Dari gambar 4.3 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 programable, 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.

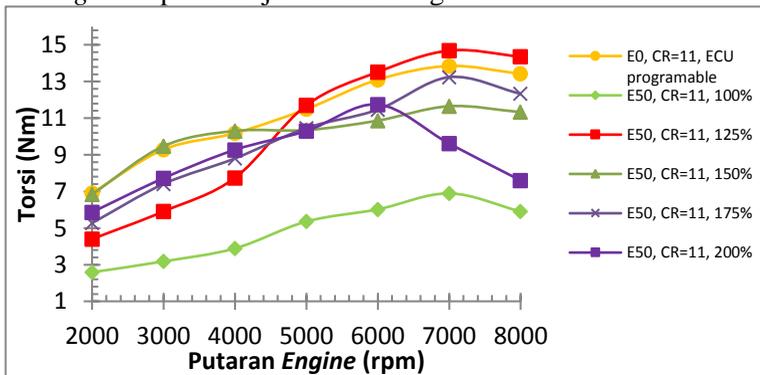
Dari data diatas bisa dihitung bahwa pada putaran 2000 rpm, penurunan torsi akan terjadi sebesar 2,686 % bila mengganti ECU standar dengan ECU programable. Pada putaran 7000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 1,126 % dari ECU standar, dan pada putaran *engine* sebesar 8000 rpm, penurunan torsi yang terjadi adalah sebesar 0,798 % dari ECU standar. Walaupun terjadi penurunan torsi, ECU programable 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 programable.

4.4 Analisis unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* berbahan bakar bioetanol E50 (RON 96) variasi durasi injeksi bahan bakar

Sebelum dilakukan pengujian dengan bahan bakar Bioetanol E50 (RON 96) 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 *remote* kontrol yang dihubungkan dengan ECU programable. 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 E50 (RON 96) dengan ECU programable. 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 layer monitor sensor 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.

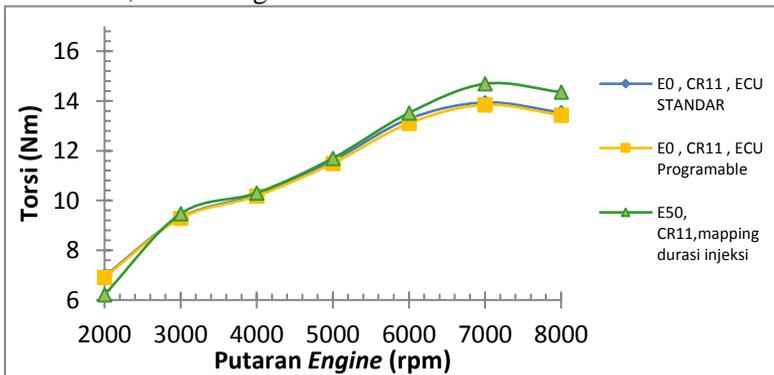


Gambar 4.4 Grafik Torsi Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

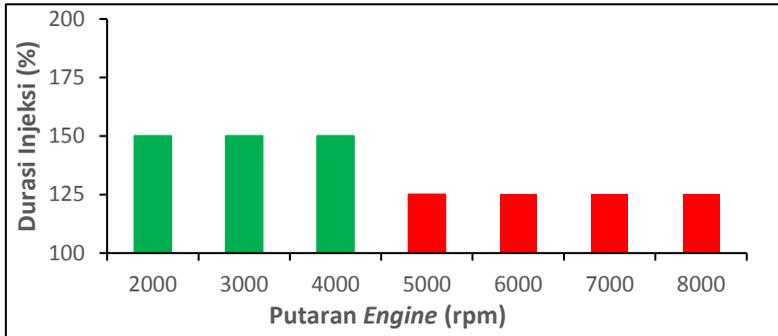
Dari gambar 4.4 diatas ditunjukkan *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine* dan variasi durasi penginjeksian bahan bakar dengan pemakaian

bahan bakar Bioetanol E50 (RON 96). Torsi yang dihasilkan oleh durasi 100%, 125%, 150%, dan 175% memiliki *trendline* yang hampir sama dengan *trendline* yang ditunjukkan oleh bahan bakar Pertamina (RON 88) 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 E50 (dengan durasi injeksi 100%), torsi dari *engine* akan turun dari 13,788 N.m ke 6,891 N.m. Hal ini menunjukkan bahwa torsi turun sebesar 50,021%. Kemudian jika durasi ditambah menjadi 125%, torsi yang dihasilkan sebesar 14,690 N.m, hal ini menunjukkan bahwa torsi naik sebesar 6,543%. Sedangkan pada durasi injeksi sebesar 150%, 175 % dan 200% terjadi penurunan terhadap torsi yang dihasilkan dengan bahan bakar pertamax. Pada durasi injeksi 150%, penurunan torsi terjadi sebesar 15,505% ke angka 11,650 N.m. Pada penggunaan durasi injeksi 175% torsi menurun sebesar 3,983% ke angka 13,239 N.m. Kemudian pada durasi 200%, nilai torsi turun sebesar 30,299% dengan nilai sebesar 9.611 N.m.

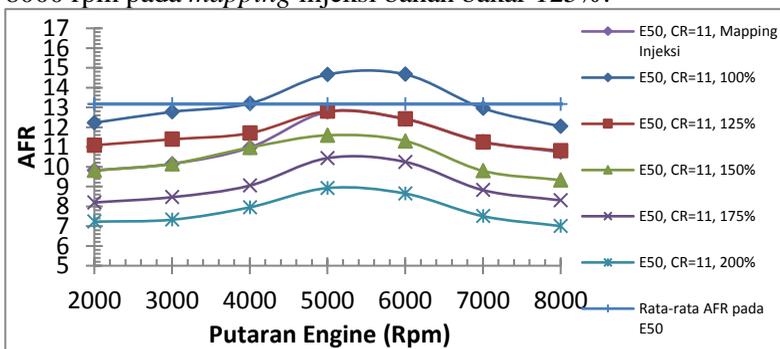


Gambar 4.5 Grafik Torsi *Mapping* Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

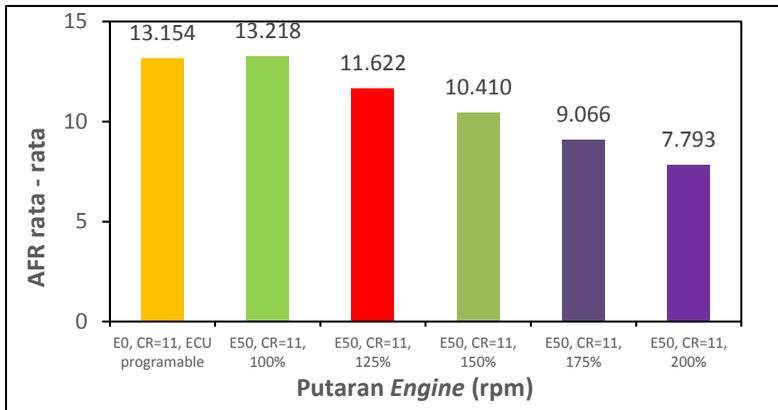


Gambar 4.6 Grafik *Mapping* Injeksi Optimal

Dari gambar 4.5 terlihat dari *trendline* grafiknya bahwa torsi yang dihasilkan oleh *mapping* injeksi pada E50 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 4.98 Dari gambar 4.6, didapat *mapping* yang optimal untuk *engine* Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E50 yaitu pada putaran *engine* 2000 hingga 4000 rpm terbaik pada *mapping* injeksi bahan bakar 150%, putaran *engine* 5000 hingga 8000 rpm pada *mapping* injeksi bahan bakar 125%.

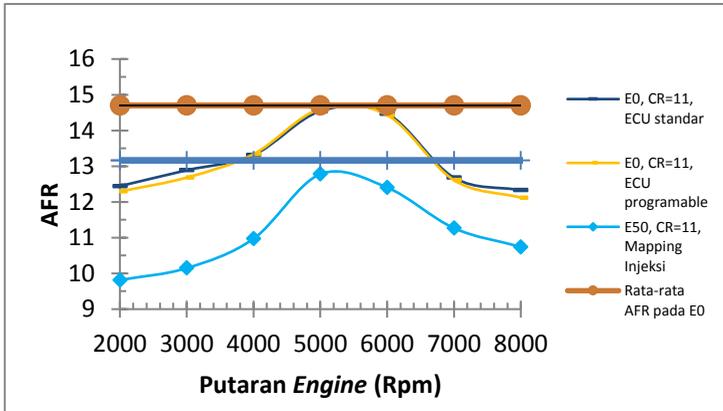


Gambar 4.7 Grafik AFR Variasi Injeksi sebagai Fungsi Putaran *Engine*

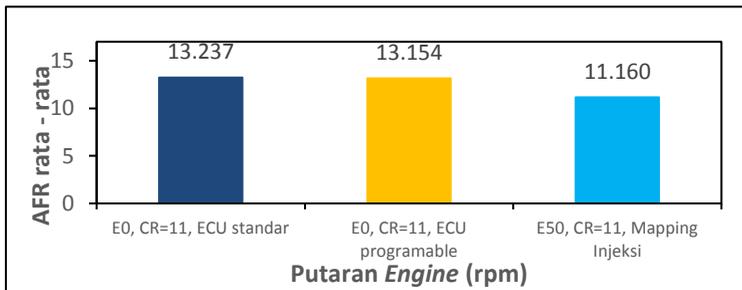


Gambar 4.8 Grafik Rata-rata AFR Variasi Injeksi

Dari gambar 4.7 dan gambar 4.8 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 E50 durasi 100% atau durasi injeksi standar dari *engine*, AFR rata-rata yang didapatkan adalah sebesar 13,218:1, meningkat sebesar 0.487% dari 13,154:1 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 4.9 Grafik afr *mapping* injeksi sebagai fungsi putaran *engine*



Gambar 4.10 Grafik rata-rata afr *mapping* injeksi

Pada pemakaian Bioetanol E50, dengan meningkatkan durasi penginjeksian bahan bakar dari 125% sampai 150%, 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 11,647% dan 20,861% untuk durasi 125% dan 150%. afr yang semakin turun ini menyebabkan pembakaran yang terjadi semakin sempurna, karena afr stoikiometri dari bioetanol adalah 13,163:1, lebih kaya daripada bahan bakar Pertamina. Hal tersebut dikarenakan laju aliran massa

bahan bakar tetap, sedangkan laju aliran massa udara turun seiring turunnya putaran mesin. Dalam keadaan mesin standar, afr untuk bahan bakar bioethanol (E50) cenderung berada di atas afr bahan bakar pertamax (E0) menggunakan ECU standar dan ECU programable.

