



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PENAMBAHAN  
UDARA PEMBAKARAN TERHADAP UNJUK KERJA  
DAN EMISI GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R  
BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E100**

NAZIFUL FIKRI  
NRP 2114 105 023

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 PENAMBAHAN  
UDARA PEMBAKARAN TERHADAP UNJUK KERJA  
DAN EMISI GAS BUANG *ENGINE* HONDA CB150R  
BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E100**

**NAZIFUL FIKRI  
NRP 2114 105 023**

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

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



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE ADDITION OF  
COMBUSTION AIR AGAINST THE PERFORMANCE  
AND EXHAUST EMISSIONS OF ENGINE HONDA  
CB150R FUELED BIOETHANOL E100**

**NAZIFUL FIKRI  
NRP 2114 105 023**

**Academic Supervisor  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

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

**STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PENAMBAHAN  
UDARA PEMBAKARAN TERHADAP UNJUK KERJA  
DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R  
BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E100**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program S1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**NAZIFUL FIKRI**  
NRP. 2114 105 023

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

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

**SURABAYA  
JANUARI 2017**

# **STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH PENAMBAHAN UDARA PEMBAKARAN TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS BUANG ENGINE HONDA CB150R BERBAHAN BAKAR BIOETHANOL E100**

**Nama Mahasiswa : Naziful Fikri**  
**Nrp : 2114 105 023**  
**Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS**  
**Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

## ***Abstrak***

*Energi fosil khususnya minyak bumi merupakan sumber energi utama kendaraan yang ketersediannya makin terbatas dan tidak dapat diperbarui. Isu krisis energi dan pencemaran lingkungan akibat produk emisi dari pembakaran minyak fosil menjadi masalah utama dunia saat ini, tak terkecuali di Indonesia. Untuk mengatasi dua hal ini, penggunaan energi nabati khususnya bioethanol menjadi solusi dan telah menjadi trend saat ini sebagai pengganti gasoline. Bioethanol sebagai bahan bakar murni maupun campuran dengan gasoline dapat menurunkan emisi CO<sub>2</sub>, HC, NO<sub>x</sub> serta meningkatkan efisiensi dan performa mesin dibandingkan dengan gasoline. Karena bioethanol memiliki nilai kalor yang rendah dari gasoline maka dalam penerapan di motor bakar durasi injeksi bahan bakar harus diperbanyak dengan pemasukan udara secara alami mengakibatkan campuran menjadi lebih kaya.*

*Berdasarkan permasalahan diatas maka dilakukan Penelitian yang difokuskan pada penambahan udara pembakaran dengan cara menambahkan blower pada masukan mesin. Penelitian ini dilakukan secara eksperimental pada mesin honda CB150R dengan rasio kompresi 12,5 menggunakan bahan bakar bioethanol 100%. Kemudian dilakukan pengujian dengan penggunaan pertamax pada kondisi standar sebagai kelompok kontrol dan penggunaan bioethanol 100% dengan variasi*

penambahan udara pembakaran menggunakan blower sebagai kelompok uji dengan mengambil 3 variasi penambahan udara yaitu 10%,20%,30%. Pengujian dilakukan menggunakan Waterbrake Dynamometer pada bukaan katup kupu-kupu penuh (*Fully Open Throttle*) untuk memperoleh daya maksimum pada tiap putaran mesin dan pengaturan putaran mesin yang diinginkan dilakukan dengan mengatur besarnya beban. Pada setiap perubahan putaran mesin 2000 hingga 8000 rpm dengan interval tiap 1000 rpm dan dilakukan pencatatan data yang meliputi torsi, waktu konsumsi bahan bakar tiap 25ml, serta data hasil uji emisi dari gas analyzer, selain itu juga dilakukan pengukuran terhadap suhu operasi yang meliputi: suhu dinding silinder, gas buang, dan pelumas.

Dari hasil eksperimen penambahan udara pembakaran dengan bahan bakar bioethanol E100 pada rasio kompresi 12,5 didapatkan hasil unjuk kerja terbaik pada penambahan udara pembakaran 10%. Pada penambahan udara 10% torsi, daya, bmep dan efisiensi thermal yang dihasilkan meningkat masing-masing sebesar 12,52%, 9,25%, 12,52%, 35,18%, dan bsfc turun sebesar 29,15%. Sedangkan emisi gas buang CO dan HC yang dihasilkan turun masing-masing sebesar 2,84%, dan 10,54%.

**Kata kunci: Bioethanol 100%, penambahan udara pembakaran, performa engine honda cb150r, emisi gas buang.**

# **EXPERIMENTAL STUDY OF THE ADDITION OF COMBUSTION AIR AGAINST THE PERFORMANCE AND EXHAUST EMISSIONS OF ENGINE HONDA CB150R FUELED BIOETHANOL E100**

**Name** : *Naziful Fikri*  
**NRP** : *2114105023*  
**Major** : *Mechanical Engineering FTI - ITS*  
**Academic Supervisor** : *Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.*

## ***Abstract***

*Fossil energy especially petroleum is a source of primary energy vehicles supply more limited and does not can be updated. Issues the energy crisis and pollution of the due to products the emissions of burning oil fossil be the main problem the world today, no exception in indonesia. To overcome those two things, energy use vegetable especially bioethanol to be the solution and have become trend when is a replacement gasoline. Bioethanol as a pure fuel or mixed with gasoline can reduce emissions  $CO_2$ ,  $HC$ ,  $NO_x$  and improve the efficiency and performance compared to gasoline engines. Because bioethanol having value heat engine that lower than gasoline so in the implementation of the in motor fuel duration injection fuel must be reproduced by revenue air naturally in resulting in a mixture of is richer.*

*Based on problems above then done research focused on the addition of air burning with a way of adding a blower in input machine. Research this is a experimental on a honda cb150r with the compression ratio 12.5 use fuel bioethanol 100 %. We do testing in the use of pertamax on standardized conditions as the control group and the use of bioethanol 100 % with variation the addition of air burning use blower as group test by taking 3 variation the addition of air namely 10 %, 20 %, 30 %. Testing carried out using waterbrake a dynamometer on openings butterfly valve the brim ( fully open throttle ) in order to gain*

*maximum power in each round a and regulation of the round a desired done by regulating the size of the burden. On any change until round mesin 2000 of 8,000 rpm with a of intervals every 1000 rpm and performed recording data which includes torque, time the consumption of fuel every 25ml, as well as data the results of the test from a gas analyzer, in addition also done the measurement of sensitivity to temperature operations covering: the temperature of the cylinder wall, the exhaust gases, and lubricants.*

*From the experimental results the addition of combustion air with E100 bioethanol fuel in compression ratio is 12.5 it is achieved the best performance on the addition of the combustion air by 10%. In addition to air 10% torque, power, thermal efficiency and bmep generated increased respectively amounted to 12.52%, 9.25%, 12.52%, 35,18%, and the bsfc down by 29,15%. While exhaust emissions of CO and HC are generated down each of 2,84%, and 10,54%.*

***Keywords: bioethanol 100 %, the addition of air burning, a honda cb150r performance, gas emissions.***

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Ibu Elti Sumarni, yaitu ibu penulis dan keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc., selaku dosen koordinator laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar.
4. Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc., Bapak Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D., dan Bapak Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D. selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Eng.Sc., Ph.D., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
6. Bapak Prof. Dr.Ing. Ir. I Made Londen Batan, M.Eng., selaku dosen wali.

7. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.
8. Seluruh rekan-rekan lab. Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar, Pak Karmono, Hashfi, Rizal, Dwijo, Fauzan, Afif, Anang dan rekan lain yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
9. Seluruh rekan-rekan Lintas Jalur Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember angkatan 2014 yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan TERIMA KASIH.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>ii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1. 1 Latar Belakang.....	1
1. 2 Perumusan Masalah .....	3
1. 3 Batasan Masalah .....	3
1. 4 Tujuan Penelitian .....	4
1. 5 Manfaat Penelitian .....	4
<b>BAB II DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2. 1 Karakteristik Bahan Bakar .....	5
2. 1. 1 Bioethanol .....	8
2. 1. 2 Perbandingan Karakteristik Bahan Bakar Gasoline ...	8
2. 2 Reaksi Kimia Proses Pembakaran .....	9
2. 3 <i>Air Fuel Ratio</i> (AFR) .....	9
2. 3. 1 <i>Excess Air Factor</i> ( $\lambda$ ) .....	10
2. 4 Teori Dasar Motor Bensin .....	11
2. 4. 1 Siklus Kerja Motor Bensin 4- Langkah .....	11
2. 4. 2 Pembakaran Motor Bensin 4- Langkah .....	13
2. 4. 3 <i>Valve Timing</i> Motor Bensin 4- Langkah .....	14
2. 4. 4 Sistem Injeksi Bahan Bakar .....	15
2. 5 Rasio Kompresi .....	16
2. 6 <i>Fully Developed Flow</i> .....	19
2. 7 <i>Pitot Static Tube</i> .....	20
2. 8 Parameter Unjuk Kerja <i>Engine</i> .....	22
2.8.1 Torsi .....	22
2.8.2 Daya ( <i>brake horse power</i> ) .....	23
2.8.3 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP).....	24

2.8.4	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	25
2.8.5	<i>Efisiensi Thermal</i>	25
2.9	Polusi Udara	26
2.9.1	Hidrokarbon (HC)	28
2.9.2	Karbon Monoksida (CO)	29
2.10	Penelitian Terdahulu	30
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>		<b>37</b>
3.1	Alat Uji	37
3.2	Alat Ukur	39
3.2.1	Peralatan Bantu	43
3.3	Perhitungan Rasio Kompresi	44
3.4	Prosedur Pengujian	48
3.4.1	Skema Pengujian	48
3.4.2	Persiapan Pengujian	49
3.4.3	Menentukan Jumlah Bahan Bakar	49
3.4.4	Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (0% Bioethanol)	50
3.4.5	Pengujian <i>Engine</i> Dengan Menggunakan ECU <i>Programmable</i> Berbahan Bakar Bioethanol E100	51
3.4.6	Akhir Pengujian	52
3.5	Rancangan Eksperimen	53
3.6	Jadwal Penelitian	54
3.7	<i>Flowchart</i> Pengujian Bioethanol 100%	55
3.8	<i>Flowchart</i> Pengujian Jumlah Bahan Bakar	56
<b>BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN</b>		<b>57</b>
4.1	Perhitungan Unjuk Kerja	57
4.1.1	Perhitungan $\dot{m}$ Bahan Bakar	57
4.1.2	Perhitungan $\dot{m}$ Udara	58
4.1.3	Perhitungan Torsi	60
4.1.4	Perhitungan Daya Efektif	60
4.1.5	Perhitungan Tekanan Efektif Rata – Rata (BMEP)	60
4.1.6	Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)	62
4.1.7	Perhitungan <i>Efisiensi Thermal</i>	62
4.2	Analisa Unjuk Kerja <i>Engine</i>	63
4.2.1	Grafik AFR (Air Fuel Ratio)	63

4.2.2	Grafik Lambda ( $\lambda$ ) .....	64
4.2.3	Grafik Torsi .....	66
4.2.4	Grafik Daya Efektif .....	67
4.2.5	Grafik Tekanan Efektif Rata – Rata (BMEP) .....	69
4.2.6	Grafik Konsumsi Spesifik Bahan Bakar (BSFC) .....	71
4.2.7	Grafik <i>Effisiensi Thermal</i> .....	72
4.2.8	Analisa Grafik Temperatur Blok Silinder, Pelumas, dan Gas Buang Fungsi Putaran <i>Engine</i> .....	74
4.3	Analisa Emisi Gas Buang .....	78
4.3.1	Karbon Monoksida (CO).....	78
4.3.2	Hidrokarbon (HC) .....	80
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>		<b>83</b>
5.1	Kesimpulan .....	83
5.2	Saran .....	83
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>85</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>		<b>87</b>

Halaman ini sengaja dikosongkan

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Pengaruh Campuran Bahan Bakar terhadap emisi dan kondisi <i>engine</i> .....	11
<b>Gambar 2.2</b>	Siklus <i>engine</i> bensin 4 langkah [9] .....	12
<b>Gambar 2.3</b>	Grafik P- $\theta$ aktual untuk motor bensin 4 langkah [10] .....	13
<b>Gambar 2.4</b>	<i>Valve Timing diagram</i> mesin 4 langkah [11] .....	15
<b>Gambar 2.5</b>	Aliran <i>fully developed flow</i> .....	19
<b>Gambar 2.6</b>	Profil kecepatan aliran laminar dan turbulent .....	20
<b>Gambar 2.7</b>	<i>Waterbrake dynamometer</i> .....	23
<b>Gambar 2.8</b>	Uraian piston pada saat menerima gaya .....	24
<b>Gambar 2.9</b>	Mekanisme terbentuknya polutan HC, CO dan NOx pada SIE .....	27
<b>Gambar 2.10</b>	Emisi gas buang <i>versus air-fuel ratio</i> pada SIE .....	27
<b>Gambar 2.11</b>	Grafik emisi gas buang fungsi rpm (a) grafik karbon monoksida (CO) (b) grafik hidrokarbon (HC) .....	32
<b>Gambar 2.12</b>	Grafik emisi gas buang fungsi rpm (a) grafik karbon monoksida (CO) (b) grafik hidrokarbon (HC) .....	34
<b>Gambar 2.13</b>	Grafik Hasil Eksperimen (a) <i>Engine effective power versus lambda</i> , (b) <i>CO emission level versus lambda</i> , (c) <i>HC emission level versus lambda</i> .....	36
<b>Gambar 3.1</b>	Sepeda Motor <i>Honda CB150R</i> .....	38
<b>Gambar 3.2</b>	<i>ECU programmable</i> .....	39
<b>Gambar 3.3</b>	<i>Waterbrake Dynamometer</i> .....	40
<b>Gambar 3.4</b>	<i>Exhaust gas analyzer</i> .....	40
<b>Gambar 3.5</b>	<i>Stop Watch</i> .....	41
<b>Gambar 3.6</b>	<i>Tabung ukur</i> .....	41
<b>Gambar 3.7</b>	<i>Tachometer</i> .....	42
<b>Gambar 3.8</b>	<i>Thermocouple digital</i> .....	42
<b>Gambar 3.9</b>	<i>Pitot static tube</i> .....	43
<b>Gambar 3.10</b>	<i>Blower</i> .....	43

<b>Gambar 3.11</b>	<i>Voltage regulator</i> .....	44
<b>Gambar 3.12</b>	Komparasi piston standar dengan piston yang sudah dimodifikasi .....	45
<b>Gambar 3.13</b>	<i>Dimensi Tebal Packing</i> .....	46
<b>Gambar 3.14</b>	Skema pengujian .....	48
<b>Gambar 4.1</b>	Grafik AFR fungsi rpm .....	63
<b>Gambar 4.2</b>	Grafik lambda fungsi rpm .....	64
<b>Gambar 4.3</b>	Grafik torsi fungsi rpm .....	66
<b>Gambar 4.4</b>	Grafik daya fungsi rpm .....	68
<b>Gambar 4.5</b>	Grafik BMEP fungsi rpm .....	69
<b>Gambar 4.6</b>	Grafik BSFC fungsi rpm .....	71
<b>Gambar 4.7</b>	Grafik <i>effisiensi thermal</i> fungsi rpm .....	73
<b>Gambar 4.8</b>	Grafik temperatur blok silinder .....	75
<b>Gambar 4.9</b>	Grafik temperatur pelumas .....	75
<b>Gambar 4.10</b>	Grafik temperature gas buang .....	76
<b>Gambar 4.11</b>	Grafik karbon monoksida (CO) .....	78
<b>Gambar 4.12</b>	Grafik hidrokarbon (HC) .....	80

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Karakteristik Bahan Bakar Gasoline dan Bioethanol E100. .....	8
<b>Tabel 2.2</b> Hubungan antara rasio kompresi dengan angka oktan ..	17
<b>Tabel 2.3</b> Mapping Ignition timing E100 CR = 12,5 .....	30
<b>Tabel 2.4</b> Hasil perhitungan durasi injeksi dan kenaikan torsi .....	32
<b>Tabel 3.1</b> Data kondisi mesin Honda CB150R .....	37
<b>Tabel 3.2</b> Parameter <i>input</i> dan <i>output</i> eksperimen .....	53
<b>Tabel 3.3</b> Jadwal kegiatan tugas akhir .....	54

Halaman ini sengaja dikosongkan

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Energi fosil khususnya minyak bumi merupakan sumber energi utama kendaraan yang ketersediaannya makin terbatas dan tidak dapat diperbarui. Isu krisis energi dan pencemaran lingkungan akibat produk emisi dari pembakaran minyak fosil menjadi masalah utama dunia saat ini, tak terkecuali di Indonesia. Berdasarkan data Ditjen migas pada tahun 2011 menunjukkan bahwa ketersediaan minyak bumi di Indonesia sekitar 7.73 milyar barrel, sedangkan data Ditjen migas tahun 2012 menunjukkan bahwa cadangan minyak bumi di Indonesia tersisa 7.40 milyar barrel [1]. Jumlah tersebut hanya mampu memenuhi kebutuhan masyarakat Indonesia tidak lebih dari 15 tahun. Selain keterbatasan energi fosil, tingginya produk seperti  $CO_2$  dan emisi lainnya yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar fosil sebagai penyebab pemanasan global dan kerusakan lingkungan. Diketahui sektor transportasi adalah penyumbang terbesar emisi  $CO_2$  yaitu sebesar 73% dari aktivitas lebih dari 600 juta kendaraan yang beroperasi setiap harinya, dan sisanya dari sektor industri dan rumah tangga [2].

