

**ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER  
8 LUBANG TERHADAP PERUBAHAN PERFORMA  
DAN EMISI SEPEDA MOTOR 4-LANGKAH / 125 CC  
DENGAN PENAMBAHAN LPG**

**SKRIPSI**

Oleh

**TRI SULISTIYO**

**0403020688**



**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA  
GANJIL 2007/2008**

**ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER  
8 LUBANG TERHADAP PERUBAHAN PERFORMA  
DAN EMISI SEPEDA MOTOR 4-LANGKAH / 125 CC  
DENGAN PENAMBAHAN LPG**

**SKRIPSI**

Oleh

**TRI SULISTIYO**

**0403020688**



**SKRIPSI INI DIAJUKAN UNTUK MELENGKAPI SEBAGAI  
PERSYARATAN MENJADI SARJANA TEKNIK**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS INDONESIA  
GANJIL 2007/2008**

## **PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI**

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul :

**”ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER  
8 LUBANG TERHADAP PERUBAHAN PERFORMA DAN EMISI  
SEPEDA MOTOR 4-LANGKAH / 125 CC DENGAN PENAMBAHAN  
LPG”**

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

Depok, 9 Januari 2008

**Tri Sulistiyo**

NPM : 0403020688

# PENGESAHAN

Skripsi dengan judul :

**ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER  
8 LUBANG TERHADAP PERUBAHAN PERFORMA DAN EMISI  
SEPEDA MOTOR 4-LANGKAH / 125 CC DENGAN PENAMBAHAN LPG**

Dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia.

Disusun oleh : Tri Sulistiyono  
Nomor Mahasiswa : 0403020688  
Program Studi : Teknik Mesin