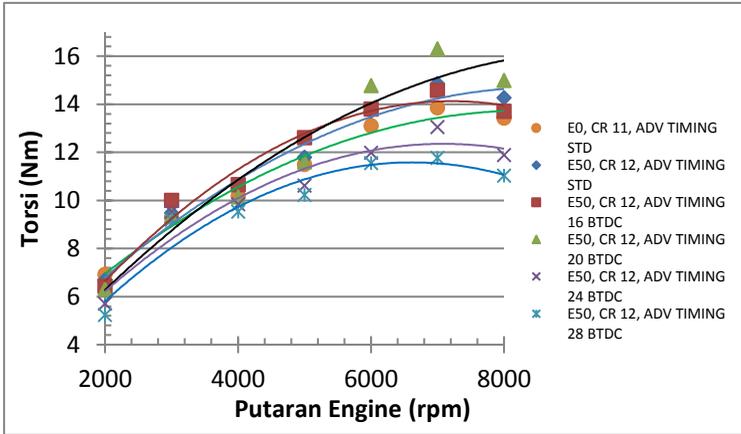
Hal ini menguatkan hipotesa mengenai pengaruh nilai heat of vaporization dari kedua bahan bakar di atas terhadap proses pembakaran. Dengan nilai heat of vaporization bioethanol (E50) lebih besar dibanding pertamax (E0), diperkirakan menurunkan temperatur ruang bakar dan menyebabkan nilai densitas dari udara naik. Seiring dengan naiknya densitas udara, maka campuran bahan bakar dan udara dalam proses pembakaran juga cenderung campuran miskin (lean). Sementara stoikiometri untuk bahan bakar bioethanol E50 sebesar 13,163:1. Maka untuk pertama perlu dilakukan mapping injeksi untuk engine Honda CB150R. Dari grafik diatas terdapat garis AFR dari mapping injeksi yang optimal untuk bahan bakar bioethanol E50. Untuk AFR ethanol yang tidak dilakukan mapping injeksi mempunyai rata-rata 13,154. Sedangkan AFR untuk ethanol yang telah dilakukan mapping injeksi adalah 11,160.

4.5 Analisis unjuk kerja dan emisi gas buang *engine* berbahan bakar bioethanol E50 (RON 109) variasi waktu pengapian.

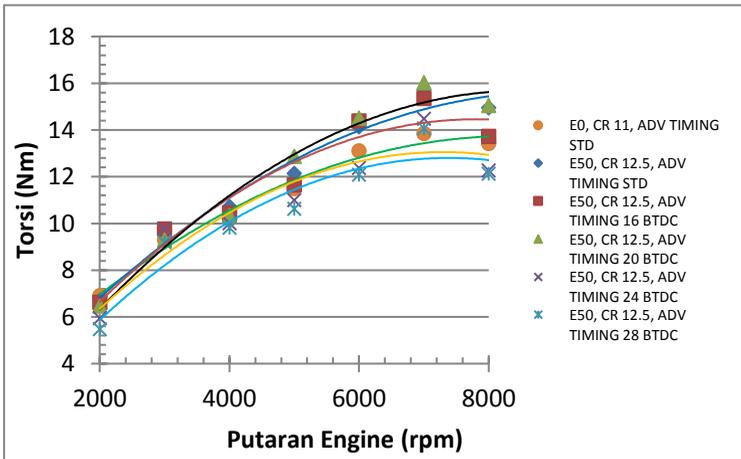
4.5.1 Analisis torsi

Dari grafik torsi fungsi rpm, terlihat adanya tren keanikan torsi mulai dari putaran rendah hingga mencapai torsi maksimum pada putaran tertentu. kemudian torsi mengalami penurunan pada putaran lebih tinggi. Hal ini disebabkan, semakin tinggi putaran engine maka turbulensi aliran yang masuk ke ruang bakar akan semakin tinggi dan menyebabkan pencampuran bahan bakar dan udara semakin baik serta perambatan api juga semakin cepat sehingga torsi akan meningkat. Setelah putaran mesin semakin tinggi maka akan semakin besar kerugian-kerugian yang terjadi, seperti kerugian berupa gesekan dan adanya pembakaran yang kurang sempurna. semakin tinggi putaran engine maka friksi yang

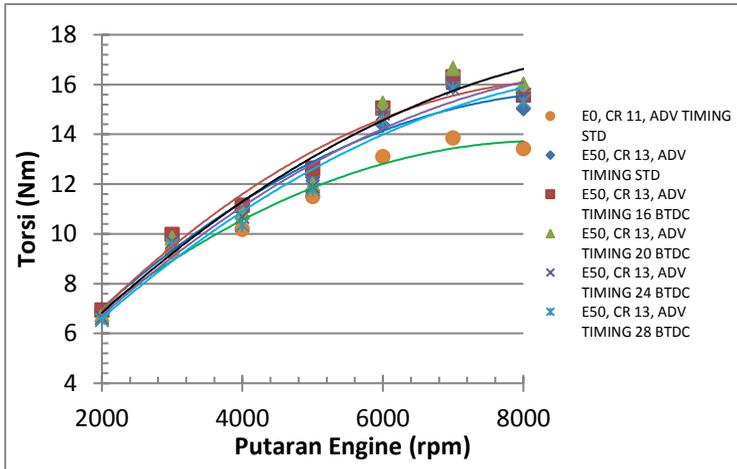
terjadi juga semakin besar. Selain itu pembakaran campuran bahan bakar dan udara dalam ruang bakar juga memerlukan waktu. Ketika putaran tinggi, maka dimungkinkan pengapian yang terjadi tidak cukup cepat untuk membakar seluruh bahan bakar dalam ruang bakar, atau dengan kata lain semakin banyak sisa bahan bakar yang belum terbakar dalam ruang bakar.



Gambar 4.11 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12



Gambar 4.12 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 12.5



Gambar 4.13 Grafik torsi fungsi rpm pada CR 13

4.5.2 Mapping ignition timing

Tabel 4.3 Mapping Ignition timing E50 CR = 12

CR 12		
RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16	6.423
3000	16	9.993
4000	16	10.650
5000	16	12.602
6000	20	14.779
7000	20	16.299
8000	20	14.985

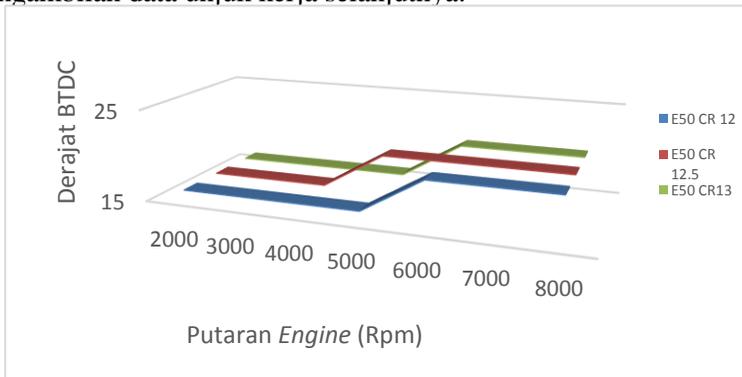
Tabel 4.4 Mapping Ignition timing E50 CR = 12.5

RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16° BTDC	6.622
3000	16° BTDC	9.757
4000	16° BTDC	10.450
5000	20° BTDC	12.876
6000	20° BTDC	14.504
7000	20° BTDC	16.024
8000	20° BTDC	15.043

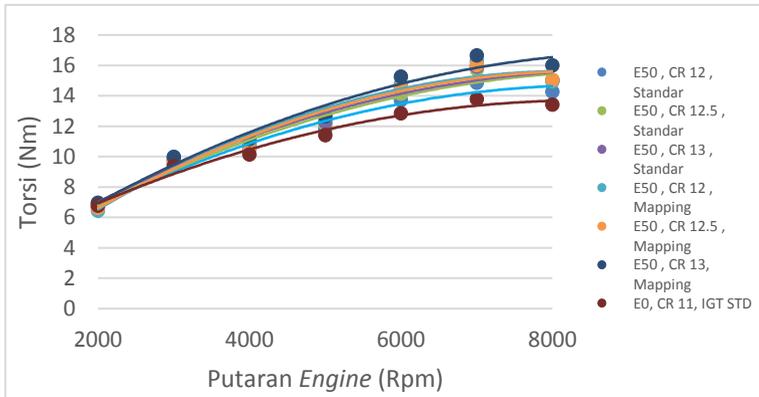
Tabel 4.5 Mapping Ignition timing E50 CR = 13

RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16° BTDC	6.933
3000	16° BTDC	9.973
4000	16° BTDC	11.150
5000	16° BTDC	12.641
6000	20° BTDC	15.249
7000	20° BTDC	16.642
8000	20° BTDC	16.004

Dari data tabel diatas adalah hasil mapping waktu pengapian yang optimal dengan menggunakan metode *Maximum Best Torque* (MBT). Untuk setiap mapping waktu pengapian yang diberikan, diambil mapping waktu pengapian yang menghasilkan torsi terbesar di setiap putaran mesin. Terlihat bahwa waktu pengapian yang optimal untuk engine Honda CB150R berbahan bakar bioethanol E50 antara rentang 16° hingga 20° pada putaran 2000 sampai 8000 rpm. Tidak menutup kemungkinan bahwa pada putaran engine di atas 8000 rpm waktu pengapian akan mengalami perubahan juga. Hal ini akan diterapkan pada pengambilan data unjuk kerja selanjutnya.