Untuk mengatasi dua hal di atas, penggunaan energi nabati khususnya bioethanol menjadi solusi dan telah menjadi trend saat ini sebagai pengganti *gasoline*. Bioethanol ( $C_2H_5OH$ ) sebagai bahan bakar biomassa mempunyai beberapa keuntungan diantaranya mengatasi masalah lingkungan jika diaplikasikan pada mesin. Angka oktan bioethanol yang jauh lebih tinggi dibanding *gasoline* memungkinkan untuk diaplikasi pada rasio kompresi yang lebih besar. Selain itu ditemukan pula beberapa kekurangan bioethanol diantaranya nilai kalor yang rendah sehingga konsumsi bahan bakar lebih tinggi dibanding *gasoline* [3]. Bioethanol sebagai bahan bakar murni maupun campuran dengan *gasoline* dapat menurunkan emisi  $CO_2, HC, NO_x$  serta

meningkatkan efisiensi dan performa mesin dibandingkan dengan *gasoline* [4]. Untuk aplikasi bioethanol pada mesin bensin khususnya pada konsentrasi tinggi, memerlukan pengaturan pada beberapa parameter pembakaran, diantaranya; waktu pengapian, durasi injeksi, rasio kompresi dan rasio udara-bahan bakar. Sejumlah penelitian telah dilakukan untuk mengamati perubahan parameter-parameter tersebut terhadap kinerja mesin. Akan tetapi penelitian yang fokus pada perubahan nilai lambda masih sangat jarang dilakukan untuk mengetahui fenomena yang terjadi jika pada kondisi kaya udara diinduksikan melalui sebuah alat bantu.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Gayuh [5] tentang pengaruh *mapping ignition timing* dan durasi penginjeksian bahan bakar pada mesin honda CB150R berbahan bakar bioethanol 100% dengan pemasukan udara natural menunjukkan bahwa Lambda yang dihasilkan berada dibawah 0,8 hal ini biasa disebut dengan campuran kaya bahan bakar sehingga membuat pembakaran tidak sempurna dan membuat emisi gas buang kembali naik. Secara keseluruhan Emisi gas buang yang dihasilkan bioethanol seperti CO dan HC mengalami penurunan masing-masing 1,34% dan 27,63% apabila dibandingkan dengan emisi dari gasolin. Selain itu, penelitian yang dilakukan Renno [6] pemakaian bioethanol 100% dengan memvariasikan rasio kompresi dan durasi *injeksi*, dengan 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 bioethanol masih mengalami penuruna seperti emisi CO menurun 64,764% dan HC mengalami penurunan 14,28% dibandingkan dengan emisi gas buang yang dihasilkan *gasoline*.

Pada pembakaran normal campuran udara dan bahan bakar akan terbakar sempurna apabila campuran stokiometri, bahan bakar *gasoline* bisa dikatakan stokiometri apabila untuk membakar 1 kg bahan bakar membutuhkan udara sebanyak 14,7 kg. Tetapi dalam kenyataanya pemasukan udara secara alami pada

mesin tidak cukup untuk membuat campuran yang stokiometri dikarenakan semakin tinggi putaran mesin maka membutuhkan banyak bahan bakar sedangkan udara masuk terbatas jumlahnya. Berdasarkan uraian tersebut, maka dikembangkan atau diteliti mengenai penambahan udara pembakaran dengan cara menambahkan *blower* pada masukan mesin. Diharapkan bisa memperbaiki permasalahan yang terjadi terkait dengan campuran yang kaya tersebut sehingga *performa* mesin menjadi *optimal*. Penelitian ini dilakukan pada sepeda motor Honda CB150R dengan CR 12,5 menggunakan bahan bakar bioetanol 100% (E100).

## 1.2 Perumusan Masalah

Nilai kalor bioethanol yang hanya 60% dibandingkan dengan bahan bakar *gasoline* menyebabkan dalam pemakaian E100 membutuhkan penambahan durasi injeksi, pada sistem pemasukan udara alami. Hal ini akan menyebabkan campuran bahan bakar akan menjadi kaya sehingga dibutuhkan mekanisme penambahan udara. Maka dirumuskan permasalahan pada pengaruh penambahan udara pembakaran terhadap unjuk kerja mesin, emisi gas buang, dan perubahan kondisi operasional mesin yang menggunakan bahan bakar E100.

## 1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini terdapat batasan masalah sebagai berikut :

1. Mesin yang digunakan adalah Honda CB150R yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12.5.
2. Kondisi mesin seperti *mapping ignition timing* dan durasi penginjeksian bahan bakar pada percobaan diambil dari data terbaik penelitian sebelumnya [5,6].
3. Pengujian dilakukan dengan full open throttle.
4. Bahan bakar yang digunakan yaitu bioethanol E100.
5. Pengujian dilakukan pada suhu ruangan (20°C – 25°C)

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh penambahan udara pembakaran terhadap unjuk kerja mesin, emisi gas buang, dan perubahan kondisi operasional mesin yang menggunakan bahan bakar E100.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Penelitian ini diharapkan bisa menjadi bahan dalam pengembangan teknologi mesin berbahan bakar alternatif, khususnya optimasi *engine* berbahan bakar bioethanol, serta menjadi pertimbangan masyarakat dalam menggunakan bioethanol sebagai bahan bakar pada kendaraan.

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Karakteristik Bahan Bakar**

Unjuk kerja dari mesin berpengapian busi (*SI Engine*) sangat dipengaruhi oleh bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar mesin. Bahan bakar yang digunakan pada pengoperasian mesin berpengapian busi harus memenuhi beberapa karakteristik penting dari bahan bakar meliputi :

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 :

$$NKB = NKA - \left( \frac{m_{H_2O}}{m_{sample}} \right) \cdot LH \dots\dots\dots (2.1)$$

2. 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 sebaai hasil pembakaran yang lebih sempurna, serta mendinginkan temperature pembakaran sehingga menurunkan kecendrungan terjadinya *autoignition*.

3. Bilangan oktan  
Sifat pembakaran bahan bakar biasanya diukur dengan angka oktan . Angka oktan merupakan ukuran kecendrungan bahan bakar bensin untuk mengalami karakteristik pembakaran (utamanya *knocking*) yang sama dengan campuran iso-oktana dan n-heptana. Makin tinggi angka oktan, maka makin berkurang kecenderungannya mengalami ketukan 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 kendaraan 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. Bahan bakar yang mengalami perubahan kimia, menyebabkan gangguan pada proses pembakaran. Pada bahan bakar juga sering terdapat saluran senyawa yang menyebabkan korosi, senyawa ini antara lain : senyawa belerang, nitrogen, oksigen, dan lain-lain.

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. Besar nilai berat jenis suatu zat dapat dicari dengan menggunakan Piknometer. 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 dari pada air. Di Amerika, *specific gravity* umumnya dinyatakan dengan satuan yang lain yaitu API Gravity (American Petroleum Institute Gravity) dengan cara perhitungannya adalah sebagai berikut :

$$SG \text{ terhadap air} = \frac{\rho \text{ bahan bakar}}{\rho \text{ air}} \dots\dots\dots (2.2)$$

$$^{\circ}API \text{ gravity} = \left( \frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^{\circ}F} \right) - 131.5 \dots (2.3)$$

Dimana:

$$\rho \text{ air} = 1000 \text{ kg/m}^3 (T = 4^{\circ}C)$$

### 2. 1. 1 Bioethanol

Bioethanol ( $C_2H_5OH$ ) adalah cairan biokimia dari proses fermentasi gula dari sumber karbohidrat menggunakan bantuan mikroorganisme. Bioethanol memiliki potensi untuk digunakan sebagai alternatif bahan bakar minyak bumi untuk tujuan mengurangi total emisi  $CO_2$  dari mesin pembakaran dalam. sifat-sifat bioethanol 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 [7].

### 2. 1. 2 Perbandingan Karakteristik Bahan Bakar *Gasoline*

Tabel 2.1 dibawah ini menjelaskan tentang karakteristik bahan bakar *gasoline* dan bioethanol E100.

Tabel 2.1 Karakteristik Bahan Bakar Gasoline dan Bioethanol E100 [8]

<i>Property</i>	<i>Gasoline</i>	<i>Bioethanol E100</i>
<i>Chemical formula</i>	C5-C11	$C_2H_5OH$
<i>Molar mass (g/mol)</i>	102.5	46.07
<i>C (%wt)</i>	86.5	52.2
<i>H (%wt)</i>	13.5	13.1
<i>O (%wt)</i>	0	34.7
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	740	794
<i>Research octane number (RON)</i>	92	109-120
<i>Flash point (°C)</i>	-40s/d-13	13
<i>Boiling point at 1 bar (°C)</i>	25-215	79
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	42.9	26.95
<i>Latent heat of vaporization (kJ/kg)</i>	289	854
<i>Stoichiometric ratio</i>	14.7	9
<i>Laminar flame speed (m/s)</i>	0.28	0.40
<i>Flame temperature (<math>\lambda = 1</math>)[°C]</i>	2290	1930

Dengan perbedaan yang ditunjukkan oleh data sekunder tersebut dan menghubungkannya dengan tahapan unjuk kerja mesin maka dapat diperkirakan pengaturan udara masuk pembakaran yang optimum akan berpengaruh pada hasil unjuk kerja mesin.

## 2.2 Reaksi Kimia Proses Pembakaran

Campuran udara dan bahan bakar merupakan salah satu dari beberapa *variable* yang sangat berpengaruh pada performa motor bakar, selain *spark timing* dan gas buang. Untuk campuran udara dan bahan bakar stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ( $C_xH_y$ ) dapat dituliskan sebagai berikut:



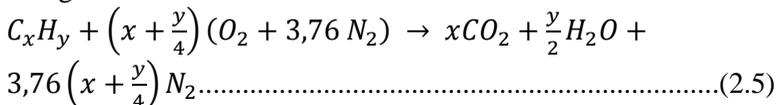
$$C : b = x$$

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

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

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

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



## 2.3 Air Fuel Ratio (AFR)

*Air fuel ratio* merupakan perbandingan massa udara yang ada selama proses pembakaran. Perbandingan udara dan bahan bakar merupakan salah satu dari beberapa *variable* yang sangat berpengaruh pada performa motor bakar, selain *spark timing* dan gas buang (*exhaust gases*). Dalam proses pembakaran hal yang sering di perhatikan adalah jumlah udara dan bahan bakar.

Untuk mencari rasio udara dan bahan bakar dituliskan sebagai berikut:

$$\bullet \quad \overline{AF} = \frac{\text{jumlah molar udara}}{\text{jumlah molar bahan bakar}}$$

$$\bullet \quad AF = \overline{AF} \cdot \left( \frac{M_{air}}{M_{fuel}} \right) \dots\dots\dots (2.6)$$

keterangan:

$\overline{AF}$  = Rasio udara dan bahan bakar basis jumlah molar.

$M_{air}$  = Berat molekul udara.

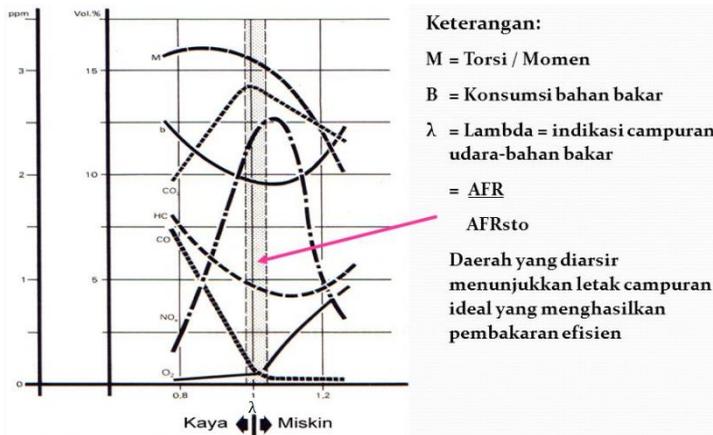
$M_{fuel}$  = Berat molekul bahan bakar.

### 2. 3. 1 *Excess Air Factor* ( $\lambda$ )

*Excess Air Factor* ( $\lambda$ ) adalah perbandingan antara jumlah udara dan bahan bakar yang sebenarnya terjadi dimesin dengan jumlah udara dan bahan bakar secara teori atau stoikiometri. Pada bahan bakar bensin Perbandingan udara yang dibutuhkan untuk membakar 14,7 kg udara membutuhkan 1kg bahan bakar yang kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar teori atau stoikiometrik. Hubungan langsung antara lambda dan stoikiometrik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{AF_{Aktual}}{AF_{Teoritis}} \dots\dots\dots (2.7)$$

Jika lambda ( $\lambda$ ) < 1 menunjukkan bahwa campuran kaya atau kekurangan udara (terlalu banyak bahan bakar) pada campuran tersebut. Pada proses ini pembakaran diruang bakar menjadi tidak sempurna sehingga bahan bakar tidak habis terbakar semua, akibatnya emisi gas buang seperti HC dan CO yang dihasilkannya menjadi tinggi. Sementara itu jika lambda ( $\lambda$ ) = 1 menunjukkan bahwa campuran udara dan bahan bakar sesuai dengan teori, pada proses ini pembakaran diruang bakar menjadi sempurna maka emisi gas buang yang dihasilkan seperti HC dan CO cenderung rendah. Sedangkan jika lambda ( $\lambda$ ) > 1 menunjukkan bahwa campuran miskin atau kekurangan bahan bakar, sehingga campuran udara dan bahan bakar tidak bisa terbakar oleh percikan busi, akibatnya akan terjadi detonasi yang dapat merusak mesin. Emisi gas buang yang dihasilkan seperti HC dan CO cenderung rendah. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Pengaruh Campuran Bahan Bakar terhadap emisi dan kondisi *engine*

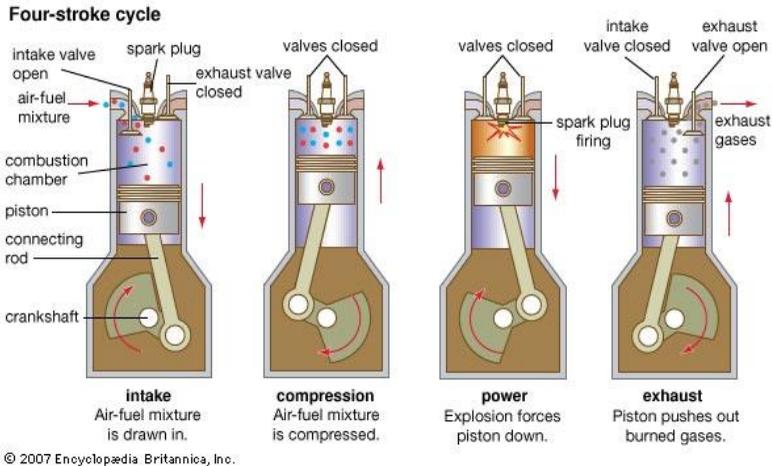
## 2.4 Teori Dasar Motor Bensin

### 2.4.1 Siklus Kerja Motor Bensin 4- Langkah

Dalam *engine* bensin 4-langkah, satu siklus kerja diselesaikan dengan empat langkah gerakan naik-turun piston, atau dua kali putaran poros engkol. Setiap langkah berisi  $180^\circ$  putaran poros engkol, sehingga seluruh siklus menjadi  $720^\circ$  putaran poros engkol. Ada empat tahapan operasi dari siklus *engine* bensin 4-langkah. Diantaranya langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja dan langkah buang.

Dengan anggapan bahwa katup masuk dan katup buang terbuka dan tertutup tepat pada waktu piston berada pada (TMA) atau (TMB). Piston bergerak didalam silinder diantara bagian atas silinder dan bagian bawah silinder. Bagian atas silinder disebut titik mati atas (TMA) dan dibawah silinder disebut titik mati bawah (TMB).

Panjang atau jarak gerak piston dari titik mati atas sampai titik mati bawah disebut “jarak langkah gerak piston” atau dengan istilah asing *stroke*. Prinsip kerja motor empat langkah seperti terlihat pada gambar 2.2 sebagai berikut :



Gambar 2.2 Siklus *engine* bensin 4 langkah [9]

1. Langkah hisap (*intake*), piston bergerak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) katup masuk membuka dan katup buang menutup, karena terjadi tekanan negatif didalam silinder sehingga udara yang telah bercampur dengan bahan bakar dapat masuk kedalam silinder melalui katup masuk sampai piston melewati TMB dan kemudian katup masuk tertutup.
2. Langkah kompresi (*compression*), piston bergerak dari TMB menuju TMA setelah melakukan langkah hisap, katup masuk dan katup buang tertutup serta campuran udara dan bahan bakar dikompresikan hingga piston mencapai TMA.
3. Langkah usaha (*power*), sebelum akhir langkah kompresi, busi memercikkan bunga api listrik yang kemudian membakar campuran udara dan bahan bakar yang telah dikompresikan sebelumnya. Pada kondisi ini katup masuk dan katup buang masih dalam keadaan tertutup. Akibat dari tekanan tekanan pembakaran yang tinggi menyebabkan terdorongnya piston dari TMA ke TMB yang kemudian

gerakan translasi piston tersebut diubah menjadi gerakan rotasi pada poros engkol dengan bantuan *connecting rod*.

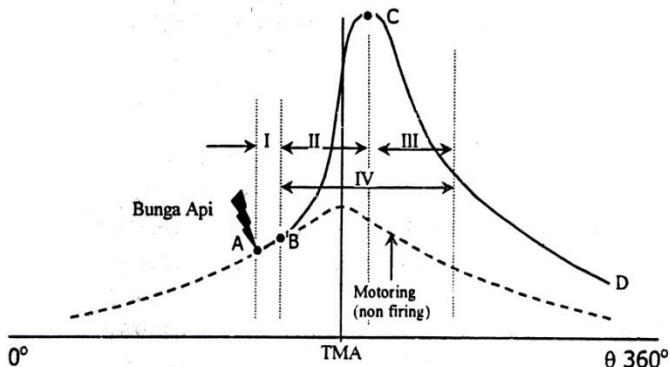
4. Langkah buang (*exhaust*), setelah terjadi pembakaran, gaya inersia menggerakkan piston dari TMB menuju TMA, pada saat yang sama katup buang mulai terbuka sehingga gas sisa pembakaran terdorong keluar melalui katup buang menuju lubang pembuangan.

Keseluruhan proses di atas dapat terjadi apabila memenuhi beberapa kondisi berikut ini, yaitu:

1. Cukup tersedianya campuran bahan bakar-udara yang dapat terbakar.
2. Tersedia pemantik bunga api yang mampu membakar campuran bahan bakar – udara.
3. Adanya rambatan nyala api yang cukup stabil sehingga mampu membakar campuran bahan bakar – udara.