Skripsi ini dapat disetujui untuk diajukan dalam sidang Ujian Skripsi

Depok, 9 Januari 2008

Dosen Pembimbing

**Prof. Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng**

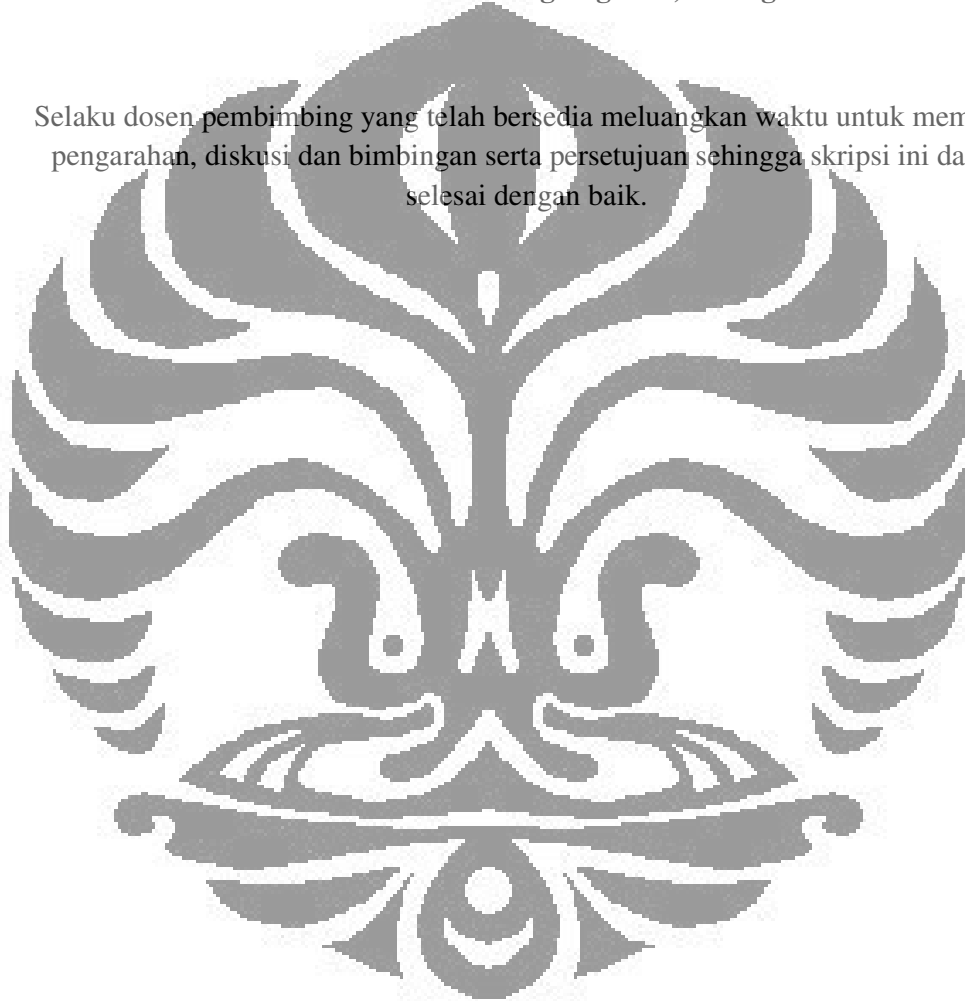
NIP. 131 597 860

## UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada :

**Prof.Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng**

Selaku dosen pembimbing yang telah bersedia meluangkan waktu untuk memberi pengarahan, diskusi dan bimbingan serta persetujuan sehingga skripsi ini dapat selesai dengan baik.



Tri Sulistiyono  
NPM 0403020688  
Departemen Teknik Mesin

Dosen Pembimbing  
Prof.Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng

**ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER  
8 LUBANG TERHADAP  
PERUBAHAN PERFORMA DAN EMISI SEPEDA MOTOR 4  
LANGKAH / 125 CC DENGAN PENAMBAHAN LPG**

**ABSTRAK**

Cara alternatif untuk mendapatkan karakteristik sepeda motor yang sesuai dengan kebutuhan ialah modifikasi. Modifikasi ini bertujuan untuk melakukan penghematan bahan bakar dan juga peningkatan performa mesin melalui percepatan yang semakin tinggi. Merujuk pada skripsi sebelumnya, salah satu modifikasi yang dapat dilakukan adalah dengan melakukan penambahan LPG (*Liquified Petroleum Gas*) pada sistem pemasukkan bahan bakar di sepeda motor 4-langkah berbahan bakar premium. Penambahan LPG pada sistem bahan bakar mampu meningkatkan unjuk kerja mesin dibandingkan ketika mesin bekerja tanpa tambahan LPG yang dipantau dengan menggunakan alat dinamometer. Penelitian selanjutnya dengan melakukan pengujian dengan metode uji jalan merunut pada acuan SNI 09-4405-1997 (Cara uji unjuk kerja jalan sepeda motor) dan SNI 09-1400-1995 (Cara uji percepatan sepeda motor roda dua) juga membuktikan bahwa penambahan LPG mampu meningkatkan akselerasi maupun menurunkan konsumsi bahan bakar (hemat).

Oleh karena itu dilakukan penelitian untuk mengoptimalkan hal tersebut dengan cara melakukan perubahan mekanisme pencampuran antara LPG (Propana 4,58% dan butana 83,14%) dan udara sebelum masuk ke dalam karburator yang kemudian dilakukan pengujian jalan sesuai SNI. Mekanisme sebelumnya menggunakan mekanisme campuran dengan Fuel jet dan saat ini akan dikembangkan dengan menggunakan metoda pencampuran menggunakan venturi mixer dengan variasi 4,8 dan 12 lubang. Tujuannya untuk menciptakan campuran yang lebih homogen. Untuk menunjang pengamatan aliran pencampurannya digunakan software Computational Fluid Dynamics (CFD).

Analisis yang dilakukan adalah dengan melakukan perbandingan antara performa dan emisi sepeda motor tanpa penambahan LPG dengan penambahan LPG dengan venturi mixer. Perubahan ini membawa hasil yang lebih positif, pada venturi mixer 8 lubang mampu menurunkan kadar CO, NO<sub>x</sub>, HC pada emisi gas buang sepeda motor dan menaikkan daya motor.

**Kata kunci : Modifikasi, Bahan Bakar, Sepeda Motor, LPG, Uji Jalan, emisi, Tes Dyno, Venturi Mixer.**

Tri Sulistiyono  
NPM 0403020688  
Mechanical Engineering Department

Counsellor  
Prof.Dr. Ir. Bambang Sugiarto, M.Eng

**ANALYSIS OF 8 HOLES VENTURI MIXER USING  
TO THE PERFORMANCE AND EMISSION CHANGES OF 4 STROKE/  
125 CC MOTORBIKE WITH LPG ADDITION**

**ABSTRACT**

One of alternative ways to obtain motorcycle characteristic that is appropriate with our necessity is modification. The purpose of modification is to save fuel and also to increase engine performance. By referencing to the prior thesis, one of modification that can be done is by adding LPG (Liquified Petroleum Gas) to 4-stroke motorcycle fuel intake system. LPG addition to combustion system can increase engine performance, as seen on the dynamometer testing. The following research that is done by doing an experiment with road test method based on (cara uji unjuk kerja jalan sepeda motor) and SNI 09-1400-1995 (cara uji percepatan sepeda motor roda dua) also proves that LPG addition is able to increase acceleration as well as save fuel.