Gambar 4.14 mapping waktu pengapian untuk Honda CB150R



Gambar 4.15 torsi *mapping ignition timing* vs putaran engine (rpm)

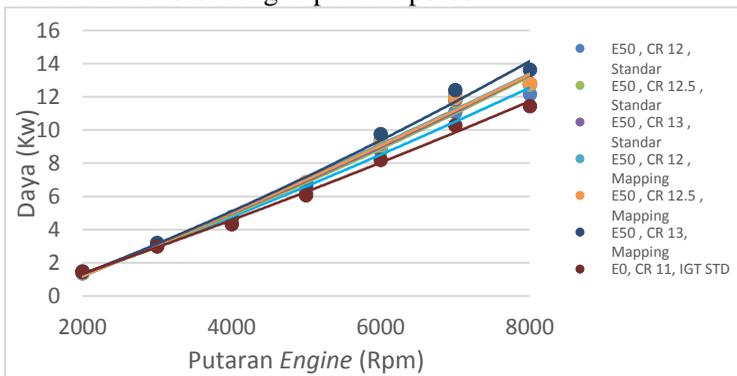
Besarnya torsi berbanding lurus dengan tekanan yang dihasilkan di dalam ruang bakar. Apabila tekanannya tinggi maka torsi yang dihasilkan tinggi. Pada grafik torsi fungsi rpm didapatkan torsi tertinggi bergeser ke kanan seiring dengan bertambahnya waktu pengapian. Pada pengapian 16° dan 20° BTDC memiliki torsi tertinggi pada rpm 2000 hingga 7000, tetapi nilai torsi turun seiring bertambahnya rpm setelah nilai torsi terbesar. Hal ini dikarenakan semakin cepat putaran mesin, dengan kecepatan rambat api yang sama, dibutuhkan waktu pengapian yang lebih cepat. Sedangkan pada putaran tinggi, dengan waktu pengapian 16° dan 20° BTDC, piston mengalami ekspansi saat proses pembakaran belum mencapai peak pressure. Tekanan yang kurang maksimal ini mengakibatkan gaya dorong piston juga tidak maksimal sehingga nilai torsi menjadi turun.

Pada mapping 16° BTDC di putaran mesin 7000 rpm nilai torsi mengalami penurunan terhadap torsi mapping waktu pengapian standar di semua kondisi rasio kompresi, nilai torsi menurun sebesar 1,849% pada CR 12, 2,431% pada CR 12,5, dan 0,494% pada CR 13. Pada mapping 20° BTDC di putaran mesin 7000 rpm nilai torsi mengalami kenaikan terhadap torsi mapping waktu pengapian standar pada semua rasio kompresi yaitu naik

sebesar 9,775% pada CR 12, 1,870% pada CR 12,5, dan 4,688% pada CR 13. Pada mapping 24° BTDC di putaran mesin 7000 rpm nilai torsi mengalami penurunan terhadap mapping waktu pengapian standar pada semua kompresi rasio, yaitu turun sebesar 12,087% pada CR 12, 7,980% pada CR 12,5, dan 0,246% pada CR 13. Kemudian pada mapping waktu pengapian 28° nilai torsi mengalami penurunan yang cenderung besar terhadap mapping waktu pengapian standar pada semua kompresi rasio, yaitu turun sebesar 20,806% pada CR 12, 10,599% pada CR 12,5, dan 0,370% pada CR 13. Hal ini disebabkan oleh waktu pengapian yang terlalu maju menyebabkan proses pembakaran belum pada kondisi ambient ruang bakar yang terlalu rendah.

4.5.3 Analisis daya efektif

Terdapat 3 jenis daya dalam motor pembakaran dalam, yaitu *indicative horse power* (ihp), *brake horse power* (bhp), dan *friction horse power* (fhp). Pada putaran rendah, daya relatif rendah dan akan semakin tinggi ketika putaran mesin semakin tinggi. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara torsi dengan putaran poros.



Gambar 4.16 daya efektif *mapping ignition timing* vs putaran *engine* (rpm)

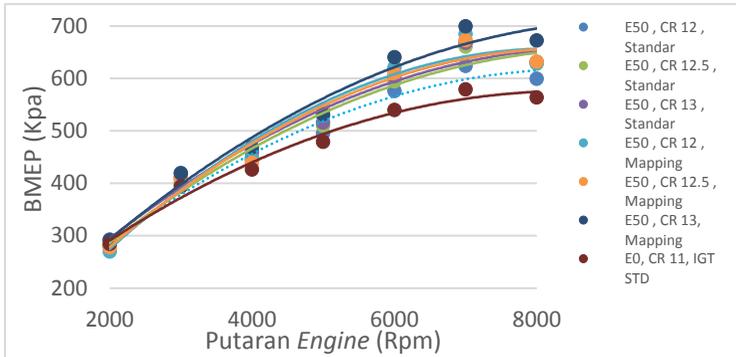
Dari gambar 4.16 diatas menunjukkan *trendline* daya *engine* pada tiap putaran yang diperlakukan dengan mapping waktu pengapian dan dalam kondisi standar. Daya yang dihasilkan dari engine dengan waktu pengapian standar semua mengalami peningkatan seiringdengan bertambahnya putaran engine dari 2000 hingga 8000 rpm. Pada waktu pengapian standar, daya yang dihasilkan saat CR 12 sebesar 12,155 KW, saat CR 12,5 sebesar 12,741 KW, dan saat CR 13 sebesar 12,801 KW.

Semakin cepat putaran mesin, maka putaran poros juga semakin cepat. Akan tetapi, pada putaran tertentu torsi dan friksi yang terjadi lebih besar daripada kenaikan putaran yang terjadi. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Daya akan menurun pada putaran tertentu dan pada umumnya pada putaran tinggi. Pada pengujian ini didapatkan daya yang seiring naik dengan bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pengujian hanya dilakukan pada batas 8000 rpm.

Dengan melakukan mapping waktu pengapian didapatkan peningkatan daya terhadap daya yang diperoleh pada mapping waktu pengapian standar sebesar 5,043% pada CR 12 yang bernilai sebesar 12,768 KW, 0.604% pada CR 12,5 yang bernilai 12,818 KW, dan 6,531% pada CR 13 yang bernilai 13,637 KW, masing-masing peningkatan daya terjadi pada putaran mesin 8000 rpm yang merupakan nilai daya terbesar.

4.5.4 Analisis tekanan efektif rata-rata

Besarnya tekanan yang dialami piston berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang bernilai konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut merupakan tekanan efektif rata-rata yang dimiliki oleh piston.



Gambar 4.17 BMEP *mapping ignition timing* vs putaran engine (rpm)

Dari gambar 4.17 di atas menunjukkan grafik tekanan efektif rata-rata dari engine pada tiap putaran engine dengan hasil mapping waktu pengapian optimal di rasio kompresi 12, 12,5, 13. Untuk membandingkan hasil mapping waktu pengapian pada tiap kompresi rasio, di tunjukkan juga grafik daya pada tiap putaran engine dengan waktu pengapian standar. Bmep yang dihasilkan oleh Honda CB150R pada tiap rasio kompresi dengan waktu pengapian standar mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran engine dari 2000 hingga puncak nilai tertinggi 7000 rpm, dan akan mengalami penurunan pada putaran 8000 rpm. Pada waktu mesin keadaan rasio kompresi standar dengan bahan bakar E0 bmep terbesar berada pada 579,365 KPa, pengapian standar di CR 12 bmep terbesar adalah 624,213 KPa, pada CR 12,5 bmep terbesar adalah 660,983 KPa, dan CR 13 bmep terbesar adalah 668,361 KPa.

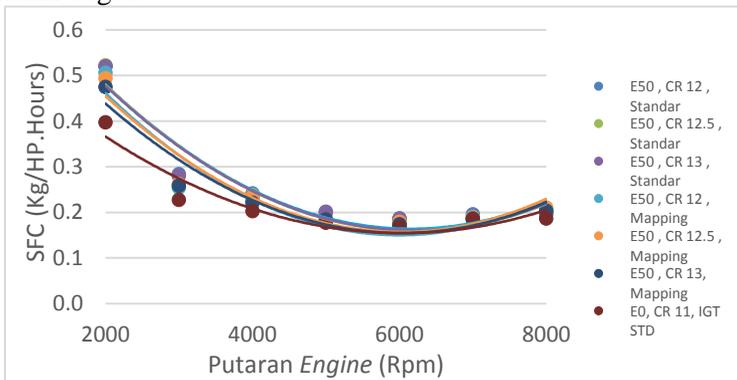
Tekanan Efektif rata-rata piston sangat dipengaruhi oleh waktu pengapian dari busi. Apabila waktu pengapian tidak tepat, maka tekanan piston akan menurun. Hal ini juga terlihat pada grafik bmep vs rpm di atas. Pada pengapian 16° BTDC memiliki tekanan tertinggi pada putaran rendah hingga menengah, namun akan menurun seiring dengan bertambahnya putaran mesin menuju ke putaran tinggi. Dengan dilakukan mapping waktu

pengapian pada tiap CR yang diberikan, terjadi kenaikan bmep 9,754% pada CR 12 bernilai sebesar 685,097 KPa, naik 1,902% pada CR 12,5 dengan nilai sebesar 673,555 KPa, dan naik 4,663% pada CR 13 dengan nilai sebesar 699,525 KPa.