#### 2. 4. 2 Pembakaran Motor Bensin 4- Langkah

Menurut Kawano [10], pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar pada motor bensin terdiri dari beberapa tahapan seperti pada diagram 2.3 dibawah ini.



Gambar 2.3 Grafik P-  $\theta$  aktual untuk motor bensin 4 langkah [10]

Keterangan:

I : *Ignition Lag*

II : *Flame Propagation*

III : *After Burning*

IV : Durasi Efektif Pembakaran

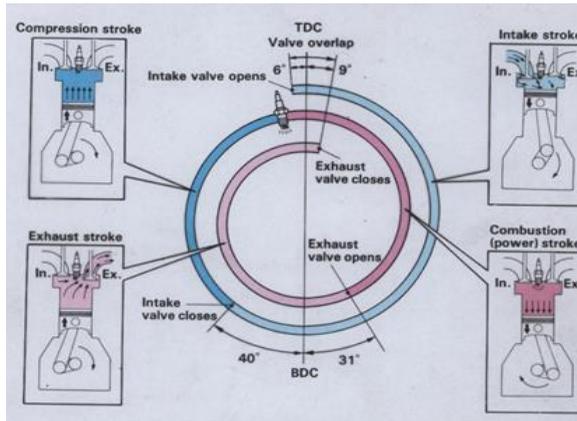
Tahapan pertama disebut *ignition lag* yang merupakan fase persiapan yang mana terjadi pertumbuhan dan perkembangan dari inti api. Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar, seperti, temperatur, tekanan, sifat gas buang, dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. *Ignition lag* 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*).

### **2. 4. 3 Valve Timing Motor Bensin 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 faktor 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.[11]

Adapun skema dari valve timing motor 4 langkah seperti pada diagram 2.4.



Gambar 2.4 *Valve Timing* diagram mesin 4 langkah [11]

#### 2. 4. 4 Sistem Injeksi Bahan Bakar

Sistem injeksi atau EFI (*Electronic Fuel Injection*) adalah sistem yang digunakan sebagai pengganti sistem karburator, dimana pada sistem injeksi ini volume bahan bakar dan waktu penyemprotan dilakukan secara elektris. Sistem EFI kadang disebut juga dengan EGI (*Electronic Gasoline Injection*), EPI (*Electronic Petrol Injection*), atau PGM-FI (*Programmed Fuel Injection*). Pada penelitian ini sistem yang digunakan adalah PGM-FI. Sistem ini dipakai pada kendaraan roda dua merk Honda. Penggantian sistem ini dimaksudkan untuk mencapai peningkatan unjuk kerja mesin, pemakaian bahan bakar yang ekonomis, dan menghasilkan kandungan emisi gas buang yang rendah sehingga lebih ramah lingkungan [10]. Secara umum konstruksi sistem EFI dapat dibagi menjadi tiga bagian, yaitu :

1. Sistem pemasukan bahan bakar (*fuel system*), berfungsi untuk menyimpan, menyaring, menyalurkan, dan menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar

2. Sistem kontrol elektronik (*electronic control system*), komponen sistem kontrol elektronik terdiri dari beberapa sensor antara lain: *Throttle Position Sensor* (TPS), MAP (*Manifold Absolute Pressure*) sensor, IAT (*Intake Air Temperature*) sensor, *Engine Cooling Temperature* (ECT) Sensor, RPM sensor (*Inductive Magnetic Reluctor*), dan sensor-sensor lainnya. Semua sensor tersebut akan mengirimkan data ke ECU untuk diproses.
3. Sistem induksi atau sistem pemasukan udara (*air induction system*), sistem ini berfungsi untuk menyalurkan sejumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran dalam ruang bakar.

## 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 *bmep* indikasi juga akan naik, dan akan menaikkan rasio *surface* ke volume dari ruang bakar, yang berarti menaikkan bagian dari campuran dimana pada fase *afterburn* pada tahap ketiga. Rasio kompresi mesin yang meningkat dapat berpengaruh pada peningkatan unjuk kerja mesin dan konsumsi bahan bakar menurun. Namun kenaikan rasio kompresi perlu dijaga karena akan mengakibatkan kenaikan temperatur sehingga menimbulkan terjadinya detonasi pada motor. Berikut adalah perumusan untuk rasio kompresi.

$$\begin{aligned}
 CR &= \frac{V_T}{V_C} \\
 CR &= \frac{V_L + V_C}{V_C} \\
 CR &= 1 + \frac{V_L}{V_C} \dots\dots\dots (2.8)
 \end{aligned}$$

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 [10]

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 (12,5:1). 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. 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.

$$V_L = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times S \dots\dots\dots (2.9)$$

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.

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_{C(CR=13)}} \dots\dots\dots (2.10)$$

maka besar volume *dome* piston adalah :

$$V_{dome} = V_C - V_{C(CR=13)} \dots\dots\dots (2.11)$$

3. Penentuan tebal *packing*

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

$$CR = 1 + \frac{V_L}{V_C(CR=12,5)} \dots\dots\dots (2.12)$$

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

$$V_{packing(CR\ 12,5)} = V_C(CR=12,5) - V_C(CR=13) \dots\dots\dots (2.13)$$

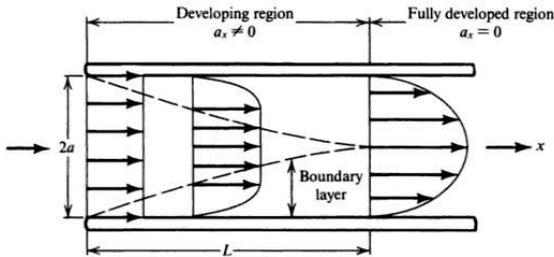
Sehingga tebal *packing* untuk CR 12,5 adalah:

$$V_{packing(CR\ 12,5)} = \frac{\pi}{4} \times (D)^2 \times t_{packing(CR=12,5)} \dots\dots (2.14)$$

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

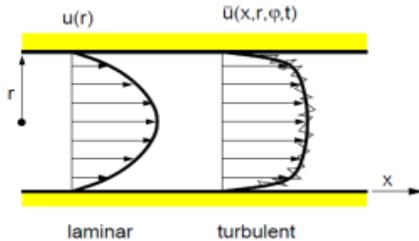
**2.6 Fully Developed Flow**

*Fully developed flow* adalah aliran yang vektor kecepataannya tidak lagi berubah terhadap koordinat. Aliran *fully developed* didalam pipa dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Aliran *fully developed flow*

Aliran *viscous fluid* bisa dibedakan menjadi aliran laminar dan turbulent. Pada aliran laminar, partikel-partikel fluida mengalir lembut bagaikan lapisan-lapisan laminar. Untuk aliran internal dan laminar yaitu dengan  $Re < 2300$ . Sebaliknya pada aliran turbulen, partikel-partikel fluida saling bercampur dan mengalir secara tidak beraturan. Untuk aliran internal dan laminar yaitu dengan  $Re > 4000$ . dibawah ini profil kecepatan fluida laminar dan turbulent yang mengalir pada sebuah pipa.



Gambar 2.6 profil kecepatan aliran laminar dan turbulent Untuk mengetahui panjang pipa agar mendapat aliran *Fully developed flow* pada aliran laminar dengan menggunakan rumus :

$Le = 0,06 ReD$ , untuk aliran turbulent =  $Le = 4,4Re^{\frac{1}{4}} D$ .

Yang mana  $Re$  dapat dicari dengan rumus :

$$Re = \frac{\rho V D}{\eta} = \frac{\rho \frac{Q}{A} D}{\eta} \dots\dots\dots(2.15)$$

**2.7 Pitot Static Tube**

*Pitot tube with static wall pressure tap* dihubungkan dengan *inclined manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya digunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + g z_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

$P_0$  = Tekanan stagnasi (pada titik 0) (Pa)

$P_1$  = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

- $\rho$  = Massa jenis fluida yang mengalir ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $V_1$  = Kecepatan di titik 1 (m/s)  
 $V_0$  = Kecepatan di titik 0, kecepatan pada titik *stagnasi* = 0 m/s

Dengan mengasumsikan  $\Delta_z = 0$  maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \dots\dots\dots (2.17)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{\text{udara}}}} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana :

$$P_0 - P_1 = \rho_{\text{red oil}} \cdot g \cdot h \dots\dots\dots (2.19)$$

$$\rho_{\text{red oil}} = (\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot SG_{\text{red oil}}) \dots\dots\dots (2.20)$$

Sehingga pada inclined manometer diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot SG_{\text{red oil}}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \dots\dots\dots (2.21)$$

$h$  adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan  $\theta = 10^\circ$ , maka persamaan

menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot SG_{\text{red oil}} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{\text{udara}}}} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dengan :

$SG_{\text{red oil}}$  : *Specific gravity red oil* (0.827)

$\rho_{\text{H}_2\text{O}}$  : Massa jenis air (999  $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_{\text{udara}}$  : Massa jenis udara (1.1447  $\text{kg/m}^3$ )

$h$  : Total perbedaan ketinggian cairan pada *incline manometer* (m)

$\theta$  : Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (degree)

Maka untuk mencari  $\dot{M}$  udara:

$$\dot{M} \text{ udara} = \rho_{\text{udara}} \cdot V \cdot A \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2 \dots\dots\dots (2.24)$$

## 2. 8 Parameter Unjuk Kerja *Engine*

Baik atau tidaknya suatu desain *engine* dapat dilihat melalui unjuk kerja (*performance*) yang dihasilkannya. Pengujian suatu *engine* ditentukan oleh beberapa parameter unjuk kerja *engine* dan kadar emisi gas buang hasil pembakaran. Unjuk kerja menjadi penting karena berkaitan dengan tujuan penggunaan *engine* dan faktor ekonomisnya, sedangkan tinggi rendahnya emisi gas buang berhubungan dengan faktor lingkungan. Untuk menentukan parameter unjuk kerja *engine*, maka harus ditentukan terlebih dahulu sistem yang digunakan. Berikut sistem yang digunakan untuk pengujian ini.

Adapun parameter-parameter dari unjuk kerja tersebut adalah sebagai berikut:

1. Torsi
2. Daya efektif
3. Tekanan efektif rata-rata (*bmep*)
4. Pemakaian bahan bakar spesifik (*sfc*)
5. Effisiensi thermal
6. Emisi gas buang

### 2. 8. 1 Torsi

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

$$Torsi = P \times R \dots\dots\dots(2.25)$$

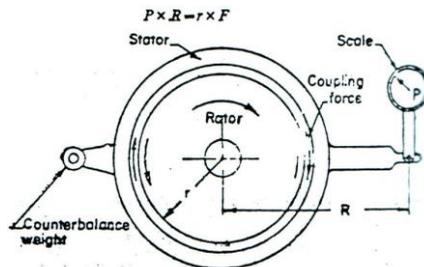
Dimana:

P = gaya tangensial (N)

R = lengan gaya *water brake dynamometer* (m)

Pada pengujian, torsi yang dihasilkan oleh motor dibaca pada *display waterbrake dynamometer* seperti pada gambar 2.7. Torsi yang didapatkan masih dalam lb.ft sehingga diperlukan faktor konversi agar didapatkan nilai torsi dengan satuan metris. Adapun faktor konversi X yang digunakan adalah:

$$X = \text{faktor konversi} = \left[ \frac{4.448 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} \times \frac{1 \text{ m}}{3.2808 \text{ ft}} \right] \dots\dots\dots(2.26)$$



Gambar 2.7 *Waterbrake dynamometer* [12]

### 2. 8. 2 Daya (*brake horse power*)

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

$$bhp = \omega \times T = 2 \pi n \times T \text{ (Watt)} \dots\dots\dots(2.27)$$

$$bhp = 2\pi \cdot n \cdot T \text{ (Watt) / 1000 (kW)} \dots\dots\dots (2.28)$$

dimana :

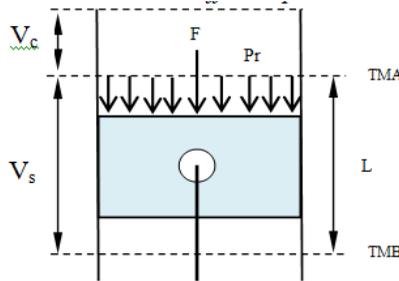
bhp = Daya motor (kW)

T = Torsi (N.m)

n = Putaran poros waterbrake dynamometer (rps)

**2. 8. 3 Tekanan Efektif Rata-rata (BMEP)**

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



Gambar 2.8 Uraian piston pada saat menerima gaya

Gaya yang bekerja mendorong piston kebawah:

$$F = P_r \times A \dots\dots\dots(2.29)$$

Kerja selama piston bergerak dari TMA ke TMB:

$$W = F \times L = (P_r \times A) \times L \dots\dots\dots(2.30)$$

Daya motor (kerja per satuan waktu):

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

Daya tiap silinder:  $N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n}{z} \dots\dots\dots(2.31)$

Daya motor sejumlah “*i*” silinder:

$$N = \frac{P_r \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z} \dots\dots\dots(2.32)$$

Jika *W* = *bhp* dan *P<sub>r</sub>* = *b MEP*, maka:

$$b MEP = \frac{bhp \cdot z}{A \cdot L \cdot n \cdot i} (Pa) \dots\dots\dots(2.33)$$

Dimana:

- bhp* = *brake horse power* (Watt)
- A* = luas penampang torak (m<sup>2</sup>)
- L* = panjang langkah torak (m)

- i = jumlah silinder  
 n = putaran *engine* (rps)  
 z = 1 (untuk motor 2 langkah) dan 2 (untuk motor 4 langkah)

### 2. 8. 4 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*SFC*)

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 *engine* untuk menghasilkan tenaga.

Besarnya konsumsi bahan bakar spesifik dapat dihitung dengan persamaan :

$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \dots\dots\dots(2.34)$$

Dimana:

- sfc* = konsumsi bahan bakar spesifik  
*m<sub>bb</sub>* = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)  
*bhp* = daya *engine* (Watt)

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

$$m_{bb} = \rho_{bensin} \cdot volume \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana:

$$\rho_{bensin} = SG_{bensin} \cdot \rho_{air} \left( \frac{kg}{m^3} \right) \dots\dots\dots(2.36)$$

### 2. 8. 5 Efisiensi Thermal

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

$$\eta_{th} = \frac{\text{energi yang berguna}}{\text{energi yang diberikan}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.37)$$

Jika masing-masing dibagi dengan waktu, t maka :

$$\eta_{th} = \frac{\text{kerja/waktu}}{\text{panas yang diberikan/waktu}} \times 100\% \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana:

- Kerja/waktu = *brake horse power* (bhp)

Panas yang diberikan = nilai kalor × massa bahan bakar

$$= Q \times \dot{m}_{bb}$$

Sehingga:

$$\eta_{th} = \frac{bhp}{Q \times \dot{m}_{bb}} \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana:

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

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

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

Untuk bahan bakar *engine* OTTO:

$$NKB = ( 16610 + 40 ( \text{°API} ) ) 0.55556 ( \text{kKal / kg} ) \dots\dots\dots (2.40)$$

°API : Gravity adalah suatu bilangan yang menyatakan *density* dari suatu cairan.

Api gravity diukur pada temperatur minyak bumi 60°F.

Harga API dapat dihitung sbb:

$$\text{°API gravity} = \left( \frac{141.5}{\text{Specific gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} \right) - 131.5 \dots\dots\dots (2.41)$$

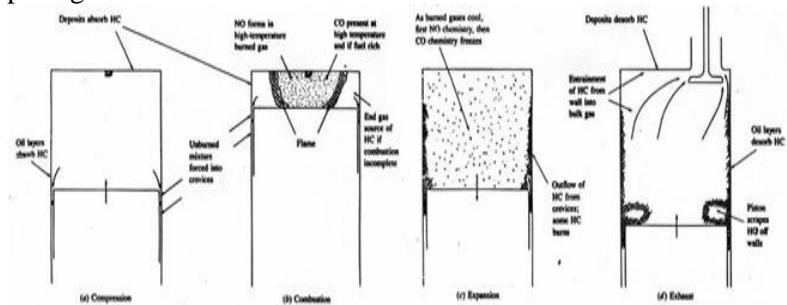
Dimana : SG bahan bakar *Gasoline* = 0.74

SG bahan bakar Bioethanol E100 = 0.794

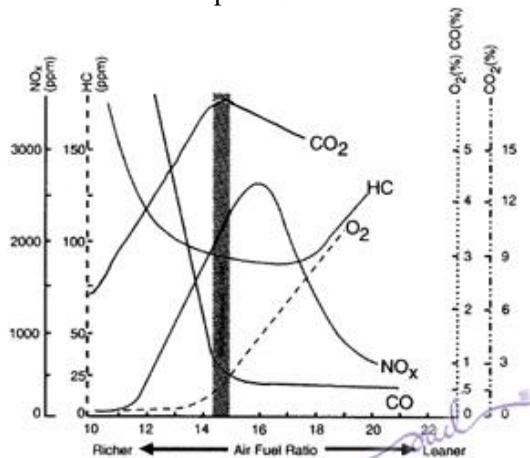
## 2.9 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan pencemar kedalam udara sedemikian rupa sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya. Contoh polutan primer adalah *sulfur oksida* (SOx), *nitrogen oksida* (NOx), *hidrokarbon* (HC), dan *carbon monoksida* (CO). Sedangkan polutan sekunder adalah polutan primer yang bereaksi dengan komponen lain di udara, contohnya *ozon* (O<sub>3</sub>) dan *peroksi asetil nitrat* (PAN) dimana keduanya terbentuk di atmosfer melalui proses hidrolisis, *petrochemical* atau oksidasi. Mekanisme pembentukan polutan dapat dilihat pada gambar 2.9

dan hubungan antara AFR dan emisi gas buang seperti yang ada pada gambar 2.10 berikut.



Gambar 2.9 Mekanisme Terbentuknya Polutan HC, CO dan NO<sub>x</sub> pada SIE



Gambar 2.10 Emisi Gas Buang *versus* air-fuel ratio pada SIE

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.