Therefore, another research is done to optimize LPG addition by changing the mixing mechanism between LPG (propane 4,58% and butane 83,14 %) and air before flowing into carburetor and do another road test based on SNI with the new mechanism. Previous mechanism is using mixing mechanism with fuel jet and now it will be developed with mixing method using venturi mixer with 4, 8, and 12 holes variation. The purpose is to create a homogenous mix. Computational Fluid Dynamics (CFD) is used to see the mixing flow.

Analysis that is done is by making comparisons between fuel consumption along with motorcycle acceleration without LPG addition and with LPG addition by using venturi mixer and fuel jet mixer. This alteration makes a more positive effect: by using venturi mixer with 8 holes can reduce amount of CO, NOx, HC in emission from the motorcycle and increase maximum wheel power of the motorcycle.

**Key : Modification, fuel, motorcycle, LPG, test road, dynotest, emission, Venturi Mixer.**

# DAFTAR ISI

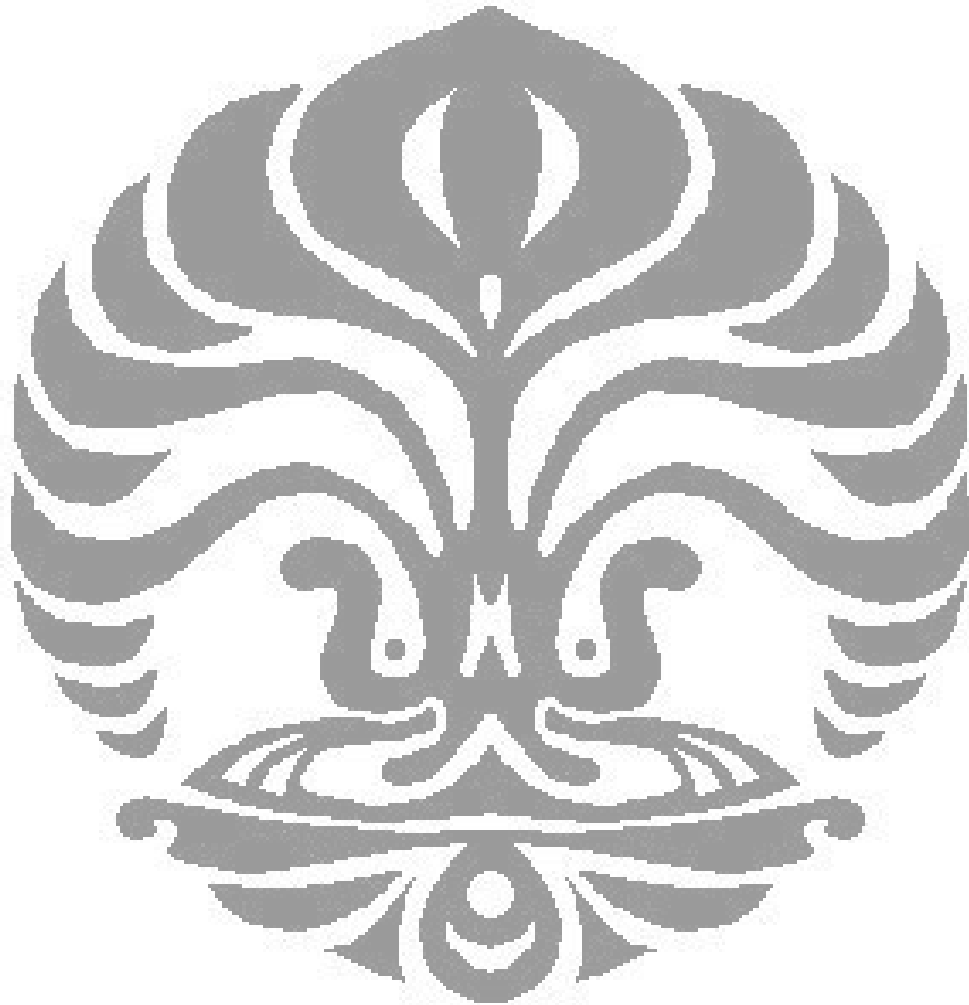
<b>PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI</b>	iii
<b>PENGESAHAN</b>	iv
<b>UCAPAN TERIMA KASIH</b>	v
<b>ABSTRAK</b>	vi
<b>ABSTRACT</b>	vii
<b>DAFTAR ISI</b>	viii
<b>DAFTAR GAMBAR</b>	xi
<b>DAFTAR TABEL</b>	xiv
<b>DAFTAR NOTASI</b>	xvii
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b>	xviii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 TUJUAN PENELITIAN	3
1.3 PEMBATASAN MASALAH	3
1.4 METODOLOGI PENELITIAN	4
1.5 SISTEMATIKA PENULISAN	4
<b>BAB II DASAR TEORI</b>	6
2.1 MOTOR OTTO	6
2.1.1 Siklus kerja motor otto	7
2.2 PARAMETER PRESTASI MESIN YANG DIUJI	11
2.3 PEMBAKARAN DAN EMISI PADA MOTOR OTTO	13
2.4 TERBENTUKNYA POLUTAN PADA ALIRAN GAS BUANG	14
2.4.1 Karbon Monoksida (CO)	14
2.4.2 Hidrokarbon (HC)	15