Masing-masing peningkatan daya terjadi pada putaran mesin 7000 rpm yang merupakan nilai bmep terbesar. Hal ini dikarenakan pada kondisi unjuk kerja mapping pengapian dimajukan seiring dengan bertambahnya putaran mesin dengan estimasi tercapainya pembakaran yang dapat menghasilkan *peak pressure* yang optimal.

4.5.5 Analisis konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Nilai konsumsi bahan bakar spesifik bergantung pada campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar. Dengan semakin sempurnanya pembakaran, maka sfc yang dihasilkan semakin bagus.



Gambar 4.18 SFC *mapping ignition timing* vs putaran engine (rpm)

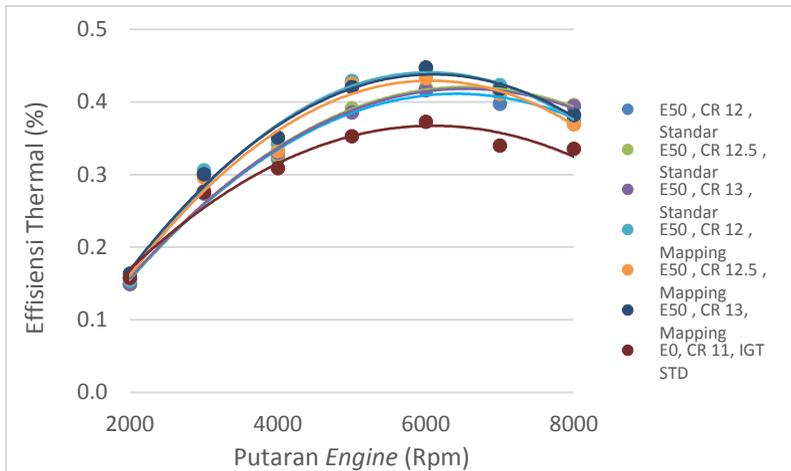
Gambar 4.18 di atas menunjukkan perubahan efisiensi thermal seiring bertambahnya putaran engine. Secara umum konsumsi bahan bakar spesifik dari rpm rendah ke tinggi akan mengalami penurunan hingga putaran mesin tertentu akan meningkat lagi. Hal ini disebabkan oleh semakin tingginya

turbulensi aliran seiring dengan penambahan putaran mesin, sehingga homogenitas campuran bahan bakar dan udara menjadi baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Tinggi rendahnya konsumsi bahan bakar dalam teoritisnya dipengaruhi oleh besarnya daya yang dihasilkan oleh engine. Daya yang semakin tinggi menjadi pembagi dalam perhitungan konsumsi bahan bakar. Semakin advance waktu pengapian maka puncak terendah dari grafik sfc cenderung bergeser ke kanan.

Pada tiap mapping waktu pengapian terjadi fenomena sfc turun drastis pada putaran rendah dan cenderung landai setelah melewati putaran mesin 3000 rpm hingga menuju puncak terendah, kemudian naik drastis menuju saat putaran mesin 8000 rpm. Dimana grafik sfc pada waktu pengapian ini cenderung tidak homogen yang disebabkan oleh waktu pengapian yang terlalu maju dan menimbulkan indikasi knocking pada mesin. Dengan terjadinya knocking, nilai peak pressure mengalami penurunan dan berpengaruh terhadap kenaikan sfc dengan penurunan daya efektif.

4.5.6 Analisis efisiensi thermal (η_{th})

Efisiensi thermal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif pada motor pembakaran dalam. Nilai efisiensi thermal tergantung dari campuran udara dan bahan bakar yang terbakar dalam ruang bakar.



Gambar 4.19 efisiensi thermal *mapping ignition timing* vs putaran engine (rpm)

Pada saat putaran rendah proses pencampuran bahan bakar dan udara berlangsung kurang baik, dikarenakan turbulensi dari campuran udara dan bahan bakar yang masuk kurang baik, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Seiring dengan bertambahnya putaran mesin, akan ada saat dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal. Pada putaran yang lebih tinggi, turbulensi campuran bahan bakar dan udara yang terjadi cukup besar, sehingga pencampuran bahan bakar dan udara baik. tetapi bahan bakar menjadi banyak terbuang dikarenakan waktu pengapian yang tidak dimajukan akan berbanding terbalik dengan kecepatan rambat api dari busi yang konstan.

Efisiensi thermal dipengaruhi oleh besarnya torsi yang dihasilkan oleh engine. Dengan bertambahnya torsi lebih besar maka membuat nilai daya dari engine juga semakin besar. Sementara itu, daya yang dihasilkan dari engine dipakai untuk penyebut dalam perhitungan efisiensi thermal yang dibagi dengan nilai kalor bawah (NKB) bahan bakar dikalikan dengan laju aliran

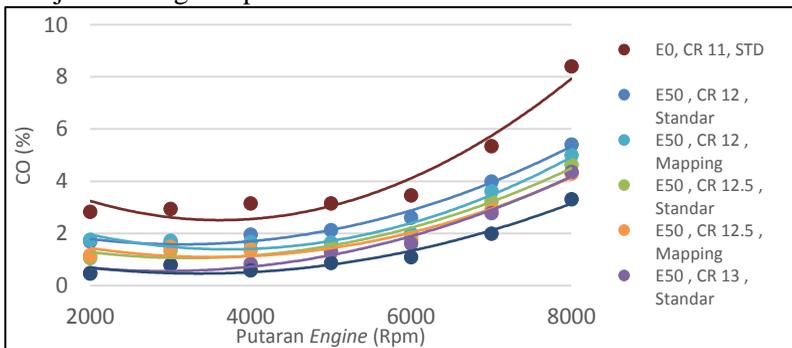
bahan bakar. Maka dapat disimpulkan, semakin besar nilai daya yang dihasilkan oleh engine membuat nilai efisiensi thermal menjadi semakin besar.

Dengan mapping waktu pengapian, didapat puncak tertinggi dari efisiensi thermal terdapat pada CR 12 dengan kenaikan 7,452% dari nilai efisiensi thermal pada CR 12 tanpa mapping waktu pengapian. kemudian pada CR 12,5 mengalami kenaikan sebesar 3,341%, serta pada CR 13 mengalami kenaikan sebesar 7,692% dari pengondisian tanpa mapping waktu pengapian.

4.5.7 Analisis emisi gas buang

4.5.7.1 Emisi CO (Carbon Monoxida)

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan salah satunya karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Pada penelitian ini lebih difokuskan pada kurangnya waktu yang tersedia untuk menyelesaikan pembakaran. Pada saat putaran mesin rendah, maka turbulensi yang terjadi terlalu kecil untuk membentuk homogenitas campuran udara dan bahan bakar. Hal ini menyebabkan campuran tersebut menjadi campuran kaya (rich). Sedangkan pada putaran tinggi, waktu pembakaran terlalu singkat sehingga pembakaran menjadi kurang sempurna.



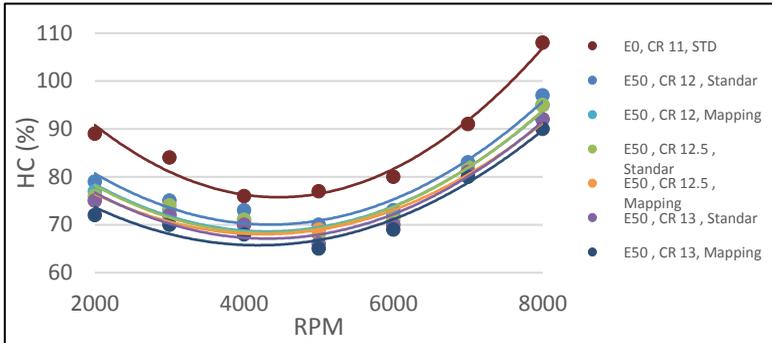
Gambar 4.20 emisi CO vs putaran engine (rpm)

Pada grafik emisi CO vs rpm di atas, didapatkan trendline yang cenderung sama untuk tiap advance waktu pengapian. Besar nilai CO cenderung naik seiring bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pasokan bahan bakar yang diinjeksikan pada setiap pengapian bernilai sama berdasarkan mapping injeksi optimal untuk bahan bakar bioethanol E50 yang digunakan pada engine Honda CB150R. Dengan dilakukan mapping waktu pengapian untuk setiap kompresi rasio yang berbeda didapatkan penurunan kadar CO pada gas sisa hasil pembakaran.

Pada putaran engine 8000 rpm emisi CO untuk mapping waktu pengapian pada kompresi rasio 12 mengalami penurunan yang begitu besar hingga 7,678% dari kondisi engine tanpa perlakuan mapping waktu pengapian. Hal ini dikarenakan dari perlakuan mapping waktu pengapian bahan bakar yang berada pada ruang bakar terbakar lebih sempurna dibandingkan dari keadaan engine tanpa perlakuan mapping waktu pengapian.