### 2.9.1 Hidrokarbon (HC)

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 *hydrocarbon* berasal dari beberapa sumber yang berbeda. Terdapat empat kemungkinan penyebab terbentuknya HC pada engine SI sebagai berikut :

1. HC dalam volume *crevice*  
Volume *crevice* adalah volume dengan celah yang sangat sempit sehingga api tidak dapat menjangkaunya yang merupakan sumber utama munculnya HC dalam gas buang. Volume *crevice* yang paling utama adalah volume diantara piston, ring piston, dinding silinder, pusat elektroda busi, dan *crevice* disekitar gasket silinder head.
2. Proses *flame quenching* pada dinding ruang bakar  
Api akan padam ketika menyentuh dinding ruang bakar karena *heat loss (wall quenching)*, sehingga meninggalkan lapisan tipis yang terdiri dari campuran yang tidak terbakar dan terbakar sebagian.
3. Penyerapan uap bahan bakar kedalam lapisan oli pada dinding ruang bakar  
Selama proses pengisian dan kompresi, uap bahan bakar diserap oleh oli pada dinding ruang bakar, selanjutnya melepaskannya kembali ke ruang bakar selama ekspansi dan pembuangan.
4. Pembakaran yang tidak sempurna  
Terjadi ketika kualitas pembakaran jelek baik terbakar sebagian (*partial burning*) atau tidak terbakar sama

sekali (*complete misfire*) akibat homogenitas, turbulensi, A/F dan *spark timing* yang tidak memadai. Saat tekanan silinder turun selama langkah ekspansi, temperatur *unburned mixture* didepan muka api menurun, menyebabkan laju pembakaran menurun. Karena temperatur *unburned* didepan muka api yang terlalu rendah maka menyebabkan api padam sehingga nilai HC akan naik.

### 2. 9. 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 sangat ditentukan oleh kualitas campuran, homogenitas dan *A/F ratio*. Semakin bagus kualitas campuran dan homogenitas akan mempermudah oksigen untuk bereaksi dengan karbon. Jumlah oksigen dalam campuran (*A/F ratio*) juga sangat menentukan besar CO yang dihasilkan, mengingat kurangnya oksigen dalam campuran akan mengakibatkan karbon bereaksi tidak sempurna dengan oksigen (sehingga terbentuk CO). Karbon monoksida juga cenderung timbul pada temperatur pembakaran yang tinggi. Meskipun pada campuran miskin (mempunyai cukup oksigen) jika temperatur pembakaran terlalu tinggi, maka oksigen yang telah terbentuk

dalam karbon dioksida bisa berdisosiasi (melepaskan diri) membentuk karbon monoksida + oksigen.

## 2. 10 Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian terdahulu terkait pemakaian bioethanol pada internal combustion engine adalah sebagai berikut:

1. Penelitian yang di lakukan oleh gayuh [5] pada tugas akhirnya tahun 2016 tentang pengaruh *mapping ignition timing* dan durasi penginjeksian bahan bakar pada mesin honda CB150R berbahan bakar bioethanol 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.

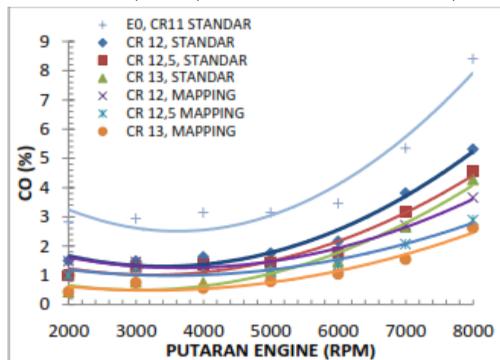
Tabel 2.3 Mapping Ignition timing E100 CR = 12,5

RPM	ADV TIMING	Torsi (Nm)
2000	10° BTDC	6,864
3000	10° BTDC	10,144
4000	14° BTDC	10,787
5000	14° BTDC	12,944
6000	18° BTDC	15,200
7000	18° BTDC	17,161
8000	18° BTDC	15,029

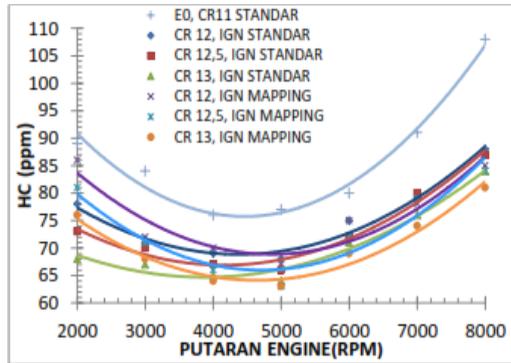
Untuk emisi gas buang yang dihasilkan dapat dilihat Pada gambar 2.9 (a) ditunjukkan hasil penelitian grafik emisi

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.

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%.



(a)



(b)

Gambar 2.11 Grafik emisi gas buang fungsi rpm (a) grafik Karbon Monoksida (CO). (b) grafik Hidrokarbon (HC)

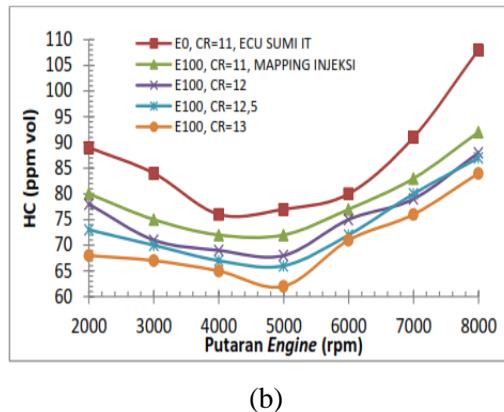
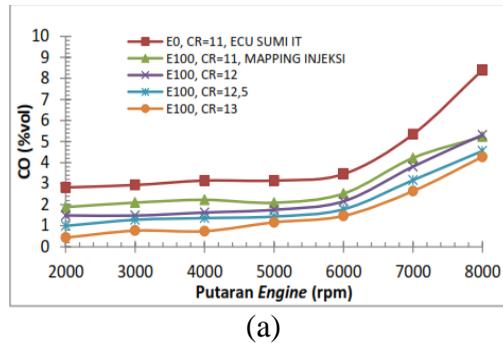
2. Renno [6] pada tugas akhirnya tahun 2016 tentang pengaruh pemakaian bioethanol 100% dengan memvariasikan rasio kompresi dan durasi *injeksi*, dengan pemasukan udara natural. Pada penelitian ini dicari terlebih dahulu durasi *injeksi* yang optimum terhadap putaran mesin. pada tabel 2.4 Dapat dilihat untuk setiap durasi injeksi yang diberikan pada setiap putaran mesin, diambil durasi yang menghasilkan torsi terbesar. Terlihat bahwa duarsi 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	Torsi (Nm)
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.

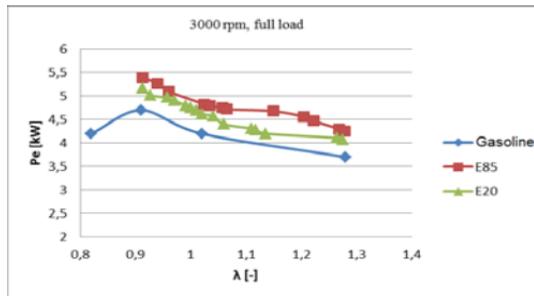
Gambar 2.10 (b) menunjukkan emisi HC seiring bertambahnya putaran *engine*. Pada putaran rendah emisi Hc cenderung tinggi dan menurun seiring bertambahnya putaran *engine*. Setelah emisi HC berada pada titik terendah akan mengalami kenaikan hingga rpm berada pada 8000rpm. Kemudian pada grafik diatas 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.



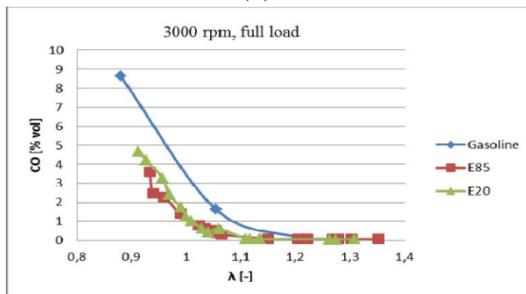
Gambar 2.12 Grafik emisi gas buang fungsi rpm (a) grafik Karbon Monoksida (CO). (b) grafik Hidrokarbon (HC)

3. Cernat [13], dengan tujuan untuk mengetahui Karakteristik Kinerja dan Emisi Mesin SI Dengan Bahan Bakar Bioethanol E0, E20, E85 terhadap nilai lambda. Pengujian di lakukan Pada putaran mesin konstan yaitu 3000 rpm dengan CR = 8,5/1. Pada gambar 2.11 di tunjukkan hasil penelitian tentang Pengaruh nilai  $\lambda$  terhadap karakteristik pembakaran dimana tekanan puncak dan daya maksimal akan dicapai pada kondisi campuran kaya ( $\lambda \approx 0,9$ ) dimana E85 menghasilkan daya sebesar 5,4 Kw dan E20 sebesar 5,2 kw. Dimana semakin besar nilai lambda maka daya yang

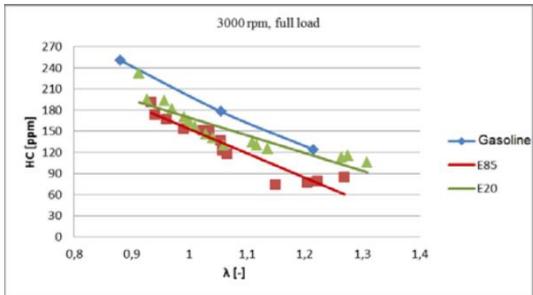
dihasilkan semakin turun tetapi secara keseluruhan daya yang dihasilkan masih lebih besar dari gasolin. Sedangkan pada gambar 2.11 (b) didapat hasil Emisi CO pada lambda 0,9 untuk E85 menghasilkan kadar CO 3,8% dan E20 menghasilkan kadar CO 4,8%. Semakin besar nilai lambda maka emisi CO yang dihasilkan semakin kecil. Pada gambar 2.11 (c) menjelaskan hasil kadar HC dimana pada lambda 0,9 kadar HC yang dihasilkan pada E85 sebesar 185% dan E20 sebesar 190%. Semakin besar nilai lambda maka kadar HC semakin turun. Secara keseluruhan hasil yang didapat pada E20 dan E85 masih lebih kecil dibandingkan hasil dari gasolin.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.13 Grafik hasil eksperimen (a) Engine effective power versus lambda, (b) CO emission level versus lambda, (c) HC emission level versus lambda

## **BAB III**

### **METODOLOGI PENELITIAN**

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimental. Pengujian dilakukan pada mesin Honda CB150R dengan rasio kompresi 12,5 (modifikasi),berbahan bakar bioethanol 100%. Tabel 3.1 dibawah menjelaskan tentang data kondisi mesin honda CB150R yang akan digunakan pada penelitian ini, data diambil dari data terbaik penelitian yang dilakukan Gayuh [5] dan Renno [6] seperti Mapping ignition timing dan durasi penginjeksian bahan bakar.

Tabel 3.1 Data kondisi mesin Honda CB150R [5, 6]

RPM	ADV TIMING	DURASI INJEKSI
2000	10° BTDC	200%
3000	10° BTDC	200%
4000	14° BTDC	200%
5000	14° BTDC	175%
6000	18° BTDC	175%
7000	18° BTDC	150%
8000	18° BTDC	150%

Pada penelitian ini dilakukan penambahan udara pembakaran menggunakan *blower* dengan variasi penambahan udara pembakaran 10%, 20%, 30%. Proses pengujian dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB) Teknik Mesin ITS, Surabaya.

#### **3.1 Alat Uji**

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 : *Diamond Steel (Trus Frame)*
- Suspensi : Depan : Teleskopik ;  
Belakang : Lengan ayun dengan  
suspensi tunggal
- Jenis ban : *Tubeless*
- Ukuran ban : 80/90 ; 100/80
- Jenis rem : Cakram hidrolik untuk depan  
dan belakang
- Transmisi : 6 kecepatan
- Sistem pengapian : *Full transistorized*
- Mesin :  
Tipe : 4 langkah silinder tunggal  
(kemiringan 40° dari vertikal)
- Sistem klep : *DOHC*
- Diameter bore : 63,5 mm
- Panjang langkah : 47,2 mm
- Rasio kompresi : 11,0:1
- Katup in membuka : 5° *BTDC* ( pada pengangkatan  
1,00 mm)

Katup in menutup	:	35°	ABDC	(pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust membuka	:	35°	ABDC	(pada pengangkatan 1,00 mm)
Katup exhaust menutup	:	5°	BTDC	(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	

### 3.2 Alat Ukur

Alat ukur adalah suatu peralatan yang sangat diperlukan didalam pengujian untuk mengetahui nilai pada parameter-parameter yang akan dicari nilainya melalui pengukuran tersebut. Adapun alat ukur yang digunakan selama pengujian ini terdiri dari :

#### 1. *ECU programmable*

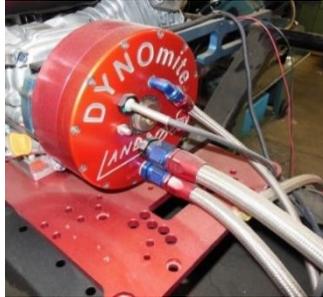
*Engine Control Unit (ECU)* adalah alat *control elektronik* yang berfungsi untuk mengendalikan serangkaian actuator pada mesin pembakaran dalam, seperti : ignition dan *injection*. Gambar ECU seperti terlihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 *ECU programmable*

## 2. *Waterbrake Dynamometer*

*Waterbrake Dynamometer* digunakan untuk membaca output torsi dari pada mesin disetiap putaran, seperti terlihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 *Waterbrake Dynamometer*

## 3. *Exhaust Gas Analyzer*

*Exhaust Gas Analyzer* digunakan untuk mengukur kadar emisi gas buang, meliputi : CO, HC, dan CO<sub>2</sub>. 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. Gambar *Stop Watch* seperti terlihat pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 *Stop Watch*

5. Tabung ukur bahan bakar

Tabung ukur digunakan untuk menghitung kapasitas pemakaian bahan bakar gasolin saat proses pengujian pada setiap putaran mesin. Gambar Tabung ukur seperti terlihat pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 Tabung ukur

6. *Tachometer (strobotester)*

*Tachometer* digunakan untuk mengetahui putaran mesin pada setiap pembebanan yang terjadi. . Gambar *Tachometer* seperti terlihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 *Tachometer*

7. *Thermocouple digital*

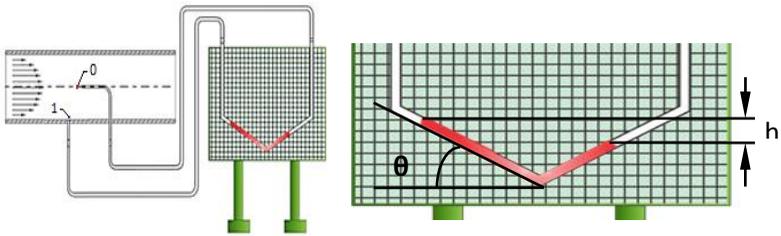
*Thermocouple* digunakan untuk mengukur temperatur pada gas buang, blok silinder, dan minyak pelumas. Gambar *Thermocouple* seperti terlihat pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 *Thermocouple Digital*

8. *Pitot static tube*

Dipergunakan untuk mengukur jumlah udara masuk yang disuplai ke ruang bakar. Gambar *Pitot static tube* seperti terlihat pada gambar 3.9.



Gambar 3.9 *Pitot static tube*

### 3.2.1 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:

1. *Blower*

*Blower* digunakan untuk membantu proses penambahan udara pembakaran pada saat proses pengujian disetiap putaran mesin, gambar *blower* seperti terlihat pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 *Blower*

2. Pompa air

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

### 3. *Voltage Regulator*

*Voltage regulator* ini digunakan untuk mengatur variasi aliran udara yang dihasilkan oleh *Blower Centrifugal*.



Gambar 3.11 *Voltage regulator*

### 3.3 Perhitungan Rasio Kompresi

Seperti yang telah dijelaskan pada Bab II, penghitungan rasio kompresi pada penelitian ini menggunakan persamaan 2.8 hingga 2.11. 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 (2.8), kemudian untuk volume langkah bisa dihitung melalui persamaan (2.9).

$$V_L = \frac{\pi}{4} x D^2 x S$$

$$V_L = \frac{\pi}{4} x (6,35 \text{ cm})^2 x 4,72 \text{ cm}$$

$$V_L = 149,479 \text{ cm}^3$$

Kemudian dapat dilakukan perhitungan *compressed volume* ( $V_c$ ) pada *engine*. Dengan hasil perhitungan volume silinder yang

sudah didapat sebelumnya maka akan didapatkan nilai  $V_c$  seperti dibawah ini:

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

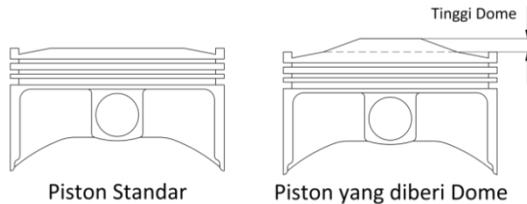
$$11 = 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_c}$$

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

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

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

## 2. Penghitungan Volume *Dome* Piston



Gambar 3.12 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 3.12 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *dome* piston.