2.4.3 Nitrogen Oksida (NO <sub>x</sub> )	16
2.4.4 Udara Berlebih (Excess Air)	16
<b>2.5 KARAKTERISTIK BAHAN BAKAR CAIR LPG</b>	<b>17</b>
2.5.1 Butana	18
2.5.2 Propana	19
<b>2.6 PENGARUH ALIRAN LPG SEBAGAI PENAMBAH TENAGA</b>	<b>21</b>
2.6.1 Perbandingan udara bahan bakar ( A/F ) atau AFR	21
<b>2.7 MIXER</b>	<b>22</b>
<b>2.8 TEORI PENCAMPURAN</b>	<b>24</b>
2.8.1 Pencampuran Gas	24
2.8.2 Hukum Dalton untuk Pencampuran Gas Ideal: Penambahan Tekanan Parsial	27
<b>2.9 DINAMOMETER DYNODINAMICS</b>	<b>29</b>
2.9.1 Perhitungan Yang Berhubungan Dengan Inersia Chassis Dinamometer	29
<b>2.10 PENGUKURAN TENAGA MESIN</b>	<b>30</b>
2.10.1 Cara Kerja Inersia pada Dinamometer Jenis Rolling Road	32
<b>2.11 SIMULASI PENCAMPURAN GAS</b>	<b>34</b>
2.11.1 Analisis vector kecepatan	36
2.11.2 Analisis kontur turbulensi	39
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>	<b>43</b>
3.1 PROSES Pengerjaan Sistem Pemasukkan Gas	43
3.2 INSTALASI ALAT UJI	44
3.3 PERSIAPAN PENGUJIAN	50
3.4 PROSEDUR PENGAMBILAN DATA	54
3.4.1 Pengambilan data dengan Dynamometer	54
3.4.2 Pengambilan data analisis gas buang	55
3.4.3 Prosedur Pengambilan Data Konsumsi Bahan Bakar	56

<b>BAB IV PENGOLAHAN DAN PERHITUNGAN DATA</b>	<b>61</b>
4.1. PERHITUNGAN KONSUMSI LPG	61
4.2. PERHITUNGAN KONSUMSI BAHAN BAKAR	62
4.3. PERHITUNGAN <i>BRAKE SPESIFIC FUEL CONSUMPTION</i> (BSFC)	64
<b>BAB V ANALISIS DAN PEMBAHASAN</b>	<b>71</b>
5.1. ANALISIS PRESTASI MESIN	71
5.1.1. Analisis perbandingan daya mesin	71
5.1.2. Analisis perbandingan Torsi	73
5.2. ANALISIS EMISI GAS BUANG	74
5.2.1. Analisis kadar CO <sub>2</sub> (carbon dioksida)	75
5.2.2. Analisis kadar CO (carbon monoksida)	76
5.2.3. Analisis kadar NO <sub>x</sub> (karbon monoksida)	77
5.2.4. Analisis kadar HC (hydrocarbon)	79
5.2.5. Analisis kadar O <sub>2</sub> (oksigen)	79
5.3. ANALISIS PERBANDINGAN BERBAGAI VENTURI MIXER (4,8,DAN 12 LUBANG )	80
5.3.1 Analisis Prestasi Mesin	80
5.3.1.1. Analisis perbandingan daya mesin	80
5.3.1.2. Analisis perbandingan Torsi	82
5.3.2 Analisis Emisi Gas Buang	84
5.3.2.1 Analisis kadar CO <sub>2</sub> (karbon dioksida)	84
5.3.2.2 Analisis kadar CO (karbon monoksida)	86
5.3.2.3 Analisis kadar NO <sub>x</sub> ( nitro oxide )	88
5.3.2.4 Analisis kadar HC (hydrocarbon)	90
5.3.2.5 Analisis kadar O <sub>2</sub> (oksigen)	92