4.5.7.2 Emisi HC (Hidrokarbon)

Emisi HC atau Unburned Hidrokarbon (uHC) adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara umum 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. Pada putaran yang lebih tinggi, waktu pembakaran akan semakin cepat sehingga kadar bahan bakar yang belum terbakar akan semakin banyak. Untuk bahan bakar yang belum terbakar akan terbuang melalui outlet gas buang engine dan mengandung emisi HC yang keluar melalui knalpot.

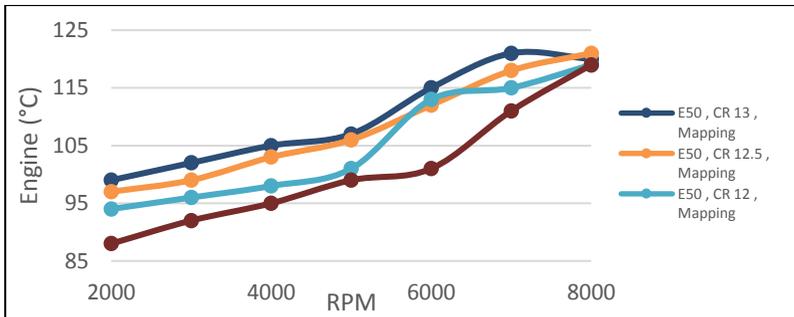


Gambar 4.21 emisi HC vs putaran *engine* (rpm)

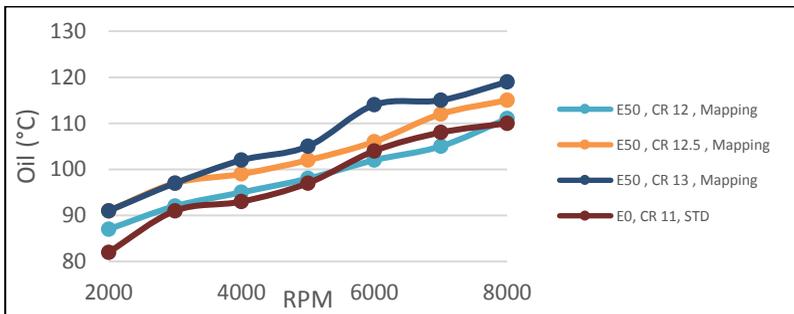
Gambar 4.21 di atas menunjukkan emisi HC seiring bertambahnya putaran *engine*. Pada putaran rendah emisi Hc cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran *engine*. Setelah emisi HC berada pada titik terendah akan mengalami kenaikan hingga rpm berada pada 8000 rpm. Hal ini disebabkan oleh kesamaan jumlah bahan bakar yang diinjeksikan untuk setiap perubahan derajat pengapian. Sehingga proses pembakarannya cenderung sama. Dengan perlakuan mapping waktu pengapian, didapatkan penurunan emisi HC rata-rata pada kondisi CR 12 sebesar 2,181%, CR 12,5 sebesar 1,490%, dan CR 13 sebesar 2,281%.

4.5.8 Temperatur *engine*, oli dan gas buang sebagai fungsi putaran *engine*

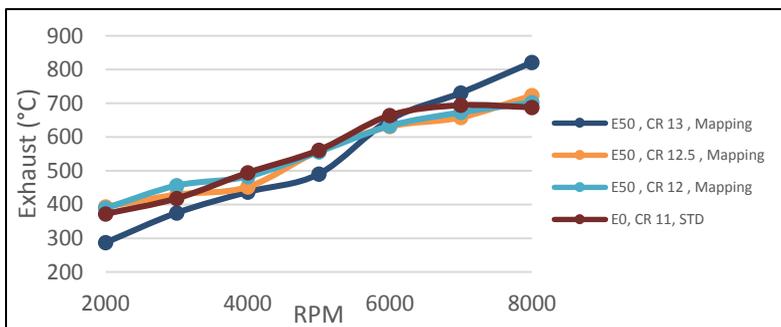
Temperatur operasional juga merupakan parameter yang diukur pada penelitian ini. Hal ini bertujuan untuk menganalisa apakah dengan variasi yang dilakukan pada penelitian ini aman ditinjau dari temperatur yang diukur dari *engine*, oli, serta gas buang dari *engine*. Bila temperatur yang diukur terlalu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



Gambar 4.22 grafik temperatur *engine* variasi rasio kompresi sebagai Fungsi Putaran *engine*



Gambar 4.23 grafik temperatur oli variasi rasio kompresi sebagai fungsi putaran *engine*

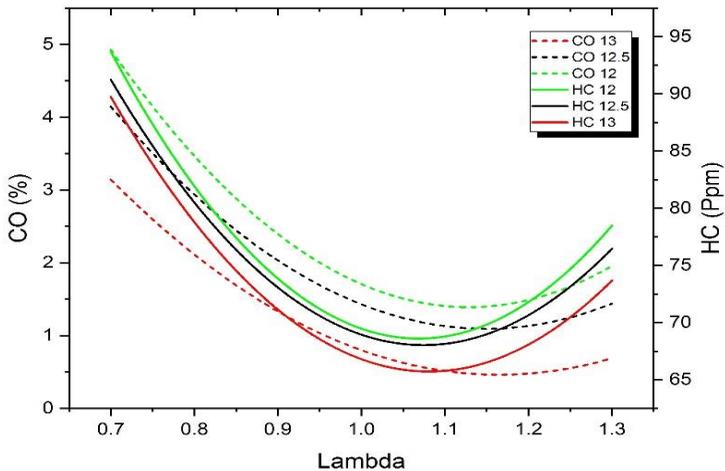


Dari gambar 4.22, 4.23, dan 4.24 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik

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 E50 dengan *mapping* injeksi yang optimal tanpa mengubah rasio kompresinya, temperatur akan turun dari E0 standar. Kemudian dari bahan bakar E50 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 E50, temperatur operasional akan turun karena nilai kalor bahan bakar bioetanol lebih rendah dari Pertamina. Namun dengan penambahan rasio kompresi pada E50, 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 pembahasan diatas dapat disimpulkan bahwa dengan bertambahnya putaran *engine* maka temperatur operasional akan meningkat. Kemudian dengan penggantian bahan bakar dari E0 ke E50, temperatur operasional akan menurun dari penggunaan bahan bakar E0. Sedangkan bila rasio kompresi pada penggunaan bahan bakar E50 semakin besar, temperatur operasional akan semakin tinggi melebihi temperatur yang dihasilkan oleh penggunaan bahan bakar E0.

4.5.9 Analisis CO dan HC terhadap lambda



Gambar 4.20 grafik hubungan emisi CO dan HC terhadap *air fuel ratio*

Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan salah satunya karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar. Sedangkan untuk emisi HC atau Unburned Hidrokarbon (uHC) adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung.

Pada gambar 4.20 menunjukkan trendline grafik yang menurun seiring bertambahnya nilai lambda antara emisi CO dan HC. Pada lambda 0,7 hingga 1,05 emisi CO dan HC cenderung mengalami penurunan. Dalam keadaan ini akan mengakibatkan kondisi daya engine akan maksimal dan konsumsi bahan bakar akan menjadi boros serta tidak menyebabkan terjadinya detonasi. Sedangkan seiring bertambahnya nilai lambda dari 1,05 hingga 1,3 akan mengalami kenaikan. Ketika kondisi operasional engine mendekati titik air fuel ratio dari bahan bakar bioethanol E50 yaitu pada nilai lambda sama dengan 1 maka keadaan tersebut merupakan keadaan emisi CO dan HC yang paling rendah. Dalam

keadaan ini engine akan berada dalam kondisi paling optimal dengan keadaan tenaga engine, konsumsi bahan bakar dan emisi CO serta HC yang dihasilkan akan optimal.

Dengan bertambahnya rasio kompresi dari 12, 12,5 dan 13 menyebabkan terjadinya penurunan emisi CO dan HC yang signifikan. Emisi CO dan HC didapatkan nilai terendah pada rasio kompresi 13. Hal tersebut disebabkan oleh penggunaan bahan bakar bioethanol E50 yang memiliki properties dalam kondisi akan terbakar sempurna bila rasio kompresi lebih tinggi. Sehingga akan mengurangi emisi CO dan HC yang akan di keluarkan setelah proses pembakaran dalam ruang bakar.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Dengan penggantian ECU dari standar ke ECU BRT programable dengan bahan bakar E0, nilai torsi maksimal turun dari 13,940 N.m ke 13,847 N.m pada putaran 7000 rpm. Penurunan terjadi sebesar 0,667%. Karena penurunan torsi yang kecil ini ECU BRT programable layak digunakan dalam penelitian ini.
2. Mapping injeksi bahan bakar yang optimal untuk menghasilkan torsi maksimal pada *engine* Honda CB150R berbahan bakar Bioetanol E50 dengan rasio kompresi 11:1 adalah sebagai berikut.