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

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

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

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

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

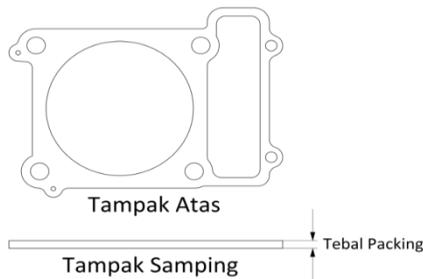
Maka besar volume *dome piston* adalah:

$$V_{dome} = V_C - V_{C(CR=13)}$$

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

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

### 3. Penentuan Tebal *Packing*



Gambar 3.13 *Dimensi Tebal Packing*

Setelah *dome* piston dibentuk, rasio kompresi akan menjadi 13:1, untuk mengurangi rasio kompresi menjadi 12,5:1 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 (2.12). Sedangkan gambar 3.13 diatas adalah gambar untuk merepresentasikan dimensi dari *packing* yang digunakan pada penelitian ini :

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

$$12,5 = 1 + \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=12,5)}}$$

$$11,5 = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{V_{C(CR=12,5)}}$$

$$V_{C(CR=13)} = \frac{149,479 \text{ cm}^3}{11,5}$$

$$V_{C(CR=13)} = 12,998 \text{ cm}^3$$

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

$$V_{packing(CR=12,5)} = V_{C(CR=12,5)} - V_{C(CR=13)}$$

$$V_{packing(CR=12,5)} = 12,998 \text{ cm}^3 - 12,457 \text{ cm}^3$$

$$V_{packing(CR=12,5)} = 0,542 \text{ cm}^3$$

Sehingga tebal packing untuk CR=12,5 biasa didapatkan dari persamaan 2.14 adalah sebagai berikut :

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

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

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

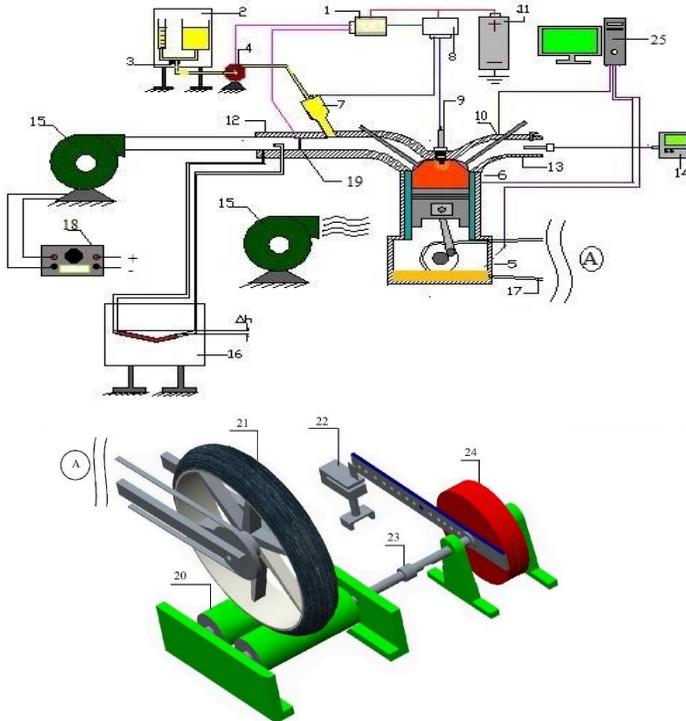
$$V_{packing(CR=12,5)} = 0,01711 \text{ cm}$$

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

### 3.4 Prosedur Pengujian

#### 3.4.1 Skema Pengujian

Skema alat uji dapat dilihat pada Gambar 3.14.



Gambar 3.14 Skema pengujian

1	ECU (Electronic Control Unit)	14	<i>Gas Analyzer</i>
2	Meja gelas ukur	15	Blower
3	Valve	16	V-manometer
4	Pompa bahan bakar	17	<i>Chain</i>
5	Sensor termokopel pelumas	18	Voltage regulator

6	Sensor termokopel blok silinder	19	Katup kupu-kupu
7	Injektor	20	<i>Roller</i>
8	Triger	21	Roda
9	Busi	22	Pembaca torsi
10	Sensor termokopel gas buang	23	Kopling
11	Baterai	24	<i>Waterbrake dynamometer</i>
12	<i>Intake manifold</i>	25	komputer
13	<i>Exhaust manifold</i>		

### 3. 4. 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 kelaikan *Eddy Current dynamometer test*.
3. Pengecekan terhadap kualitas alat ukur yang akan digunakan.
4. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

### 3. 4. 3 Menentukan Jumlah Bahan Bakar

Adapun tahapan menentukan jumlah bahan bakar yang masuk diruang bakar adalah sebagai berikut :

1. Melakukan penggantian bahan bakar pertamax dengan Bioethanol E100
2. Mengganti ECU standar dengan ECU *Programmable*
3. Memasukkan variasi input data pemetaan durasi penginjeksian bahan bakar ke ECU *Programmable* dengan

- Fuel sebesar 100%. Inputan data ini dimasukkan ke semua data pada bukaan TPS 100%.
4. Menghidupkan mesin Honda CB150R pada putaran idle ( $\pm$  1600 rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi temperatur kerja optimum.
  5. Menjalankan mesin dengan menyertakan penambahan gigi transmisi 1-2-3-4-5, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini mesin akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
  6. Pemberian beban *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 8000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm.
  7. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (N.m)
  8. Ulangi langkah 3 hingga langkah 7 dengan input pemetaan durasi injeksi sebesar 125%,150%,175%,dan 200%.
  9. Dari data tersebut dicari nilai torsi yang paling besar, sehingga bisa didapatkan durasi penginjeksian bahan bakar yang tepat untuk menghasilkan torsi maksimal pada tiap putaran *engine*.

#### **3.4.4 Pengujian Engine Dengan Menggunakan ECU Standar Berbahan Bakar Pertamina (0% Bioethanol)**

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 ( $\pm 1600$  rpm) selama 10 menit untuk mencapai kondisi temperatur kerja optimum.
2. Menjalankan mesin dengan menyertakan penambahan gigi transmisi 1-2-3-4-5, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini mesin akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
3. Pemberian beban *waterbrake dynamometer* sehingga putaran mesin berada pada 8000 rpm untuk kemudian dilakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm.
4. Jika putaran mesin sudah stabil maka pencatatan data dapat dilakukan meliputi data putaran poros *waterbrake dynamometer* (rpm), torsi (N.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar pertamax (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang ( $^{\circ}\text{C}$ ), temperatur blok silinder ( $^{\circ}\text{C}$ ), dan temperatur pelumas ( $^{\circ}\text{C}$ ).
5. Pada setiap penurunan putaran mesin dilakukn pencatatan data seperti pada kolom 4(empat). Pencatatan data dilakukan pada saat putaran mesin dalam kondisi stabil.

### **3. 4. 5 Pengujian *Engine* Dengan Menggunakan ECU *Programmable* Berbahan Bakar Bioethanol E100**

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.
2. Mengosongkan tangki mandiri dan melakukan penggantian bahan bakar bensin dengan Bioethanol E100.

3. Menghidupkan mesin selama 10 menit pada putaran idle untuk mencapai kondisi temperatur kerja optimum.
4. Menjalankan mesin dengan menyertakan penambahan gigi transmisi 1-2-3-4-5, kemudian buka katup kupu-kupu hingga terbuka penuh (*full open throttle*). Pada kondisi ini mesin akan berputar pada putaran maksimum. Selama putaran maksimum, beban air tidak dialirkan ke *waterbrake dynamometer*.
5. Alirkan air ke *waterbrake dynamometer* sampai putaran mesin turun. Setelah putaran mesin berada di 8000 rpm aktifkan blower untuk penambahan udara pembakaran yang diinginkan. Kemudian lakukan pengambilan data untuk tiap kelipatan 1000 rpm hingga putaran terakhir 2000 rpm. Pengambilan data dilakukan ketika putaran mesin stabil. Data yang diperoleh diantaranya data putaran mesin (rpm), torsi (N.m), waktu konsumsi 25 ml bahan bakar bioethanol E100 (sekon), emisi CO (% volume), emisi HC (ppm volume), temperatur gas buang (°C), temperatur blok silinder (°C), dan temperatur pelumas (°C).
6. Pada setiap tahap penurunan putaran mesin dilakukan pencatatan data seperti pada point 5 (lima).
7. Lakukan kegiatan pada point 1 (satu) sampai 7 (tujuh) dengan variasi penambahan udara 10%, 20%, 30%.

### **3. 4. 6 Akhir Pengujian**

1. Pengujian berakhir setelah semua data dicatat.
2. Setelah pengujian selesai, pembebanan pada *waterbrake dynamometer* diturunkan secara perlahan-lahan.
3. Putaran mesin diturunkan hingga kondisi idle (1600± rpm).
4. Pada saat putaran idle, mesin dibiarkan sekitar lima menit sebelum dimatikan. Setelah itu mesin dapat dimatikan.

### 3.5 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 3.2 Parameter *input* dan *output* eksperimen**

Parameter <i>Input</i>		Parameter <i>Output</i>	
Tetap	Berubah	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Engine CB150R dengan CR = 12,5</li> <li>• Bahan bakar E100</li> <li>• Setingan pengapian</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Penambahan udara pembakaran               <ul style="list-style-type: none"> <li>- 10%</li> <li>- 20%</li> <li>- 30%</li> </ul> </li> <li>• Putaran <i>engine</i> (rpm)               <ul style="list-style-type: none"> <li>- 2000</li> <li>- 3000</li> <li>- 4000</li> <li>- 5000</li> <li>- 6000</li> <li>- 7000</li> <li>- 8000</li> </ul> </li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Torsi (N.m)</li> <li>• Emisi gas buang:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- CO</li> <li>- HC</li> </ul> </li> <li>• temperatur operasional:               <ul style="list-style-type: none"> <li>- Blok silinder</li> <li>- Gas buang</li> <li>- Pelumas</li> </ul> </li> <li>• konsumsi bahan bakar</li> <li>• <math>\dot{m}</math> udara</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• bmep (kPa)</li> <li>• Daya (kW)</li> <li>• <math>\eta</math> thermal</li> <li>• <i>sfc</i></li> <li>• AFR</li> <li>• Lambda</li> </ul>

Dari penelitian ini dengan menambahkan udara pembakaran tersebut maka nantinya pada setiap variasi yang dilakukan dapat diperoleh grafik antara lain:

- a. grafik torsi terhadap putaran mesin.
- b. grafik daya terhadap putaran mesin.
- c. grafik bmep terhadap putaran mesin.

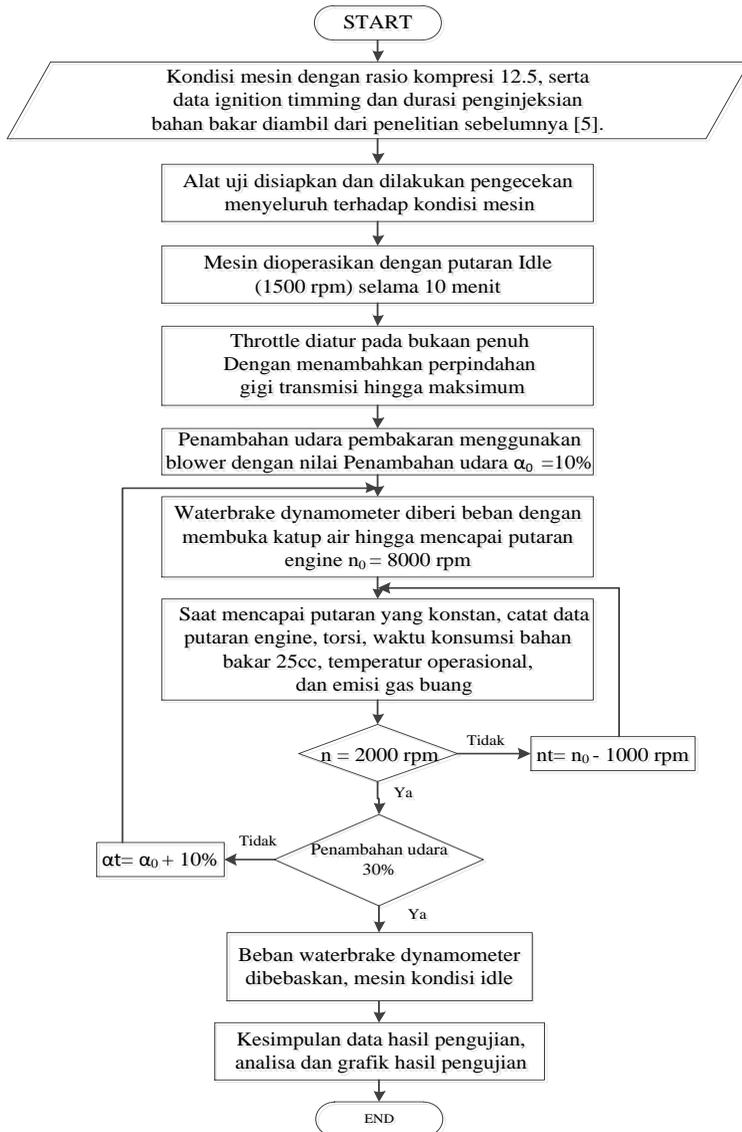
- d. grafik sfc terhadap putaran mesin.
- e. grafik efisiensi thermal terhadap putaran mesin.
- f. grafik CO terhadap putaran mesin.
- g. grafik HC terhadap putaran mesin.
- h. grafik temperatur blok silinder, pelumas, dan gas buang.
- i. grafik lambda terhadap putaran mesin.

### 3.6 Jadwal Penelitian

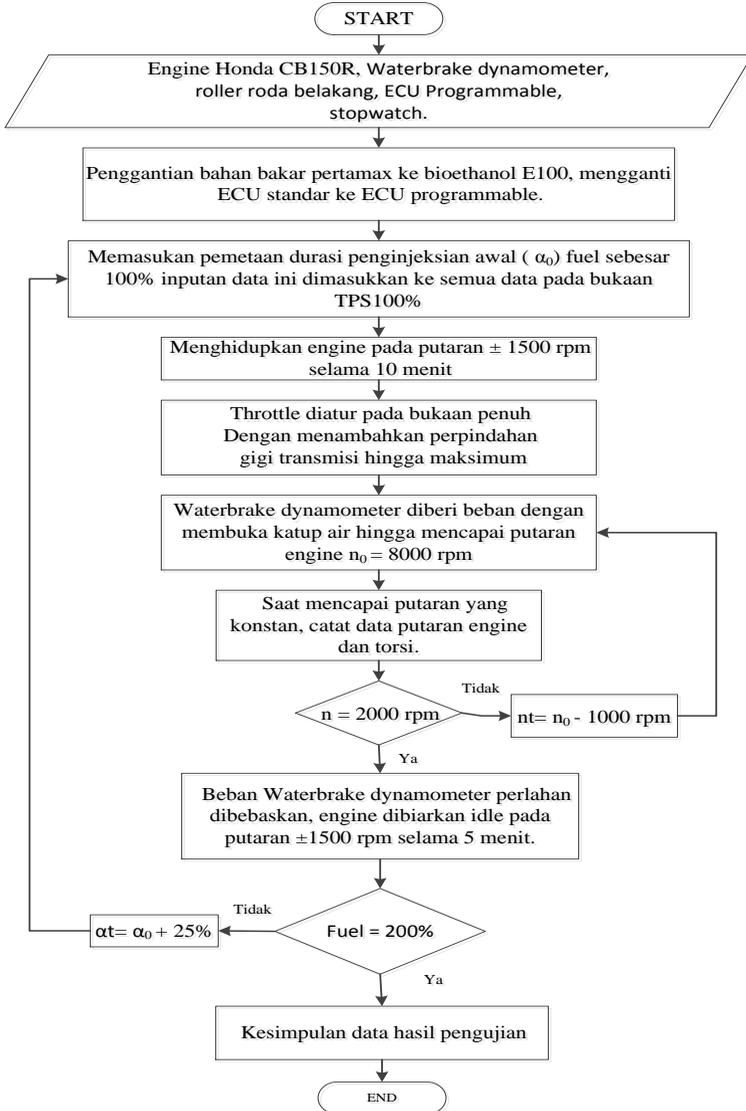
**Tabel 3.3** Jadwal kegiatan Tugas Akhir

Kegiatan	Oktober 2016				November 2016				Desember 2016				January 2017			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Studi literatur																
Persiapan alat dan bahan																
Eksperimen																
Pengolahan data																
Proses analisa dan pengambilan kesimpulan																
Sidang Proposal dan Revisi																
Sidang TA dan Revisi																

### 3.7 Flowchart Pengujian Bioetanol 100%



### 3.8 Flowchart Pengujian Jumlah Bahan Bakar



## BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai perhitungan dan analisa grafik yang diperlukan dalam penelitian. Perhitungan yang dimaksud adalah perhitungan unjuk kerja mesin antara lain torsi, daya, *bmp*, *sfc*, dan *effisiensi thermal*. Adapun data hasil penelitian seluruhnya dapat dilihat pada lampiran.