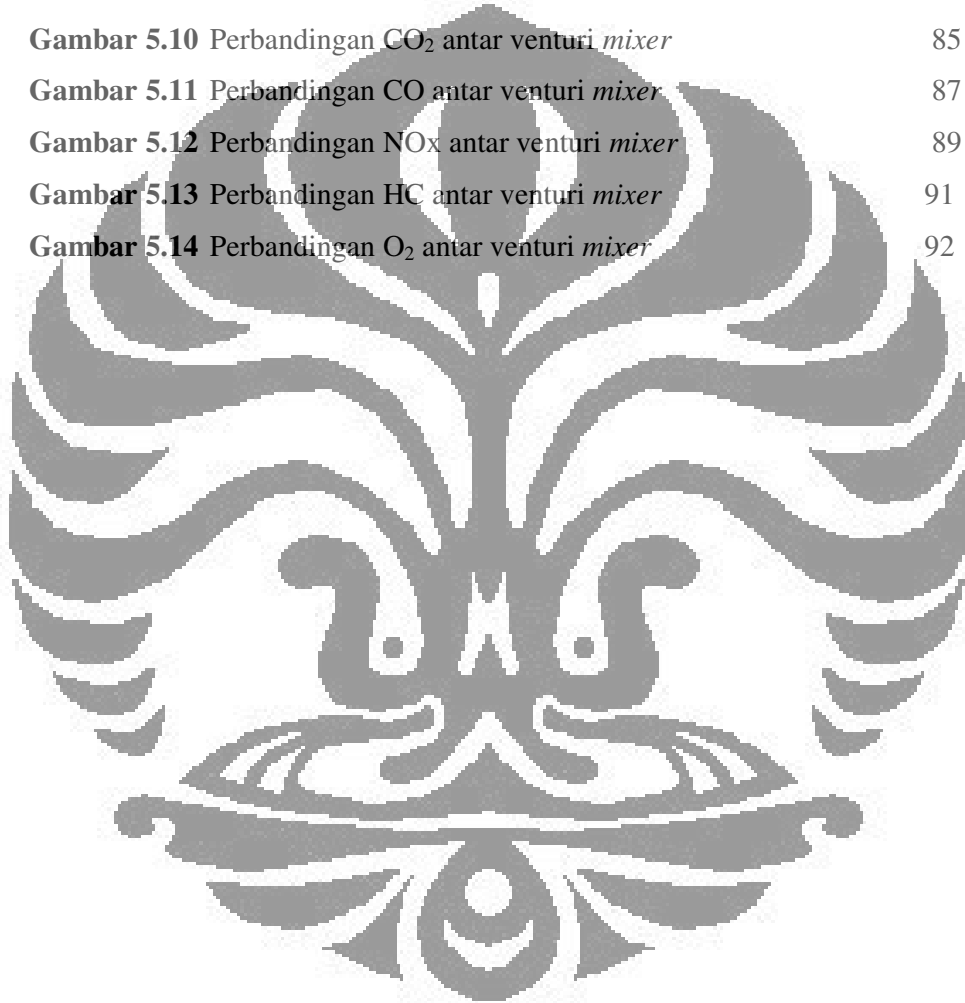
<b>BAB VI KESIMPULAN</b>	<b>94</b>
<b>DAFTAR ACUAN</b>	<b>96</b>
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>	<b>97</b>
<b>LAMPIRAN</b>	<b>98</b>