Tabel 5.1 Hasil Penghitungan Durasi Injeksi Terbaik

Rpm	Durasi Injeksi Terbaik
2000	150%
3000	150%
4000	150%
5000	125%
6000	125%
7000	125%
8000	125%

3. Berdasarkan mapping waktu pengapian untuk best torque fungsi rpm, didapatkan derajat pengapian sebagai berikut :

Tabel 5.2 Mapping Ignition timing E50 CR = 12

CR 12		
RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16	6.423
3000	16	9.993
4000	16	10.650
5000	16	12.602
6000	20	14.779
7000	20	16.299
8000	20	14.985

Tabel 5.3 Mapping Ignition timing E50 CR = 12.5

CR 12.5		
RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16	6.622
3000	16	9.757
4000	16	10.450
5000	20	12.876
6000	20	14.504
7000	20	16.024
8000	20	15.043

Tabel 5.4 Mapping Ignition timing E50 CR = 13

CR 13		
RPM	ADV TIMING	TORSI (Nm)
2000	16	6.933
3000	16	9.973
4000	16	11.150
5000	16	12.641
6000	20	15.249
7000	20	16.642
8000	20	16.004

- Dari serangkaian pengujian dapat disimpulkan bahwa :
- Pada rasio kompresi 12 : 1 performansi mesin berupa torsi, daya, bmep, dan efisiensi thermal mengalami kenaikan rata – rata sebesar 5,395%, 6,257%, 5,935% dan 6,345%. Sedangkan untuk sfc mengalami penurunan rata – rata sebesar 6,345%.
 - Pada rasio kompresi 12,5 : 1 performansi mesin berupa torsi, daya, bmep, dan efisiensi thermal mengalami kenaikan rata – rata sebesar 1,447%, 1,669%, 1,447% dan 2,172%. Sedangkan untuk sfc mengalami penurunan rata – rata sebesar 3,175%.
 - Pada rasio kompresi 13 : 1 performansi mesin berupa torsi, daya, bmep, dan efisiensi thermal mengalami kenaikan rata – rata sebesar 3,927%, 4,619%, 3,927% dan 5,007%. Sedangkan untuk sfc mengalami penurunan rata – rata sebesar 5,931%
4. Berdasarkan hasil afr E0 ecu programable pada rasio kompresi 11 didapatkan nilai rata – rata sebesar 13,154 yang berarti kondisi campuran udara dan bahan bakar berada di bawah afr stoikiometri yaitu 14,7. Sedangkan untuk hasil afr E50 ecu programable pada rasio kompresi 11 didapatkan nilai sebesar rata – rata 11,160 yang berarti kondisi campuran udara dan bahan bakar berada di bawah afr stoikiometri yaitu 12,6. Hal tersebut menunjukkan bahwa engine Honda CB150R beroperasi pada afr di bawah stoikiometri dari bahan bakar yang digunakan. Sehingga engine Honda CB150R memiliki karakteristik daya menjadi meningkat dan tidak terjadi detonasi, akan tetapi nilai waktu konsumsi bahan bakar akan menurun serta emisi CO dan HC meningkat.

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 E50 dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian ini.

1. Perlu dilakukan penelitian untuk mapping durasi injeksi pada rasio kompresi 12, 12,5, dan 13 agar mendapatkan data hasil mapping durasi yang tepat.
2. Perlu dilakukan maintenance terhadap alat – alat di workshop secara berkala agar dapat digunakan dalam pengambilan data secara akurat.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Biro Fasilitas Kebijakan Energi dan Persidangan. 2014. Outlook Energi Indonesia 2014. Jakarta: Dewan Energi Nasional Republik Indonesia.
- [2] Kuncahyono, Priyohadi. 2013. Analisa Prediksi Potensi Bahan Baku Biodiesel Sebagai Suplemen Bahan Bakar Motor Diesel di Indonesia. Jurnal Teknik Pomits. Vol. 2, No.1, pp.62 <http://ejurnal.its.ac.id/index.php/teknik/article/download/3156/900>. 20 Februari 2016.
- [3] Sulistiyo, Bambang. 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. <http://staff.uny.ac.id/sites/default/files/penelitian/BambangSulistyo,S.Pd.,M.Eng./BS-0090721PemanfaatanEtanolProceedingThermofluid2009>. 20 Februari 2016.
- [4] Jeuland, N., Montagne X., dan Gaurot. 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., Junipitoyo, b., Putra, A.B.K., dan Sutantra. 2014. *Influence of Bioethanol-gasoline blended Fuel on Performance and Emissions Characteristic from Port Injection Sinjai Engine 650 cc*. Journal of Applied.
- [6] Agung Pamuji, Gayuh. 2016. Studi Eksperimen Pengaruh Mapping Ignition Timing dan Durasi Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine Honda CB150R Berbahan Bakar

Bioethanol E100. Jurusan Teknik Mesin ITS FTI, Sukolilo Surabaya.

- [7] Feibianto Dwi Dharmawa, Renno, 2016. Studi Eksperimen Pengaruh Rasio Kompresi dan Durasi Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang *Engine* Honda CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100. Jurusan Teknik Mesin ITS FTI, Sukolilo Surabaya.
- [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] 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.
- [10] Kawano, D. Sungkono. 2011. *Motor Bakar Torak (Bensin)*. Surabaya: ITS Press.
- [11] 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.

LAMPIRAN

LAMPIRAN I - DATA HASIL PENGUKURAN PADA PENGUJIAN

Tabel A.1 Data Torsi (Nm) dengan mapping durasi injeksi

RPM	Torsi (Nm)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	6.963	6.914	2.589	4.403	6.842	5.276	5.864	6.855	6.904	6.963
3000	9.316	9.287	3.178	5.904	9.473	7.404	7.718	9.473	9.660	9.777
4000	10.238	10.179	3.888	7.737	10.307	8.797	9.267	10.572	10.719	10.934
5000	11.611	11.493	5.355	11.699	10.346	10.464	10.297	11.788	12.141	12.278
6000	13.278	13.102	6.020	13.523	10.866	11.464	11.748	13.710	14.141	14.367
7000	13.945	13.847	6.891	14.690	11.650	13.239	9.611	14.847	15.730	15.897
8000	13.533	13.425	5.906	14.357	11.336	12.337	7.600	14.269	14.955	15.024

Tabel A.2 Data Waktu Konsumsi 25 ml Bahan Bakar (detik) dengan mapping durasi injeksi

RPM	Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (detik)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	112.00	89.02	92.99	83.45	73.84	61.67	54.37	71.53	70.89	68.76
3000	92.28	75.00	79.50	69.97	62.35	52.00	45.00	61.76	61.27	60.45
4000	67.00	58.25	59.89	53.08	49.78	41.06	36.07	48.82	48.74	48.39
5000	54.87	47.32	49.35	43.11	39.00	35.12	30.03	42.09	41.35	40.28
6000	39.80	36.95	39.03	33.05	30.07	27.26	23.00	32.48	31.68	30.94
7000	30.20	26.93	28.75	24.96	21.73	19.57	16.65	24.51	24.15	23.78
8000	25.36	23.89	25.65	22.13	19.10	17.00	14.34	21.50	21.22	21.01

Tabel A.3 Data Temperatur *Engine Cylinder Block* (°C) dengan mapping durasi injeksi

RPM	Temperature engine cylinder block (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	89	88	102	100	86	87	86	93	96	98
3000	91	92	113	103	90	93	91	98	101	99
4000	93	95	112	104	93	96	95	101	102	105
5000	96	99	114	95	95	98	97	108	106	107
6000	102	101	120	98	99	100	98	115	110	113
7000	107	111	124	107	105	107	108	117	117	128
8000	109	119	128	115	107	109	106	119	120	127

Tabel A.4 Data Temperatur *Oli* (°C) dengan mapping durasi injeksi

RPM	Temperature oil (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	74	82	96	91	80	76	79	91	93	92
3000	83	91	101	94	88	82	81	94	96	99
4000	89	93	102	97	90	85	83	95	99	101
5000	92	97	103	95	94	93	89	103	104	106
6000	100	104	110	102	101	99	93	106	107	110
7000	106	108	115	105	103	105	101	113	114	114
8000	109	110	122	107	107	106	104	117	118	121

Tabel A.5 Data Temperatur gas buang (°C) dengan mapping durasi injeksi

RPM	temperature gas buang (°C)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	357	372	438	415	368	349	368	382	387	414
3000	403	418	497	466	410	395	401	450	437	481
4000	476	494	548	507	478	472	459	495	507	528
5000	516	561	602	550	543	502	478	559	569	558
6000	591	664	677	644	642	573	520	619	638	663
7000	640	694	678	675	677	623	580	675	699	717
8000	653	688	691	662	673	676	625	711	741	769

Tabel A.6 Data Emisi gas CO (%) dengan mapping durasi injeksi

RPM	emisi CO (%)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	2.482	2.821	1.101	1.320	1.690	1.760	2.230	1.687	1.045	0.478
3000	2.723	2.936	1.230	1.470	1.560	2.230	2.560	1.621	1.328	0.789
4000	2.978	3.146	1.550	1.680	1.739	2.370	2.680	1.943	1.394	0.821
5000	3.132	3.147	2.075	1.911	2.570	2.422	2.892	2.123	1.482	1.276
6000	3.752	3.454	2.317	2.450	2.760	2.911	3.770	2.598	1.844	1.598
7000	5.112	5.342	3.861	3.730	4.450	4.797	4.980	3.980	3.226	2.778
8000	7.655	8.399	4.890	4.930	5.460	5.890	6.570	5.405	4.624	4.349

Tabel A.7 Data Emisi gas HC (ppm) dengan mapping durasi injeksi

RPM	emisi HC (ppm)									
	E0, ECU Standar	E0, ECU Programable	E50, CR=11					E50, CR=12	E50, CR=12,5	E50, CR=13
			100%	125%	150%	175%	200%			
2000	86	89	79	82	88	89	94	82	79	77
3000	84	84	79	83	82	87	89	78	76	72
4000	75	76	76	78	81	84	85	81	79	71
5000	75	77	77	79	81	84	84	80	78	69
6000	82	80	83	83	88	91	93	96	93	90
7000	93	91	95	96	98	98	101	98	99	93
8000	106	108	97	104	108	107	109	102	99	97