### 4.1 Perhitungan Unjuk Kerja

Tujuan dari perhitungan yang dilakukan ini adalah untuk mengetahui nilai setiap unjuk kerja dari *engine* honda CB150R berbahan bakar bioethanol 100%. Dalam penelitian ini ada parameter – parameter yang dihitung. Parameter tersebut adalah torsi, daya efektif (*bhp*), tekanan efektif rata – rata (*bmp*), konsumsi bahan bakar spesifik (*bsfc*), dan *effisiensi thermal*. Adapun data yang diukur dari penelitian ini yang merupakan data awal untuk perhitungan adalah :

- Torsi = 17,750 Nm
- Penambahan udara = 10%
- Putaran engine = 7000 rpm
- konsumsi bahan bakar =  $9,498 \cdot 10^{-4}$  kg/s
- Temperatur blok silinder = 125 °C
- Temperatur pelumas = 119 °C
- Temperatur gas buang = 683 °C
- konsumsi bahan bakar =  $9,498 \cdot 10^{-4}$  kg/s

#### 4.1.1 Perhitungan $\dot{m}$ Bahan Bakar

$\dot{m}$  bahan bakar pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 7000 rpm Data yang digunakan untuk menghitung  $\dot{m}$  bahan bakar adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \rho_{\text{bioethanol}} &= 794 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \text{volume bahan bakar} &= 25 \text{ ml} \end{aligned}$$

Waktu konsumsi bahan bakar = 20,9 s

$\dot{m}$  bahan bakar dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\dot{m} \text{ bahan bakar} = \frac{\rho_{\text{bioethanol}} \times \text{volume bahan bakar}}{\text{waktu konsumsi bahan bakar}}$$

$$\dot{m} \text{ bahan bakar} = \frac{794 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (25 \times 10^{-6})}{20.9 \text{ s}}$$

$$\dot{m} \text{ bahan bakar} = 0,0009498 \text{ kg/s}$$

#### 4.1.2 Perhitungan $\dot{m}$ Udara

Pengukuran  $\dot{m}$  udara pada pengujian *engine* dilakukan dengan pitot static tube yang dihubungkan dengan manometer menggunakan persamaan berikut, yaitu : menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 7000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times (\Delta h = l \sin \theta)}{\rho_{\text{udara}}}}$$

Dengan keterangan :

$SG_{\text{red oil}}$  = Specific gravity red oil (0,827)

$\rho_{\text{udara}}$  = Massa jenis udara ( $1,19 \text{ kg/m}^3$ )

$\rho_{H_2O}$  = Massa jenis air ( $1000 \text{ kg/m}^3$ )

$\Delta h$  = Selisih ketinggian cairan pada *manometer* (28mm)

$\theta$  = Besar sudut *incline manometer* ( $10^0$ )

Maka, kecepatan aliran udara dapat dihitung sebagai berikut :

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times \Delta h}{\rho_{\text{udara}}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \times \rho_{H_2O} \times SG \times g \times 2L \sin 10}{\rho_{\text{udara}}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 \times 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,827 \times \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} \times 2 \times 0,028 \sin 10}{1,19 \text{ kg/m}^3}}$$

$$V = 10,931 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang diukur dengan menggunakan *pitot static tube* merupakan kecepatan maksimal dari fluida yang melewati pipa. Dalam kasus ini fluida yang dimaksud adalah

biogas dan udara. Untuk memperoleh kecepatan rata-rata dari fluida tersebut digunakan perumusan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho v D_1}{\mu} \\ &= \frac{(1,19 \frac{kg}{m^3}) \times (10,931 \frac{m}{s}) \times (0,028m)}{0,018^{-3} \frac{Ns}{m^2}} \\ &= 19.452 \text{ (Aliran Turbulent)} \end{aligned}$$

Untuk  $Re v_{max} > 2 \times 10^4$

Faktor koreksi berdasarkan bilangan turbulent diatas, Fox and McDonald's [14] yaitu:

$$\begin{aligned} n &= -1.7 + 1.8 \log(Re v_{max}) \\ n &= -1.7 + 1.8 \log(19.452) \\ n &= 7,82 \\ \bar{V} &= \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \\ &= \frac{2 \times 7,82^2}{(7,82+1)(2 \times 7,82+1)} \\ \frac{\bar{V}}{U_{max}} &= 0,83 \end{aligned}$$

maka besar kecepatan rata-rata sebagai berikut :

$$\bar{v} = 0,83v$$

$$\bar{v} = 0,75 \times 10,931$$

$$\bar{v} = 9,10 \frac{m}{s}$$

Dengan mengetahui kecepatan udara maka nilai dari laju massa aliran udara (air mass flowrate)

dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m} \text{ udara} &= \rho_{udara} \times V_{udara} \times A_{udara} \\ \dot{m} \text{ udara} &= 1,19 \text{ kg/m}^3 \times 9,109 \text{ m/s} \times (\frac{3,14}{4} \times 0,032^2) \\ \dot{m} \text{ udara} &= 0,00801 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

### 4.1.3 Perhitungan Torsi

Dari hasil pengujian didapatkan nilai torsi pada saat putaran mesin sebesar 7000 rpm adalah 1,84 Kgf.m. Pada penelitian ini satuan yang digunakan yaitu sistem satuan SI, maka hasil pengukuran torsi tersebut harus dikonversikan.

Konversi yang dilakukan sebagai berikut :

$$T = 1,81 \text{ Kgf.m} \times \frac{9,80665 \text{ N}}{1 \text{ Kgf}} = 17,750 \text{ Nm}$$

### 4.1.4 Perhitungan Daya Efektif

Daya pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran 7000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus :

$$\text{Bhp} = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \quad (\text{kW})$$

Dimana : T = Torsi (N.m)

n = putaran poros *waterbrake dynamometer* (rps)

Data yang digunakan untuk menghitung daya adalah sebagai berikut :

- putaran poros *waterbrake dynamometer*  
 $n = 42718 \text{ rpm} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 711,97 \text{ rps}$
- torsi = 17,750 N.m

$$\text{Bhp} = 2 \times \pi \times n \times T / 1000 \quad (\text{kW})$$

$$\text{Bhp} = 2 \times 3,14 \times 711,97 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 17,750 \text{ N.m} / 1000$$

$$\text{Bhp} = 13,23 \text{ kW}$$

### 4.1.5 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

BMEP pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran *engine* 7000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$B_{mep} = \frac{bhp \times z}{A \times L \times n \times i}$$

Dimana :

- Bhp = daya motor (kW)
- A = Luas penampang torak (m<sup>2</sup>)
- L = panjang langkah torak (m)
- i = jumlah silinder
- n = putaran mesin (rps)
- Z = 2 (motor 4 langkah)

Data yang digunakan untuk menghitung tekanan efektif rata-rata adalah sebagai berikut :

- bhp = *brake horse power* = 13,23 kW
- D = diameter piston = 0,0635 m
- L = panjang langkah piston = 0,0472 m
- I = jumlah silinder = 1
- N = putaran mesin =  
42718 rpm  $\times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ s}} = 711,97 \text{ rps}$
- Z = 2 (motor 4 langkah)

Dari data diameter piston diatas, dapat ditentukan luas permukaan piston, yaitu :

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{3,14}{4} \times (0,0635\text{m})^2 = 0,0032 \text{ m}^2$$

Selanjutnya untuk mencari BMEP :

$$B_{mep} = \frac{13,23 \text{ kW} \times 2}{0,0032 \text{ m}^2 \times 0,0472 \text{ m} \times 711,97 \frac{\text{rev}}{\text{s}} \times 1}$$

$$B_{mep} = 746,1 \text{ kPa}$$

#### 4.1.6 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (SFC)

Konsumsi spesifik bahan bakar pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioetanol 100% dengan putaran engine 7000 rpm dapat dihitung menggunakan rumus:

$$Sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

Data yang digunakan untuk menghitung *specific fuel consumption* adalah sebagai berikut :

- $\dot{M}$  bahan bakar = 0,0009498 kg/s
- bhp = daya motor = 13233,95 Watt

Menghitung konsumsi bahan bakar spesifik:

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp} \times \frac{1000 \text{ Watt}}{1 \text{ KW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}}$$

$$bsfc = \frac{0,0009498 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{13233,95 \text{ Watt}} \times \frac{1000 \text{ Watt}}{1 \text{ KW}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ jam}}$$

$$bsfc = 0,258 \frac{\text{kg}}{\text{kW.jam}}$$

#### 4.1.7 Perhitungan Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal pada pengujian *engine* dengan menggunakan bahan bakar bioethanol 100% dengan putaran engine 7000 rpm dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\eta_{th} = \left( \frac{bhp}{\dot{m}_{bb} \times Q_{in}} \right) \times 100\%$$

Data yang digunakan untuk menghitung efisiensi termal adalah sebagai berikut :

- bhp = 13233,95 Watt
- $LHV_{Ethanol} = 26950000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
- $\dot{m}$  bahan bakar = 0,0009498 kg/s

Untuk mencari efisiensi thermal :

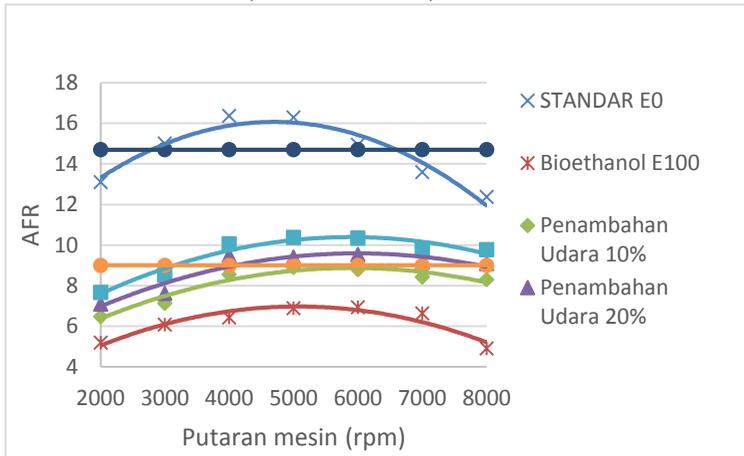
$$\eta_{th} = \left( \frac{13233,95 \text{ Watt}}{0,0009498 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 26950000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} \right) \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 51,7 \%$$

## 4.2 Analisa Unjuk Kerja Engine

Dalam penelitian ini akan membahas afr, lambda serta unjuk kerja berupa torsi, daya, tekanan efektif rata – rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi thermal, efisiensi volumetris yang dipengaruhi oleh variasi rasio kompresi dan rasio ekivalen pada setiap putaran mesin (rpm).

### 4.2.1 Grafik AFR (*Air Fuel Ratio*)



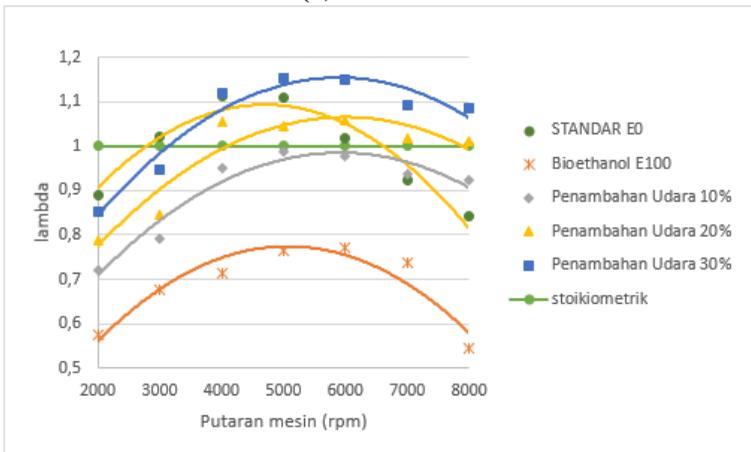
Gambar 4.1 Grafik AFR fungsi rpm

Pada gambar 4.1 menunjukkan tren dari afr fungsi putaran engine. Tren grafik diatas cenderung sama, yaitu dari rpm bawah AFR cenderung naik hingga mencapai puncak pada putaran engine menengah dan akhirnya turun dengan bertambahnya putaran engine. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 Sebelum dilakukan penambahan udara terlihat AFR berada di campuran terlalu kaya (rich), AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 6,146. Pada bahan bakar E100% dengan penambahan udara pembakaran 10% AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 8,079, sedangkan pada penambahan udara pembakaran 20% AFR rata-rata yang

dihasilkan adalah 8,77, dan pada penambahan udara pembakaran 30% AFR rata-rata yang dihasilkan adalah 9,504.

*Air Fuel Ratio* adalah perbandingan antara laju aliran massa udara dengan laju aliran massa bahan bakar. Bahan bakar yang digunakan dalam penelitian ini adalah Pertamina (E0) dan Bioethanol (E100). AFR stoikiometri dari kedua bahan bakar tersebut berbeda. Untuk bahan bakar Pertamina, AFR stoikiometrinya adalah 14,7:1. Sedangkan pada bahan bakar Bioethanol, AFR stoikiometrinya adalah 9:1. Bila ukuran massa udara dan massa bahan bakar persatuan waktu lebih besar dari nilai teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan ke dalam campuran miskin (lean). Sebaliknya bila ukuran massa bahan bakar dan massa udara bernilai di bawah AFR teoritisnya, maka campuran bahan bakar dan udara dikategorikan sebagai campuran kaya (rich). Dengan bertambahnya udara pembakaran maka afr yang dihasilkan semakin tinggi dikarenakan udara yang masuk diruang bakar bertambah sedangkan bahan bakar diruang bakar tetap.

#### 4.2.2 Grafik Lambda ( $\lambda$ )



Gambar 4.2 Grafik lambda fungsi rpm

Dari gambar 4.2 menunjukkan *trendline* lambda dari engine pada tiap putaran engine. lambda yang dihasilkan dari engine semuanya mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran engine dari 2000 hingga puncak nilai tertinggi 5000 rpm, dan akan mengalami penurunan pada putaran 6000 hingga 8000 rpm. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 lambda rata-rata yang dihasilkan adalah 0,68. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10% lambda rata-rata yang dihasilkan adalah 0,90, pada penambahan udara pembakaran 20% lambda rata-rata yang dihasilkan adalah 0,97, dan pada penambahan udara pembakaran 30% lambda rata-rata yang dihasilkan adalah 1,06.

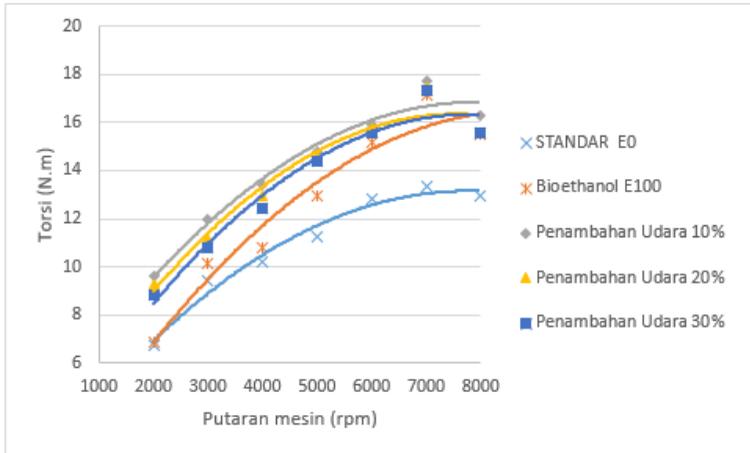
*Excess Air Factor* ( $\lambda$ ) adalah perbandingan antara jumlah udara dan bahan bakar yang sebenarnya terjadi di engine dengan jumlah udara dan bahan bakar secara teori atau stoikiometri. Pada bahan bakar *gasoline* Perbandingan udara yang dibutuhkan untuk membakar 14,7 kg udara membutuhkan 1kg bahan bakar yang kemudian disebut perbandingan campuran udara dan bahan bakar teori atau stoikiometrik. Hubungan langsung antara lambda dan stoikiometrik dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{AF_{Aktual}}{AF_{Teoritis}}$$

Jika lambda ( $\lambda$ ) < 1 menunjukkan bahwa campuran kaya atau kekurangan udara (terlalu banyak bahan bakar), jika lambda ( $\lambda$ ) = 1 menunjukkan bahwa campuran udara dan bahan bakar sesuai dengan teori, dan jika lambda ( $\lambda$ ) > 1 menunjukkan bahwa campuran miskin atau kekurangan bahan bakar.

Dengan bertambahnya udara pembakaran maka afr aktual akan semakin besar dengan nilai afr teoritis yang tetap maka nilai lambda yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan afr aktual yang dihasilkan dengan penambahan udara semakin tinggi seiring dengan penambahan udara.

### 4.2.3 Grafik Torsi



Gambar 4.3 Grafik Torsi fungsi rpm

Torsi merupakan ukuran kemampuan *engine* untuk menghasilkan kerja. Pada kendaraan, torsi dari *engine* digunakan untuk berakselerasi. Dari gambar 4.3 dapat dilihat *trendline* yang merepresentasikan torsi dari *engine* pada tiap putaran *engine*. Kenaikan torsi terjadi seiring dengan meningkatnya putaran *engine*. Pada *engine* standar dengan bahan bakar pertamax didapatkan torsi maksimum yang dihasilkan *engine* sebesar 13,33 N.m pada rpm 7000 dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 Sebelum dilakukan penambahan udara didapatkan torsi sebesar 17,16 N.m pada rpm 7000. Sedangkan pada bahan bakar E100% dengan penambahan udara 10%, 20%, dan 30% torsi maksimum masing-masing yang dihasilkan sebesar 17,75 N.m, 17,45 N.m, dan 17,35 N.m pada rpm 7000.

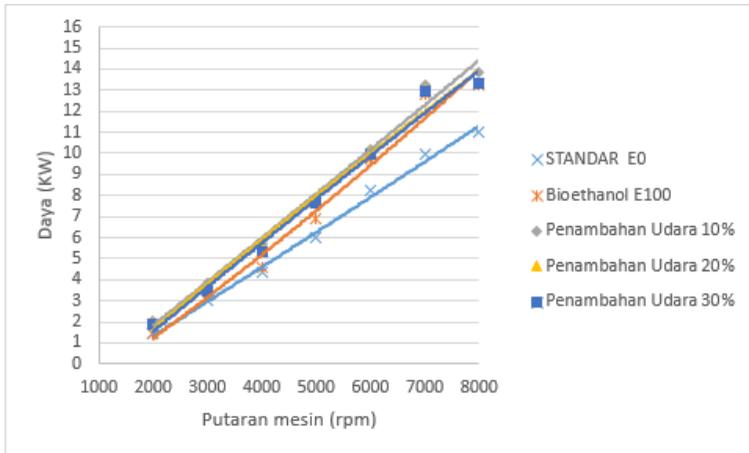
Peningkatan torsi seiring bertambahnya putaran *engine* tersebut terjadi karena pada putaran yang lebih tinggi, aliran udara yang memasuki ruang bakar lebih turbulen yang akan mengakibatkan campuran udara dan bahan bakar menjadi

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

Dengan bertambahnya udara pembakaran, torsi yang dihasilkan *engine* akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara akan membuat campuran bahan bakar menjadi miskin dalam ruang bakar, sehingga kalor yang mampu diserap oleh *engine* semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan torsi yang di hasilkan dengan penambahan udara lebih besar dari yang dihasilkan sebelum penambahan udara dilakukan.

#### **4.2.4 Grafik 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 4.4 Grafik Daya fungsi rpm

Pada gambar 4.4 menunjukkan *trendline* daya *engine* pada tiap putaran. Daya yang dihasilkan dari engine semuanya mengalami peningkatan seiring dengan bertambahnya putaran engine dari 2000 hingga 8000 rpm. Pada engine standar dengan bahan bakar pertamax daya maksimum yang dihasilkan sebesar 11,03 KW pada rpm 8000, dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 daya yang dihasilkan sebesar 13,22 KW pada rpm 8000. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan daya masing masing sebesar 13,87 KW, 13,28 KW dan 13,28 KW pada rpm 8000.