## DAFTAR GAMBAR

	<b>Halaman</b>
<b>Gambar 2.1.</b> Proses kerja motor otto 4 langkah	8
<b>Gambar 2.2.</b> Diagram P-V dan T-S ideal motor Otto 4 langkah	9
<b>Gambar 2.3.</b> Venturi	24
<b>Gambar 2.4.</b> Hukum Dalton	30
<b>Gambar 2.5.</b> Grafik iterasi	35
<b>Gambar 2.6</b> Kontur kecepatan simulasi CFD	36
<b>Gambar 2.7</b> Kontur turbulensi pada simulasi CFD	41
<b>Gambar 3.1.</b> (a) Sistem penyaluran gas LPG model lama (fuel jet mixer) (b) Penempatan sistem penyaluran gas LPG pada sepeda motor model baru ( venturi mixer)	44
<b>Gambar 3.2.</b> (a) Kompor gas portabel, (b) Mekanisme, (c) Venturi mixer dan (d) Katup penghubung	46
<b>Gambar 3.3</b> <i>Lowboy chassis AWD</i>	48
<b>Gambar 3.4</b> Skema Pencampuran Bahan Bakar	50
<b>Gambar 3.5</b> <i>Alat tachometer</i>	51
<b>Gambar 3.6</b> Pengikatan motor dan penempatan diatas <i>roller</i>	51
<b>Gambar 3.7</b> <i>gas analyzer</i>	52
<b>Gambar 3.8</b> Proses pengambilan data dengan Dynamometer	55
<b>Gambar 3.9</b> Proses pengambilan data emisi	56
<b>Gambar 3.10</b> Pengukuran temperatur oli dan temperatur busi	57
<b>Gambar 3.11</b> Pengukuran massa gas	57
<b>Gambar 3.12</b> Pengukuran konsumsi bahan bakar bensin	60
<b>Gambar 5.1</b> Grafik perbandingan daya dan AFR terhadap putaran mesin	72
<b>Gambar 5.2</b> Grafik perbandingan torsi terhadap putaran mesin	74
<b>Gambar 5.3</b> Grafik perbandingan kadar CO <sub>2</sub> dalam gas buang	75
<b>Gambar 5.4</b> Grafik perbandingan kadar CO dalam gas buang	76
<b>Gambar 5.5</b> Grafik perbandingan kadar NOx dalam gas buang	77
<b>Gambar 5.6</b> Grafik perbandingan kadar HC yang terkandung dalam	

gas buang	78
<b>Gambar 5.7</b> Grafik perbandingan kadar O <sub>2</sub> yang terkandung dalam gas buang	79
<b>Gambar 5.8</b> Grafik perbandingan daya terhadap putaran mesin antar venturi <i>mixer</i>	81
<b>Gambar 5.9</b> Grafik perbandingan torsi terhadap putaran mesin antar venturi <i>mixer</i>	83
<b>Gambar 5.10</b> Perbandingan CO <sub>2</sub> antar venturi <i>mixer</i>	85
<b>Gambar 5.11</b> Perbandingan CO antar venturi <i>mixer</i>	87
<b>Gambar 5.12</b> Perbandingan NO <sub>x</sub> antar venturi <i>mixer</i>	89
<b>Gambar 5.13</b> Perbandingan HC antar venturi <i>mixer</i>	91
<b>Gambar 5.14</b> Perbandingan O <sub>2</sub> antar venturi <i>mixer</i>	92



## DAFTAR TABEL

		<b>Halaman</b>
<b>Tabel II.1.</b>	Sifat Butana	19
<b>Tabel II.2.</b>	Sifat Propana	20
<b>Tabel IV.1</b>	Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 180 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	61
<b>Tabel IV.2</b>	Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 270 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	62
<b>Tabel IV.3</b>	Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 360 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	63
<b>Tabel IV.4</b>	Konsumsi bahan bakar tanpa campuran LPG untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	63
<b>Tabel IV.5</b>	Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG dengan bukaan katup 180 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	63
<b>Tabel IV.6</b>	Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG dengan bukaan katup 270 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	63
<b>Tabel IV.7</b>	Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG dengan bukaan katup 360 <sup>0</sup> untuk venturi <i>mixer</i> 8 lubang	64
<b>Tabel IV.8</b>	BHP tanpa LPG	65
<b>Tabel IV.9</b>	BHP penambahan LPG dengan venturi <i>mixer</i> 8 lubang bukaan katup 180 <sup>0</sup>	66
<b>Tabel IV.10</b>	BHP penambahan LPG dengan venturi <i>mixer</i> 8 lubang bukaan katup 270 <sup>0</sup>	66
<b>Tabel IV.11</b>	BHP penambahan LPG dengan venturi <i>mixer</i> 8 lubang bukaan katup 360 <sup>0</sup>	66