Tabel B.1 Data Torsi (Nm) pada CR 12 dengan mapping *ignition timing*

RPM	TORSI (Nm) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	6.855	6.423	6.306	5.707	5.237
3000	9.473	9.993	9.356	9.522	9.189
4000	10.572	10.650	10.140	9.836	9.532
5000	11.788	12.602	11.601	10.611	10.219
6000	13.710	13.798	14.779	11.974	11.552
7000	14.847	14.573	16.299	13.053	11.758
8000	14.269	13.700	14.985	11.886	11.032

Tabel B.2 Data Torsi (Nm) pada CR 12.5 dengan mapping *ignition timing*

RPM	TORSI (Nm) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	6.904	6.619	6.463	5.953	5.482
3000	9.660	9.758	9.287	9.758	9.199
4000	10.719	10.454	10.336	10.013	9.816
5000	12.141	11.650	12.876	11.003	10.621
6000	14.141	14.386	14.504	12.376	12.092
7000	15.730	15.347	16.024	14.475	14.063
8000	14.955	13.720	15.043	12.268	12.131

Tabel B.3 Data Torsi (Nm) pada CR 13 dengan mapping *ignition timing*

RPM	TORSI (Nm) CR=13				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	6.963	6.933	6.747	6.619	6.531
3000	9.777	9.973	9.836	9.679	9.542
4000	10.934	11.150	10.905	10.679	10.346
5000	12.278	12.641	11.984	11.895	11.778
6000	14.367	15.053	15.249	14.828	14.592
7000	15.897	15.818	16.642	15.857	15.838
8000	15.024	15.563	16.004	15.573	15.328

Tabel C.1 Waktu konsumsi bahan bakar (sekon) pada CR 12 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (Second) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	71.53	76.65	76.23	70.87	65.76
3000	61.76	65.40	64.96	58.67	54.65
4000	48.82	51.52	50.30	45.13	42.10
5000	42.09	43.67	42.76	38.09	35.80
6000	32.48	31.91	32.31	29.00	27.89
7000	24.51	23.45	23.78	21.34	19.34
8000	21.50	19.69	20.08	17.65	15.89

Tabel C.2 Waktu konsumsi bahan bakar (sekon) pada CR 12.5 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (Second) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	70.89	76.15	75.78	70.47	65.21
3000	61.27	64.87	64.38	58.30	54.18
4000	48.74	50.98	49.77	44.68	41.67
5000	41.35	43.20	42.33	37.71	35.42
6000	31.68	31.45	31.91	28.33	27.35
7000	24.15	22.89	23.50	20.99	18.92
8000	21.22	19.16	19.67	17.45	15.33

Tabel C.3 Waktu konsumsi bahan bakar (sekon) pada CR 13 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Waktu konsumsi 25 ml bahan bakar (Second) CR=13				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	68.76	75.62	75.25	69.94	64.68
3000	60.45	64.34	63.85	57.77	53.65
4000	48.39	50.45	49.24	44.15	41.14
5000	40.28	42.67	41.80	37.18	34.89
6000	30.94	30.92	31.38	27.80	26.82
7000	23.78	22.36	22.97	20.46	18.39
8000	21.01	18.63	19.14	16.92	14.80

Tabel D.1 Temperatur *Cylinder Block Engine* (°C) pada CR 12 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Engine (°C) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	93	94	93	93	94
3000	98	96	96	97	97
4000	101	98	98	104	104
5000	108	101	105	112	105
6000	115	106	113	114	113
7000	117	111	115	115	119
8000	119	114	119	119	119

Tabel D.2 Temperatur *Cylinder Block Engine* (°C) pada CR 12.5 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Engine (°C) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	96	97	93	95	93
3000	101	99	97	98	99
4000	102	103	103	101	109
5000	106	106	106	108	111
6000	110	111	112	112	115
7000	117	118	118	115	119
8000	120	120	121	116	127

Tabel D.3 Temperatur *Cylinder Block Engine* (°C) pada CR 13 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Engine (°C) CR=13				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	98	99	96	96	97
3000	99	102	99	97	99
4000	105	105	102	102	103
5000	107	107	106	104	106
6000	113	116	115	113	115
7000	118	128	121	119	122
8000	123	127	120	124	124

Tabel E.1 Temperatur Oli Engine (°C) pada CR 12 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Oil Engine (°C) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	91	87	84	89	90
3000	94	92	91	92	93
4000	95	95	97	94	95
5000	103	98	100	102	102
6000	106	102	102	109	103
7000	113	105	105	111	109
8000	117	112	111	117	112

Tabel E.2 Temperatur Oli Engine (°C) pada CR 12.5 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Oil Engine (°C) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	93	91	90	89	91
3000	96	97	94	92	93
4000	99	99	97	96	99
5000	104	102	99	99	102
6000	107	103	106	103	104
7000	114	111	112	108	107
8000	118	121	115	113	113

Tabel E.3 Temperatur Oli Engine ($^{\circ}\text{C}$) pada CR 13 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Oil Engine ($^{\circ}\text{C}$) CR=13				
	Standard	16 $^{\circ}$ BTDC	20 $^{\circ}$ BTDC	24 $^{\circ}$ BTDC	28 $^{\circ}$ BTDC
2000	92	91	89	89	87
3000	99	97	95	97	93
4000	101	102	102	103	102
5000	106	105	103	99	103
6000	110	109	114	108	107
7000	114	113	115	114	117
8000	121	119	119	117	119

Tabel F.1 Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$) pada CR 12 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Exhaust Engine ($^{\circ}\text{C}$) CR=12				
	Standard	16 $^{\circ}$ BTDC	20 $^{\circ}$ BTDC	24 $^{\circ}$ BTDC	28 $^{\circ}$ BTDC
2000	382	389	392	382	384
3000	450	456	477	446	443
4000	495	483	489	489	483
5000	559	556	572	546	545
6000	619	642	633	612	614
7000	675	674	673	669	669
8000	711	726	702	678	704

Tabel F.2 Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$) pada CR 12.5 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Exhaust Engine ($^{\circ}\text{C}$) CR=12.5				
	Standard	16 $^{\circ}$ BTDC	20 $^{\circ}$ BTDC	24 $^{\circ}$ BTDC	28 $^{\circ}$ BTDC
2000	387	393	392	383	381
3000	437	429	434	435	441
4000	507	452	499	504	498
5000	569	558	559	560	552
6000	638	632	631	626	634
7000	699	662	658	689	692
8000	741	724	723	725	722

Tabel F.3 Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$) pada CR 13 dengan mapping *ignition timing*

RPM	Temperatur Exhaust Engine ($^{\circ}\text{C}$) CR=13				
	Standard	16 $^{\circ}$ BTDC	20 $^{\circ}$ BTDC	24 $^{\circ}$ BTDC	28 $^{\circ}$ BTDC
2000	414	287	274	264	278
3000	481	375	367	367	341
4000	528	437	419	451	445
5000	558	490	487	485	488
6000	663	677	651	648	652
7000	717	745	731	729	733
8000	769	839	821	823	824

LAMPIRAN II - DATA PERHITUNGAN HASIL PENGUJIAN

Tabel G.1 Data Daya (Watt) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Daya (KW), CR 12, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1.459	1.368	1.343	1.216	1.116
3000	3.027	3.193	2.989	3.043	2.936
4000	4.504	4.537	4.320	4.191	4.061
5000	6.278	6.711	6.178	5.651	5.442
6000	8.760	8.818	9.444	7.652	7.383
7000	11.072	10.865	12.152	9.732	8.767
8000	12.155	11.673	12.768	10.128	9.401

Tabel G.2 Data Daya (Watt) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Daya (KW), CR 12.5, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1.471	1.411	1.377	1.268	1.168
3000	3.087	3.118	2.967	3.118	2.939
4000	4.568	4.452	4.404	4.266	4.182
5000	6.464	6.204	6.857	5.860	5.656
6000	9.038	9.194	9.269	7.909	7.727
7000	11.724	11.443	11.947	10.792	10.485
8000	12.741	11.690	12.818	10.453	10.336

Tabel G.3 Data Daya (Watt) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Daya (KW), CR 13, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1.483	1.477	1.437	1.410	1.391
3000	3.125	3.187	3.143	3.093	3.049
4000	4.659	4.750	4.646	4.550	4.408
5000	6.537	6.732	6.382	6.335	6.272
6000	9.184	9.620	9.745	9.476	9.325
7000	11.855	12.159	12.408	11.969	11.808
8000	12.801	13.261	13.637	13.269	13.061

Tabel H.1 Data Bmep (Pa) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	BMEP (KPA), CR 12, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	287.930	269.999	265.053	239.908	220.122
3000	398.197	420.045	393.251	400.258	386.243
4000	444.365	447.663	426.228	413.449	400.671
5000	495.479	529.693	487.647	446.014	429.525
6000	576.191	579.983	621.204	503.312	485.586
7000	624.213	612.548	685.097	548.655	494.243
8000	599.604	575.861	629.861	499.602	463.739

Tabel H.2 Data Bmep (Pa) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	BMEP (KPA), CR 12.5, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	290.198	278.367	271.648	250.213	230.427
3000	406.029	410.110	390.365	410.151	386.655
4000	450.672	439.254	434.472	420.869	412.625
5000	510.195	489.709	541.235	462.502	446.426
6000	594.493	604.716	609.662	520.212	508.258
7000	660.983	645.113	673.555	608.426	591.113
8000	628.500	576.685	632.334	515.678	509.907