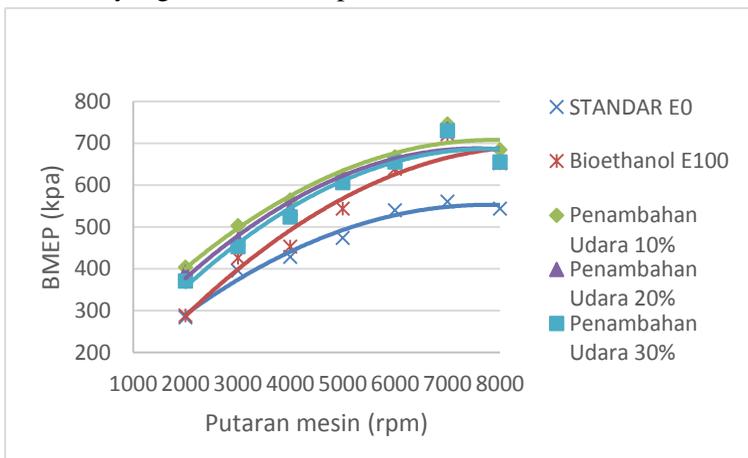
Semakin cepat putaran mesin, maka putaran poros juga semakin cepat. Akan tetapi, pada putaran tertentu torsi dan friksi yang terjadi lebih besar daripada kenaikan putaran yang terjadi. Hal ini akan mengakibatkan daya menurun. Daya akan menurun pada putaran tertentu dan pada umumnya pada putaran tinggi.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

bertambahnya putaran mesin. Hal ini dikarenakan pengujian hanya dilakukan pada batas 8000 rpm.

Dengan bertambahnya udara pembakaran, maka daya yang dihasilkan engine akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara maka bahan bakar yang masuk keruang bakar semakin sedikit, atau bisa dikatakan campuran miskin bahan bakar, sehingga kalor yang diserap oleh engine kecil, sehingga daya efektif yang dihasilkan engine juga semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan daya yang dihasilkan dengan penambahan udara lebih besar dari yang dihasilkan sebelum penambahan udara dilakukan.

#### 4.2.5 Grafik Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

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 4.5 Grafik BMEP fungsi rpm

Dari gambar 4.5 menunjukkan *trendline* tekanan efektif rata-rata dari engine pada tiap putaran engine. Bmep yang dihasilkan dari engine semuanya mengalami peningkatan seiring bertambahnya putaran engine dari 2000 hingga puncak nilai tertinggi 7000 rpm, dan akan mengalami penurunan pada putaran 8000 rpm. Pada keadaan standar dengan bahan bakar pertamax bmep maksimum yang dihasilkan adalah 560,609 KPa pada rpm 7000, dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 bmep maksimum yang dihasilkan sebesar 721,372 Kpa pada rpm 7000. Sedangkan Pada engine rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan bmep maksimum masing masing sebesar 746,104 Kpa, 733,73 Kpa dan 729,616 Kpa pada rpm 7000.

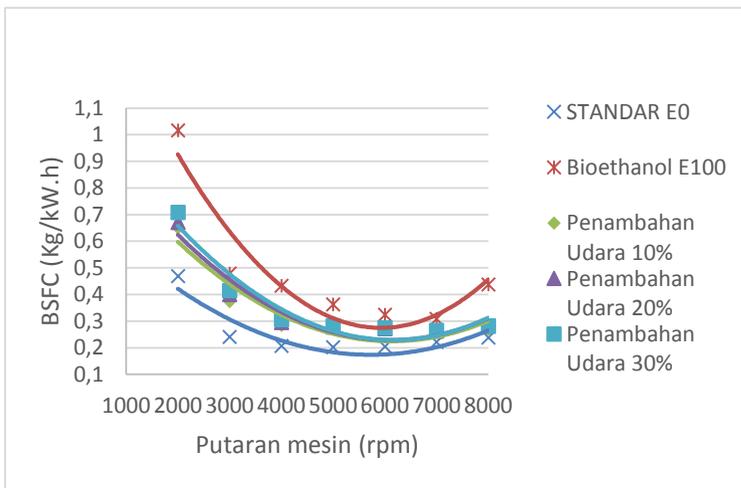
Pada *trendline* grafik 4.5 menunjukkan bahwa terlihat adanya tren kenaikan tekanan efektif rata-rata mulai dari putaran rendah hingga mencapai tekanan efektif rata-rata maksimum pada putaran 7000, kemudian tekana efektif rata-rata mengalami penurunan pada putaran engine yang lebih tinggi. Hal ini terjadi karena tekanan dalam ruang bakar akan semakin meningkat dengan jumlah pembakaran yang terjadi. Namun setelah mencapai titik puncak tertentu akan menurun, karena ledakan yang dihasilkan pembakaran tidak hanya bermanfaat untuk menghasilkan daya, akan tetapi juga digunakan untuk mengatasi *losses-losses* yang terjadi.

Pada grafik 4.5 menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai bmep untuk masing-masing penambahan udara pembakaran. Dengan bertambahnya udara bmep yang dihasilkan akan semangkin menurun. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara pembakaran maka bahan bakar diruang bakar semangkin sedikit, atau bisa dikatakan campuran miskin bahan bakar dalam ruang bakar. Sehingga daya yang dihasilkan kecil akibatnya nilai bmep juga semakin kecil. Tetapi secara keseluruhan bmep yang di hasilkan dengan

penambahan udara lebih besar dari yang dihasilkan sebelum penambahan udara dilakukan.

#### 4.2.6 Grafik Konsumsi Spesifik Bahan Bakar (BSFC)

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 sempurna pembakaran, maka yang sfc yang dihasilkan semakin bagus.



Gambar 4.6 Grafik BSFC fungsi rpm

Dari gambar 4.6 menunjukkan *trendline* konsumsi spesifik bahan bakar pada tiap putaran engine pada keadaan standar dengan bahan bakar pertamax konsumsi spesifik bahan bakar minimum yang dihasilkan adalah 0,202 kg/kW.jam dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 konsumsi spesifik bahan bakar minimum yang dihasilkan sebesar 0,307 kg/kW.jam. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol

100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan konsumsi spesifik bahan bakar minimum masing masing sebesar 0,258 kg/kW.jam, 0,262 kg/kW.jam dan 0,264 kg/kW.jam.

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 pertambahan putaran mesin, sehingga homogenitas campuran bahan bakar dan udara menjadi baik dan menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna. Hal ini sesuai dengan rumus bsfc yang didapat melalui persamaan:

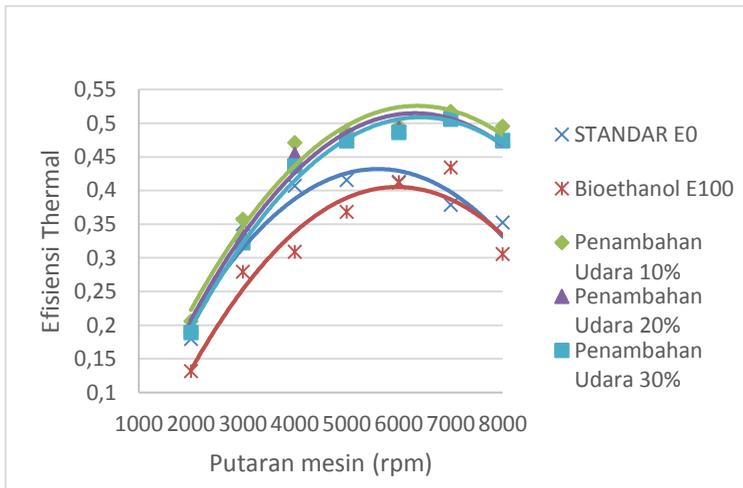
$$sfc = \frac{\dot{m}_{bb}}{bhp}$$

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.

Pada trendline menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai konsumsi spesifik bahan bakar untuk masing-masing penambahan udara pembakaran. Dengan bertambahnya udara pembakaran, maka konsumsi spesifik bahan bakar yang dihasilkan engine akan semakin naik. Hal ini dikarenakan semakin banyak udara yang ditambahkan maka daya yang dihasilkan semakin kecil yang berakibat pada kenaikan nilai sfc.

#### **4.2.7 Grafik Efisiensi Thermal**

*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 4.7 Grafik *Effisiensi Thermal* fungsi rpm

Dari gambar 4.7 menunjukkan *trendline efisiensi thermal* dari engine pada tiap putaran engine. Pada keadaan standar dengan bahan bakar pertamax *effisiensi thermal* maksimum yang dihasilkan adalah 0,415 dan pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 *effisiensi thermal* maksimum yang dihasilkan sebesar 0,434. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan *effisiensi thermal* maksimum masing masing sebesar 0,517, 0,508 dan 0,505.

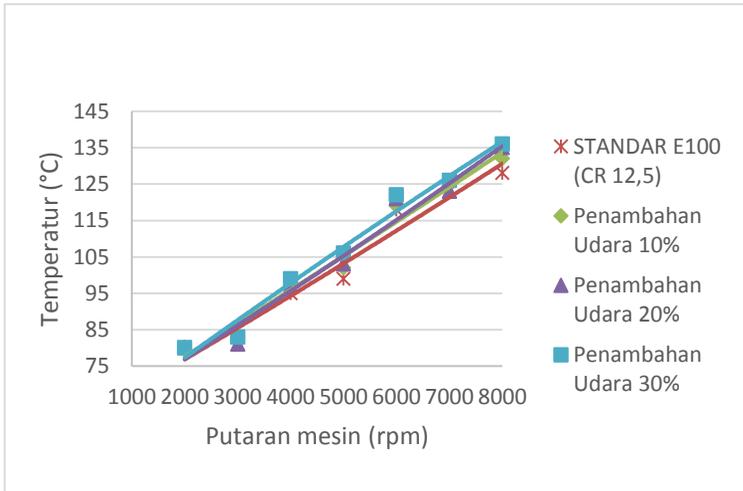
Pada saat putaran rendah maka pencampuran bahan bakar kurang optimal, dikarenakan turbulensi dari campuran udara dan bahan bakar yang masuk terlalu kaya, sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Seiring dengan bertambahnya putaran mesin, akan ada saat dimana turbulensi dan waktu pembakaran mencapai kondisi yang terbaik sehingga mendapatkan efisiensi yang paling optimal sehingga didapatkan *effisiensi* yang tinggi. Pada putaran mesin yang sangat tinggi waktu terjadinya

pembakaran sangat cepat sehingga pembakaran kurang optimal, yang menyebabkan efisiensi menurun.

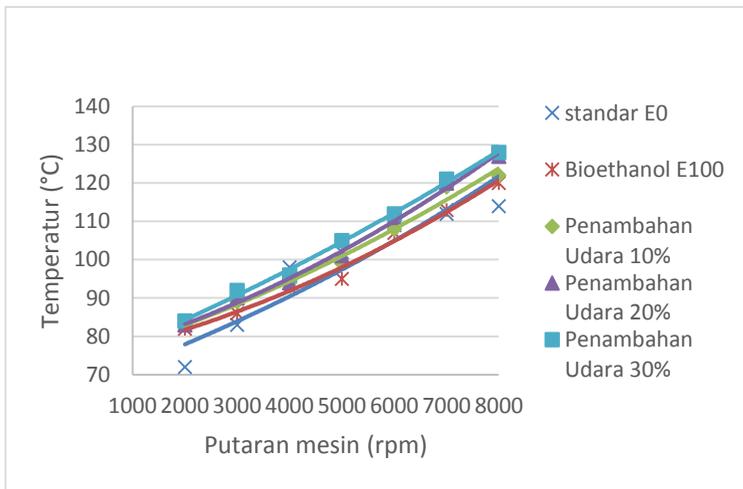
Dengan penambahan udara pembakaran, maka *effisiensi thermal* yang dihasilkan engine akan semakin turun. Hal ini dikarenakan bertambahnya udara pembakaran maka bahan bakar didalam ruang bakar semakin sedikit sehingga panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif menjadi kecil yang berakibat *effisiensi thermal* yang dihasilkan kecil.

#### **4.2.8 Analisa Grafik Temperatur Blok Silinder, Pelumas, dan Gas Buang Sebagai Fungsi Putaran *Engine***

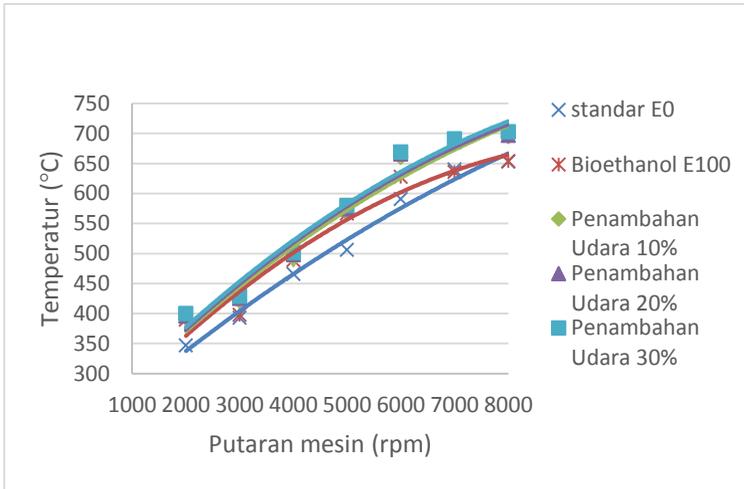
Suatu *engine* tidak hanya dapat menghasilkan unjuk kerja tetapi juga dapat menghasilkan informasi kondisi operasional *engine*. Kondisi operasional tersebut seperti temperatur pada *engine* (*block, exhaust, pelumas*) dan emisi gas buang (CO dan HC). Dimana nilai dari operasional *engine* akan mempengaruhi dari hasil unjuk kerjanya dikarenakan apabila temperatur *engine* yang terlalu tinggi akan mempengaruhi viskositas dari pelumasnya dan menghasilkan *friction* yang berlebih sehingga menyebabkan panas yang terbuang lebih besar. Lalu pada emisi gas buang menunjukkan reaksi pembakaran yang terjadi di ruang bakar sesuai dengan stokiometri atau sebaliknya.



Gambar 4.8 Grafik Temperatur Blok Silinder fungsi rpm



Gambar 4.9 Grafik Temperatur Pelumas fungsi rpm



Gambar 4.10 Grafik Temperatur Gas Buang fungsi rpm

Pada gambar 4.8 menunjukkan grafik temperatur blok silinder fungsi putaran mesin. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum pada keadaan belum dilakukan penambahan udara pembakaran dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah 128°C . Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan temperatur maksimum masing-masing sebesar 132°C, 135°C dan 136°C. Pada gambar 4.9 menunjukkan grafik temperatur pelumas fungsi putaran mesin. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum pada keadaan belum dilakukan penambahan udara pembakaran dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah

120°C . Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan temperatur maksimum masing-masing sebesar 122°C, 127°C dan 128°C. Pada gambar 4.10 menunjukkan grafik temperatur gas buang fungsi putaran mesin. Pada trendline grafik temperatur diatas dapat dilihat bahwa terjadi peningkatan temperatur seiring bertambahnya putaran mesin. Terlihat dari grafik bahwa temperatur maksimum pada keadaan belum dilakukan penambahan udara pembakaran dengan bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 adalah 654°C . Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan temperatur maksimum masing-masing sebesar 695°C, 697°C dan 703°C.

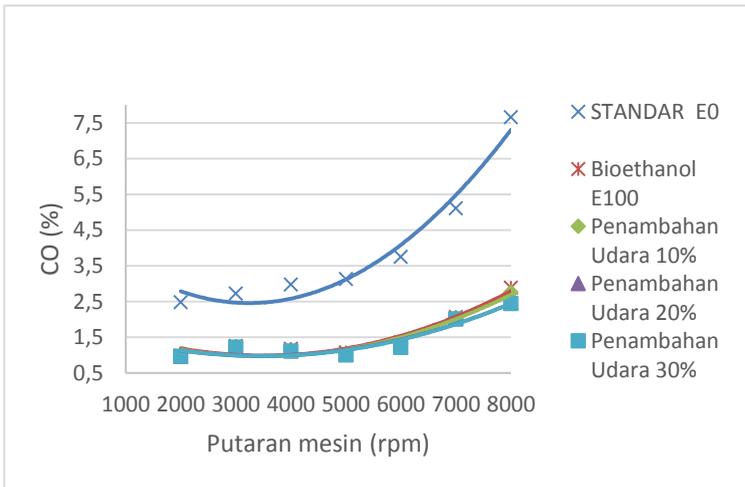
Dari gambar 4.8, 4.9, dan 4.10 diatas bisa dianalisa temperatur operasional pada penelitian ini. Dari ketiga grafik diatas, terdapat *trendline* yang hampir sama untuk temperatur *blok silinder*, pelumas, dan temperatur gas buang. Terlihat pada ketiga grafik temperatur akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya putaran *engine*. 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.

Dengan bertambahnya udara pembakaran temperatur blok silinder, pelumas dan gas buang akan semakin tinggi. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya udara akan membuat bahan bakar diruang bakar semakin sedikit, semakin sedikit bahan bakar di ruang bakar maka temperatur semakin panas karna kalor yang di lepas semakin besar.

### 4.3 Analisa Emisi Gas Buang

#### 4.3.1 Karbon Monoksida (CO)

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 4.11 Grafik Karbon Monoksida (CO) Fungsi rpm

Pada gambar 4.11 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang CO dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama. Besar nilai CO cenderung naik seiring bertambahnya putaran engine. Dari pengujian *engine* dengan

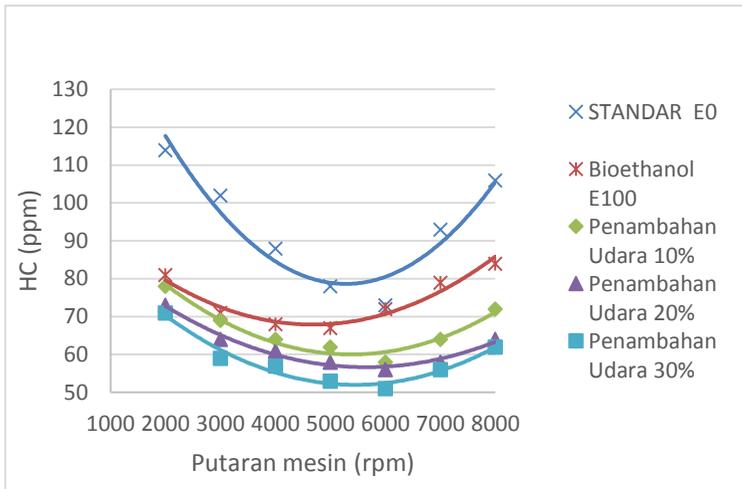
bahan bakar pertamax pada keadaan standar emisi CO minimum yang dihasilkan adalah 2,48% dan emisi CO maksimum adalah 7,65%. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 emisi CO minimum yang dihasilkan sebesar 0,993% dan emisi CO maksimum adalah 2,89%. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan emisi minimum masing-masing sebesar 0,985%, 0,967%, dan 0,975% dan emisi maksimum dari masing-masing penambahan udara adalah 2,76%, 2,453%, dan 2,451%.

Pada saat putaran mesin rendah, maka turbulensi yang terjadi terlalu kecil untuk membentuk homogenitas campuran udara dan bahan bakar sehingga emisi CO pada putaran rendah relatif tinggi. Ketika putaran *engine* dinaikan, tingkat turbulensi campuran didalam ruang bakar meningkat sehingga emisi CO berkurang hingga mencapai titik terendah pada putaran tertentu. Namun, ketika putaran *engine* terus dinaikan hingga putaran maksimal, emisi CO kembali meningkat. Hal ini dikarenakan ketika putaran tinggi waktu untuk menyelesaikan pembakaran cenderung pendek sehingga pembakaran yang terjadi kurang sempurna. Pada trendline grafik 4.11 menunjukkan bahwa pada putaran yang sama, terjadi perbedaan nilai karbon monoksida untuk masing-masing penambahan udara pembakaran. Dengan bertambahnya udara pembakaran, maka karbon monoksida yang dihasilkan *engine* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan dengan berkurangnya bahan bakar yang masuk ruang bakar, maka ketidak sempurnaan pembakaran bisa dikurangi. Kandungan karbon dalam bahan bakar mampu bereaksi lebih baik dengan oksigen.

Dengan menambahkan udara pembakaran 10%, 20%, dan 30% nilai emisi CO yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan menambahkan udara pembakaran maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik,

sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar.

#### 4.3.2 Hidrokarbon (HC)



Gambar 4.12 Grafik Hidrokarbon (HC) Fungsi rpm

Pada gambar 4.12 menunjukkan hubungan antara emisi gas buang HC dengan putaran mesin. Trendline grafik yang ditunjukkan relatif sama. Besar nilai 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. Dari pengujian *engine* dengan bahan bakar pertamax pada keadaan standar emisi HC minimum yang dihasilkan adalah 73 ppm dan emisi HC maksimum adalah 114 ppm. Pada bahan bakar bioethanol 100% yang telah dimodifikasi rasio kompresi menjadi 12,5 emisi HC minimum yang dihasilkan sebesar 67 ppm dan emisi HC maksimum adalah 84 ppm. Sedangkan Pada engine dengan rasio kompresi 12,5 berbahan bakar bioethanol 100% dengan penambahan udara pembakaran 10%, 20% dan 30% didapatkan emisi minimum masing-masing

sebesar 58 ppm, 56 ppm, dan 51 ppm dan emisi maksimum dari masing-masing penambahan udara adalah 78 ppm, 73 ppm, dan 71 ppm.

Emisi HC atau Unburned Hidrokarbon adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Secara teoritis kadar emisi HC akan menurun seiring meningkatnya putaran *engine*. Hal ini disebabkan oleh meningkatnya homogenitas campuran udara dan bahan bakar seiring dengan pertambahan putaran *engine*. Namun di putaran atas, emisi HC akan meningkat karena pembakaran yang terjadi saat putaran atas akan semakin tidak sempurna karena campuran bahan bakar dan udara yang semakin kaya di putaran atas. Penurunan emisi HC ini terjadi karena dengan penambahan udara pembakaran membuat campuran bahan bakar dan udara semakin homogen, maka pembakaran yang terjadi di ruang bakar akan menjadi lebih baik. Dengan semakin sempurnanya pembakaran inilah maka emisi HC akan turun.

Dengan menambahkan udara pembakaran 10%, 20%, dan 30% nilai emisi CO yang dihasilkan akan semakin kecil. Hal ini dikarenakan dengan menambahkan udara pembakaran maka pembakaran yang terjadi didalam ruang bakar akan semakin baik, sehingga semakin banyak bahan bakar yang dapat terbakar secara sempurna didalam ruang bakar.

Halaman ini sengaja dikosongkan

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Setelah melakukan penelitian terhadap penambahan udara pembakaran pada engine CB150R berbahan bakar bioethanol 100% dengan rasio kompresi 12,5 dapat diambil kesimpulan bahwa :

1. Dari penelitian terhadap penambahan udara pembakaran 10%, 20%, dan 30% dapat diketahui bahwa pada penambahan udara 10% menghasilkan unjuk kerja yang terbaik. Unjuk kerja seperti torsi, daya, bmep, efisiensi thermal mengalami peningkatan masing-masing sebesar 12,52%, 9,25%, 12,52%, 35,18%, dan sfc mengalami penurunan sebesar 29,15%. Sedangkan emisi gas buang seperti CO dan HC mengalami penurunan sebesar 2,84% dan 10,54%.
2. Sedangkan emisi gas buang yang dihasilkan pada penambahan udara pembakaran 30% lebih bersih bila dibandingkan dengan penambahan udara 10%. Hal ini dapat dilihat dari kandungan emisi gas buang :
  - Emisi CO pada penambahan udara 30% mengalami penurunan sebesar 7,43 %
  - Emisi HC pada penambahan udara 30% mengalami penurunan sebesar 21,65 %

#### **5.2 Saran**

1. Perlu dilakukan penelitian selanjutnya mengenai suhu penambahan udara pembakaran pada bahan bakar bioethanol 100%, terkait dengan masalah penyalaan awal yang susah.
2. Perlu dilakukan penelitian selanjutnya mengenai penambahan udara pembakaran dengan menggunakan variasi bahan bakar bioethanol dengan kandungan yang berbeda.

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

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] **Kementerian Energi dan sumber daya mineral.** <http://www.statistik.migas.esdm.go.id>.
- [2] Mustafa Balat. ***Progress in Bioethanol Processing.*** *Progres in Energy and Combustion Science* 34.2008. 551-573.
- [3] Sudarmanta, Bambang., Darsopuspito, Sudjud., Sungkono, Djoko. 2014. ***Influence of Bioethanol–gasoline blended Fuel on Performance and Emissions Characteristics from Port Injection Sinjai Engine 650 cc.*** *Journal of Applied Mechanics and Materials.* Vol. 493, pp. 273-274.
- [4] C. Ananda Srinivasan, and C.G. Saravanan. ***Study of Combustion Characteristics of an SI Engine Fuelled with Ethanol and Oxygenated Fuel Additives.*** *Journal of Sustainable energy & Environment* 1(2010) 85-91.
- [5] Gayuh Agung P. ***Studi Eksperimental Pengaruh Mapping Ignition Timing dan Penginjeksian Bahan Bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine HONDA CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100,*** *Jurnal Teknik Pomits* 2016.
- [6] Renno Feibianto. ***Studi Eksperimental Pengaruh Rasio Kompresi dan durasi penginjeksian bahan bakar Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Engine HONDA CB150R Berbahan Bakar Bioetanol E100,*** *Jurnal Teknik Pomits* 2016.
- [7] Turner, Dale, Xu, Hongming, Cracknell, Roger F, Natarajan, Vinod, Chen, Xiangdong. 2011. ***Combustion Performance of Bioethanol at Various blend ratios in a Gasoline Direct Injection Engine.*** *Scienc Direct : Elsevier,* 5 Januari 2011.
- [8] Vancoillie, J, Demuynck, J, Sileghem, I., Van de Ginste, M., Verhelest, S., Brabant, L., Van Hoorbeke, L. 2013. ***The Potential of Methanol as a Fuel For Flex-Fuel and Dedicated Spark-Ignition Engine.*** *Journal of Applied Energy.* vol. 102, pp., 141.

- [9] Encyclopedia Britannica. *4 stroke otto cycle*, <http://www.EncyclopediaBritannica.co.uk>.
- [10] Kawano, Djoko Sungkono. 2011. **Motor Bakar Torak (Bensin)**. Surabaya: Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
- [11] University of leicester. *Advance Automotive Engineering, Valve Mechanism*. Leicester : [http://www.le.ac.uk/transport/advanced automotive engineering](http://www.le.ac.uk/transport/advanced_automotive_engineering).
- [12] Heywood, JB. 1988. *Internal Combustion Engine*. London: Mc Grawhill.
- [13] Alexandru Cernat. 2014. *An Experimental Study on Performance and Emission Characteristics of a Bioethanol Fueled S.I. Engine*. U;P.B.Sci. Bull.,Series D, VOL.76,Iss.1.
- [14] Robert W.Fox,Alan T. McDonald, Philip J.Pritchard. 2010.Introduction to Fluid Mechanics 7<sup>th</sup> edition, John Wiley & Sons,Denver.

## **LAMPIRAN**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**Lampiran A****Data hasil pengujian engine CB150R****Tabel A.1 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar pertamax dengan rasio kompresi 11 (standar)**

Pertamax CR= 11 (standar)								
rpm	m bb (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	bmep (Kpa)	Bsfc (kg/Kw.h)	eff. Thermal	AFR
2000	0,000188	203,42	6,767	1,441	284,427	0,468	0,179	13,10
3000	0,000200	305,13	9,414	3,008	395,724	0,240	0,350	15,00
4000	0,000249	406,84	10,199	4,345	428,701	0,206	0,407	16,37
5000	0,000337	508,55	11,278	6,006	474,044	0,202	0,415	16,29
6000	0,000465	610,26	12,847	8,210	539,998	0,204	0,412	14,95
7000	0,000613	711,97	13,337	9,944	560,609	0,222	0,378	13,60
8000	0,000729	813,68	12,945	11,030	544,121	0,238	0,352	12,37

**Tabel A.2 Data hasil pengujian bahan bakar pertamax dengan rasio kompresi 11 (standar)**

Pertamax CR= 11 (standar)					
rpm	temperatur			emisi	
	blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO (%)	HC (ppm)
2000	100	72	347	2,482	114
3000	108	83	393	2,723	102
4000	105	98	466	2,978	88
5000	110	102	506	3,132	78
6000	127	109	591	3,752	73
7000	128	112	640	5,112	93
8000	130	114	653	7,655	106

**Tabel A.3 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 (standar)**

Bioethanol 100 % CR=12.5 (standar)									
rpm	m bb (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (KW)	bmep (Kpa)	bsfc (kg/Kw.h)	eff. Thermal	AFR	lambda
2000	0,000413	203,42	6,865	1,462	288,549	1,017	0,131	5,18	0,58
3000	0,000431	305,13	10,150	3,243	426,640	0,479	0,279	6,08	0,68
4000	0,000553	406,84	10,787	4,596	453,434	0,433	0,309	6,42	0,71
5000	0,000695	508,55	12,945	6,894	544,121	0,363	0,368	6,89	0,77
6000	0,000874	610,26	15,200	9,714	638,929	0,324	0,413	6,93	0,77
7000	0,001094	711,97	17,162	12,795	721,372	0,308	0,434	6,63	0,74
8000	0,001606	813,68	15,524	13,228	652,532	0,437	0,306	4,89	0,54

**Tabel A.4 Data hasil pengujian bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 (standar)**

Bioethanol 100 % CR=12.5 (standar)							
rpm	$\Delta h$ (mm) - pitot	m udara	temperatur			emisi	
			blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO (%)	HC (ppm)
2000	2	0,00214	80	82	390	0,993	81
3000	3	0,00262	81	86	398	1,263	71
4000	5,5	0,00355	95	93	489	1,174	68
5000	10	0,00478	99	95	567	1,079	67
6000	16	0,00605	118	107	628	1,354	72
7000	23	0,00726	123	113	636	2,065	79
8000	27	0,00786	128	120	654	2,89	84

**Tabel A.5 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 10%**

Penambahan Udara 10% CR=12,5									
rpm	m bb (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (kW)	Bmep (kpa)	Bsfc (kg/Kw.h)	eff. Thermal	AFR	lambda
2000	0,000370	203,42	9,611	2,047	403,968	0,650	0,206	6,47	0,72
3000	0,000397	305,13	11,964	3,823	502,899	0,374	0,357	7,13	0,79
4000	0,000451	406,84	13,435	5,724	564,731	0,284	0,471	8,55	0,95
5000	0,000602	508,55	14,808	7,886	622,441	0,275	0,486	8,89	0,99
6000	0,000761	610,26	15,887	10,153	667,784	0,270	0,495	8,78	0,98
7000	0,000950	711,97	17,750	13,234	746,105	0,258	0,517	8,43	0,94
8000	0,001039	813,68	16,279	13,871	684,273	0,270	0,495	8,30	0,92

**Tabel A.6 Data hasil pengujian bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 10%**

Penambahan Udara 10% CR=12,5							
rpm	$\Delta h$ (mm) - pitot	m udara	temperatur			emisi	
			blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO (%)	HC (ppm)
2000	2,5	0,00239	80	83	393	0,985	78
3000	3,5	0,00283	83	89	421	1,214	69
4000	6,5	0,00386	97	94	491	1,146	64
5000	12,5	0,00535	102	99	568	1,042	62
6000	19,5	0,00668	119	108	660	1,321	58
7000	28	0,00801	125	119	683	2,043	64
8000	32,5	0,00862	132	122	695	2,76	72

**Tabel A.7 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 20%**

Penambahan Udara 20% CR=12,5									
rpm	m bb (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (kW)	Bmep (Kpa)	bsfc (kg/kW.h)	eff. Thermal	AFR	lambda
2000	0,000370	203,42	9,316	1,985	391,602	0,671	0,199	7,09	0,79
3000	0,000397	305,13	11,180	3,572	469,922	0,400	0,334	7,62	0,85
4000	0,000451	406,84	12,945	5,515	544,121	0,294	0,454	9,49	1,05
5000	0,000602	508,55	14,612	7,782	614,197	0,278	0,480	9,41	1,05
6000	0,000761	610,26	15,789	10,090	663,662	0,271	0,492	9,54	1,06
7000	0,000950	711,97	17,456	13,015	733,738	0,263	0,508	9,15	1,02
8000	0,001039	813,68	15,593	13,286	655,418	0,282	0,474	9,09	1,01

**Tabel A.8 Data hasil pengujian bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 20%**

Penambahan Udara 20% CR=12,5							
rpm	$\Delta h$ (mm) - pitot	m udara	temperatur			emisi	
			blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO (%)	HC (ppm)
2000	3	0,00262	80	83	396	0,967	73
3000	4	0,00303	81	90	425	1,231	64
4000	8	0,00428	97	94	498	1,127	61
5000	14	0,00566	103	101	574	1,021	58
6000	23	0,00726	121	111	666	1,232	56
7000	33	0,00869	123	120	687	2,021	58
8000	39	0,00945	135	127	697	2,453	64

**Tabel A.9 Data hasil perhitungan unjuk kerja engine bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 30%**

Penambahan udara 30% CR=12,5									
rpm	m bb (kg/s)	Putaran Roller (rps)	Torsi (N.m)	Daya (kW)	bmep (Kpa)	bsfc (kg/Kw.h)	eff. Thermal	AFR	lambda
2000	0,000370	203,42	8,826	1,880	370,991	0,708	0,189	7,66	0,85
3000	0,000397	305,13	10,787	3,447	453,434	0,415	0,322	8,52	0,95
4000	0,000451	406,84	12,454	5,306	523,510	0,306	0,436	10,06	1,12
5000	0,000602	508,55	14,416	7,677	605,952	0,282	0,474	10,37	1,15
6000	0,000761	610,26	15,593	9,965	655,418	0,275	0,486	10,34	1,15
7000	0,000950	711,97	17,358	12,941	729,616	0,264	0,506	9,82	1,09
8000	0,001039	813,68	15,593	13,286	655,418	0,282	0,474	9,77	1,09

**Tabel A.10 Data hasil pengujian bahan bakar bioethanol dengan rasio kompresi 12,5 penambahan udara 30%**

Penambahan Udara 30% CR=12,5							
rpm	$\Delta h$ (mm) - pitot	m udara	temperatur			emisi	
			blok Silinder	Pelumas	Exhaust	CO (%)	HC (ppm)
2000	3,5	0,00283	80	84	400	0,975	71
3000	5	0,00338	83	92	429	1,221	59
4000	9	0,00454	99	96	502	1,117	57
5000	17	0,00624	106	105	580	1,011	53
6000	27	0,00786	122	112	669	1,222	51
7000	38	0,00933	126	121	691	2,017	56
8000	45	0,01015	136	128	703	2,451	62

## BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Kepahiang Prov. Bengkulu pada tanggal 11 Agustus 1992, merupakan anak tunggal, dari pasangan Bapak Syafrizal dan Ibu Elti Sumarni.

Penulis memulai pendidikan dasar di TK AISYIYAH Kepahiang, kemudian di SD Negeri 04 Kepahiang, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 1 Kepahiang, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMK Negeri 2 Pekanbaru dengan konsentrasi Otomotif dan menyelesaikan pendidikan SMK pada tahun 2010. Pada September 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Universitas Gadjah Mada Yogyakarta pada Fakultas Teknik, Program Studi Diploma Teknik Mesin dan lulus pada Juli 2013. Pada Agustus 2014, penulis melanjutkan studi Program Sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada motor bakar, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir pada bidang pengembangan bahan bakar alternatif menggunakan bahan bakar bioethanol. Dan penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat bagi orang lain.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di [naziful\\_fikri@ymail.com](mailto:naziful_fikri@ymail.com)

*Halaman ini sengaja dikosongkan*