Tabel H.3 Data Bmep (Pa) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	BMEP (KPA), CR 13, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	292.671	291.434	283.602	278.243	274.534
3000	411.058	419.220	413.449	406.854	401.083
4000	459.617	468.686	458.380	448.899	434.884
5000	515.966	531.342	503.724	500.014	495.067
6000	604.056	632.746	640.991	623.265	613.372
7000	668.361	685.509	699.525	674.792	665.723
8000	631.468	654.181	672.731	654.594	644.288

Tabel I.1 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hours), CR 12, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.508	0.506	0.518	0.615	0.723
3000	0.284	0.254	0.273	0.297	0.330
4000	0.241	0.227	0.244	0.280	0.310
5000	0.201	0.181	0.201	0.246	0.272
6000	0.186	0.188	0.174	0.239	0.257
7000	0.195	0.208	0.183	0.255	0.313
8000	0.203	0.231	0.207	0.297	0.355

Tabel I.2 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hours), CR 12.5, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.509	0.494	0.508	0.593	0.696
3000	0.280	0.262	0.278	0.292	0.333
4000	0.238	0.234	0.242	0.278	0.304
5000	0.198	0.198	0.183	0.240	0.265
6000	0.185	0.183	0.179	0.237	0.251
7000	0.187	0.202	0.189	0.234	0.267
8000	0.196	0.237	0.210	0.291	0.335

Tabel I.3 Data SFC (Kg/hp.jam) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	SFC (kg/HP.Hours), CR 13, E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.520	0.475	0.490	0.538	0.589
3000	0.281	0.259	0.264	0.297	0.324
4000	0.235	0.221	0.232	0.264	0.292
5000	0.201	0.185	0.199	0.225	0.242
6000	0.187	0.178	0.173	0.201	0.212
7000	0.188	0.195	0.186	0.217	0.244
8000	0.197	0.215	0.203	0.236	0.274

Tabel J.1 Data $\eta_{thermal}$ (%) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Efisiensi thermal (%), CR 12,E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.153	0.153	0.150	0.126	0.107
3000	0.274	0.306	0.284	0.261	0.235
4000	0.322	0.342	0.318	0.277	0.250
5000	0.387	0.429	0.387	0.315	0.285
6000	0.416	0.412	0.447	0.325	0.301
7000	0.397	0.373	0.423	0.304	0.248
8000	0.382	0.336	0.375	0.262	0.219

Tabel J.2 Data $\eta_{thermal}$ (%) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Efisiensi thermal (%), CR 12.5,E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.153	0.157	0.153	0.131	0.111
3000	0.277	0.296	0.280	0.266	0.233
4000	0.326	0.332	0.321	0.279	0.255
5000	0.391	0.392	0.425	0.323	0.293
6000	0.419	0.423	0.433	0.328	0.309
7000	0.414	0.383	0.411	0.331	0.290
8000	0.396	0.328	0.369	0.267	0.232

Tabel J.3 Data $\eta_{thermal}$ (%) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	Efisiensi thermal (%), CR 13,E50				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.149	0.163	0.158	0.144	0.132
3000	0.276	0.300	0.294	0.261	0.239
4000	0.330	0.351	0.335	0.294	0.265
5000	0.385	0.420	0.390	0.345	0.320
6000	0.416	0.435	0.448	0.385	0.366
7000	0.413	0.398	0.417	0.358	0.318
8000	0.394	0.362	0.382	0.329	0.283

Tabel K.1 Emisi CO (%) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	CO (%) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1.687	1.750	1.710	1.650	1.740
3000	1.621	1.710	1.690	1.640	1.720
4000	1.943	1.660	1.670	1.660	1.940
5000	2.123	1.640	1.620	1.610	2.040
6000	2.598	2.060	1.990	2.080	2.480
7000	3.980	3.390	3.610	3.140	3.990
8000	5.405	5.310	4.990	4.220	5.930

Tabel K.2 Emisi CO (%) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	CO (%) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	1.045	1.160	1.140	1.120	1.210
3000	1.328	1.480	1.480	1.520	1.520
4000	1.394	1.360	1.420	1.460	1.710
5000	1.482	1.280	1.320	1.340	1.740
6000	1.844	1.620	1.720	1.670	2.170
7000	3.226	2.630	2.920	2.490	3.350
8000	4.624	4.420	4.290	3.410	5.140

Tabel K.3 Emisi CO (%) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	CO (%) CR=13				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	0.478	0.460	0.450	0.380	0.470
3000	0.789	0.790	0.780	0.720	0.790
4000	0.821	0.580	0.590	0.590	0.820
5000	1.276	0.860	0.840	0.830	1.190
6000	1.598	1.140	1.080	1.090	1.470
7000	2.778	1.830	1.990	1.670	2.310
8000	4.349	3.710	3.310	2.640	4.130

Tabel L.1 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12 dengan variasi *ignition timing*

RPM	HC (ppm) CR=12				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	79	77	76	82	84
3000	75	73	72	74	77
4000	73	71	69	72	74
5000	70	69	67	69	71
6000	73	71	72	74	76
7000	83	77	81	80	84
8000	97	92	95	97	102

Tabel L.2 Data Emisi HC (ppm) pada CR 12.5 dengan variasi *ignition timing*

RPM	HC (ppm) CR=12.5				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	76	75	73	81	82
3000	74	72	71	72	75
4000	71	70	69	70	72
5000	68	66	69	67	70
6000	71	69	70	72	73
7000	82	78	81	78	83
8000	95	93	92	96	100

Tabel L.3 Data Emisi HC (ppm) pada CR 13 dengan variasi *ignition timing*

RPM	HC (ppm) CR=13				
	Standard	16° BTDC	20° BTDC	24° BTDC	28° BTDC
2000	75	72	71	79	82
3000	72	70	70	71	73
4000	70	68	67	69	72
5000	66	65	66	67	69
6000	70	70	69	70	72
7000	81	77	80	76	84
8000	92	92	90	93	101

RIWAYAT PENULIS



Penulis bernama lengkap Dwijo Hartono. Penulis yang terlahir di Cirebon pada 8 Maret 1994 ini merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan Hartoko dan Sri Junaeni.

Penulis memulai pendidikan formal di TK Pancasila Pasuruan, kemudian melanjutkan ke SD Pancasila Pasuruan. Setelah lulus tahun 2006, penulis melanjutkan pendidikan di SMP Katolik Sang Timur Pasuruan, dan kemudian menyelesaikan studi jenjang menengah atas di SMA Negeri 4 Pasuruan. 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 pengembangan softskill dan hardskill otomotif. Di LBMM-ITS penulis menjadi staff dari Divisi Human Research Development. Penulis juga merupakan anggota Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar serta Laboratorium Perancangan dan Pengembangan Produk. Penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada penelitian bahan bakar bioetanol dengan durasi injeksi bahan bakar dan waktu pengapian serta 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 dwijohartono@gmail.com.

AN INFLUENCES OF IGNITION TIMING MAPPING, FUEL INJECTION DURATION AND COMPRESSION RATIO USING EXPERIMENTAL STUDY TROUGH THE ENGINE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSION OF E50 FUEL HONDA CB150R ENGINE

Name : Dwijo Hartono
NRP : 2112100079
Department : Mechanical Engineering-ITS
Advisor : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

ABSTRACT

Education and technology is developed rapidly with the development of industrial system mainly in the machinery, for example in automotive. This development makes the price and the consumption of fossil fuel increasing, so as time goes by alternative need to be found. Bioetanol is one of the vegetal fuel formulate for motor vehicle. In implementation of bioethanol in combustibile motor, modification are needed to the machine that will be used, like changing the ignition timing, the injection duration, changing the compression ratio, and modify the inlet system of the fuel. Therefore, the increasing of the performance of the engine is one of the goal.

This research is focused in the Honda CB150R engine and begin with the setting of the ECU programmable. After that, we do the test of injection of the fuel to reach the AFR of Bioetanol E50 with the injection percentage of 100, 125, 150, 175 and 200 percent from the total of the standar injection fuel. Then, we do the test of Pertamina (bioethanol 0%) in standard condition as the control team and the use of Bioetanol E50 with the variation of ignition timing as test team by taking 4 advance ignition timing variation of 16°, 20°, 24° and 28° BTDC on the compression ratio that change to 12, 12.5, and 13. The test is done by using Waterbrake Dynamometer on the opening valve of

Fully Open Throttle. The test is done by using instrumental parameter for the emission performance and operational temperature.

Experimental result show that the correct injection duration mapping on the 2000 to 4000 rpm is 150%, and on the 5000 to 8000 rpm the best duration is 125%. Meanwhile, for the time mapping of the ignition time on the range of 16° and 20° BTDC for the compression ratio of 12, 12.5 and 13. Based on the result of AFR E0 ecu programmable on the compression ratio 11 the average value is 13.154, which means the condition of air and fuel mixture is below the stoichiometric AFR of 14.7. On the other hand, for the result of afr E50 ecu programmable of the compression ratio 11 the average value is 11.160, which means the condition of air and fuel mixture is below stoichiometric AFR of 12.6. This matter shows that Honda CB150R engine operate on afr below the stoichiometry of the fuel that we used. So the Honda CB150R have the power characteristics increasing and detonation is not happening, however the time consumption of the fuel will decrease, and the emission of CO and HC will increase..

Keywords : *Bioethanol, compression ratio, duration mapping of fuel injection, Electronic Control Unit (ECU), Honda CB150R, RON, E50.*