## DAFTAR NOTASI

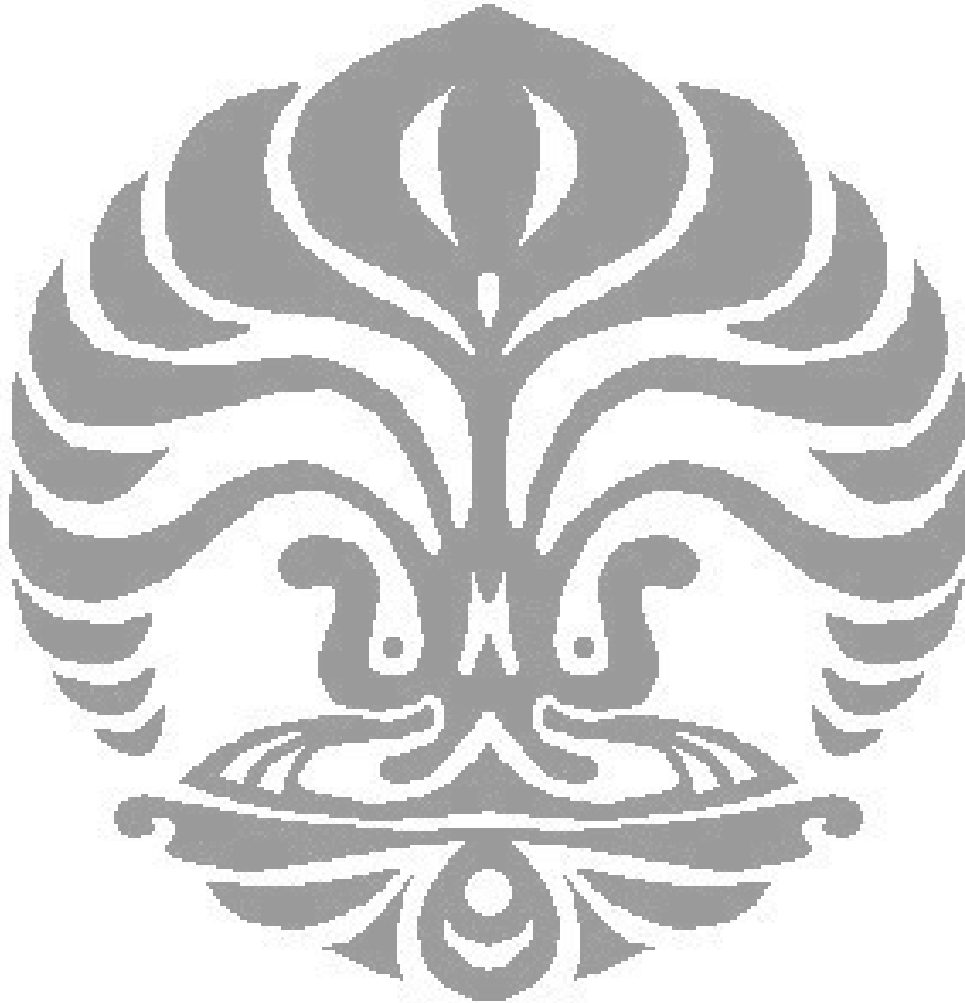
Notasi	Keterangan	Dimensi
AFR	Perbandingan massa udara – bahan bakar	
AF <sub>s</sub>	Perbandingan massa udara–bahan bakar (isooktana) stoikiometris	
M	Berat molekul	gr/mol
N	Jumlah molekul	mol <sup>-1</sup>
Q <sub>in</sub>	Kalor masuk	Joule
Q <sub>HV</sub>	Nilai kalor pembakaran bahan bakar	kJ/kg
R	Konstanta gas ideal	
T	Temperatur	K
V	Volume	m <sup>3</sup>
a	Akselerasi	m/s <sup>2</sup>
c	Fraksi massa	
g	Percepatan gravitasi	m/s <sup>2</sup>
k	Konstanta Boltzmann	J K <sup>-1</sup>
m	Massa	kg
$\dot{m}_f$	Laju aliran massa bahan bakar	kg/s
n	densitas jumlah partikel	mol <sup>-1</sup> m <sup>-3</sup>
p	Tekanan	bar
t	Waktu	s
y	Fraksi mol	
μ <sub>H</sub>	Massa satu atom hidrogen	kg
ρ	Massa jenis	kg/m <sup>3</sup>
ρ <sub>f</sub>	Massa jenis bahan bakar	kg/m <sup>3</sup>
Q <sub>in</sub>	Kalor masuk	Joule
Q <sub>HV</sub>	Nilai kalor pembakaran bahan bakar	kJ/kg
BFC	<i>Brake Fuel Consumption</i>	l/h

$\dot{m}_f$	Laju aliran massa bahan bakar	kg/s
Vf	Volume bahan bakar	cc
t	Waktu	s
T	Torsi	N.m
F	Gaya pembebanan	N
$\dot{m}_a$	Laju aliran massa udara	kg/s
$\dot{m}_i$	Laju aliran massa yang melewati intake	kg/s
$\dot{m}_{LPG}$	Laju aliran massa LPG	kg/s
L	Lengan brake	m
BHP	Daya mesin yang terukur pada brake	HP
BSFC	Konsumsi bahan bakar spesifik	gr/hp.h
$\rho_f$	Massa jenis bahan bakar	kg/m <sup>3</sup>
$\lambda$	Lambda	
$\Phi$	Rasio ekivalensi	



## DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN I	SNI 09-4405-1997	99
LAMPIRAN II	DATA PERCOBAAN DYNOTEST	105
LAMPIRAN III	DATA PERCOBAAN UJI EMISI	106



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 LATAR BELAKANG

Pengembangan teknologi di Indonesia untuk lebih mengoptimalkan sumber daya potensial yang ada di lingkungan sekitar masih terus digalakkan, tak terkecuali di dunia otomotif. Para pemilik kendaraan bermotor mempunyai variasi kebutuhan yang diinginkan sehingga menyebabkan terus dilakukannya aktivitas modifikasi guna mendapatkan performa kendaraan yang sesuai dengan kebutuhan yang diinginkan. Salah satu kendaraan bermotor yang sering mengalami modifikasi adalah sepeda motor. Modifikasi sepeda motor dapat berkembang semakin pesat sekarang ini seiring dengan makin tingginya minat para pemilik kendaraan tersebut untuk mendapatkan performa motor yang lebih baik. Tenaga besar yang dihasilkan, akselerasi yang cepat, konsumsi bahan bakar yang irit, dan gas buang yang bebas polutan adalah performa optimal dari sepeda motor yang diinginkan oleh modifikator. Faktor – faktor yang mempengaruhi hal tersebut diantaranya adalah semakin meningkatnya arus teknologi yang masuk ke Indonesia khususnya dalam hal pengembangan kendaraan bermotor. Selain itu, faktor lainnya dapat disebabkan oleh harga bahan bakar minyak yang semakin tinggi, sehingga keinginan setiap pengendara sepeda motor akan kendaraan yang lebih hemat dan efisien pasti ada. Dan juga faktor yang sangat berpengaruh adalah permasalahan polusi udara yang semakin meningkat disebabkan oleh emisi kendaraan bermotor.

Pengembangan modifikasi yang sekarang ini cukup banyak diterapkan adalah penggunaan sistem NOS (*Nitrous Oxide System*) yang terintegrasi dengan sistem bahan bakar yang telah terbukti mampu meningkatkan performa mesin menjadi lebih baik dibandingkan keadaan standar, hanya saja perangkat ini memiliki kekurangan yaitu biaya pemasangan dan penggunaannya yang sangat

mahal dan hanya cocok diaplikasikan untuk motor balap atau hanya sekedar untuk aksesoris semata. Tetapi sekarang ini sudah berkembang modifikasi alternatif yang mengadopsi sistem NOS, yakni pengaplikasian sistem penambahan LPG (*Liquid Petroleum Gas*) pada ruang bakar yang tentunya lebih murah jika dibandingkan dengan  $N_2O$  (*Nitro Oxide*). Karena memiliki perangkat serta cara pemasangannya yang cenderung mudah dan tidak memerlukan biaya yang besar, aplikasi ini cocok untuk dimanfaatkan bagi para pemilik sepeda motor untuk digunakan dalam keperluan sehari-hari.

Sebenarnya sudah cukup banyak penelitian mengenai penambahan LPG pada motor bakar. Secara teori penambahan gas pada bahan bakar bensin akan membantu proses pembakaran di ruang bakar agar mendekati sempurna. Hal ini dikarenakan karakteristik dari gas cair yang lebih mudah menguap dalam kondisi tekanan atmosfer sehingga terbakar lebih cepat dari pada bensin.

Berdasarkan penelitian sebelumnya yang telah dilakukan, yang melakukan penelitian pada nilai-nilai yang menjadi parameter kualitas kendaraan bermotor, seperti *fuel consumption*, akselerasi, dan kualitas emisi gas buang, dilakukan dengan melakukan pengujian menggunakan metode uji jalan kendaraan bermotor dan uji akselerasi terhadap performa motor satu silinder 4 langkah, yang menggunakan bahan bakar dengan tambahan LPG dengan berbagai macam tipe alat pencampur udara dengan gas, serta melakukan pengembangan dalam hal mekanisme pemasukan LPG yang efisien dan sederhana sehingga dapat diterapkan oleh para pemilik sepeda motor.

Hasil dari penelitian sebelumnya telah didapat bahwa dengan adanya venturi *mixer* dalam sistem pencampuran LPG dan udara pada ruang bakar bisa meningkatkan kualitas prestasi mesin sepeda motor terutama peningkatan akselerasi yang dihasilkan, dan juga mengurangi konsumsi bahan bakar cair yang dipakai sehingga dapat turut membantu kendaraan lebih hemat dan efisien. Fenomena seperti yang telah disebutkan diatas telah dibuktikan di lapangan dengan menggunakan metode uji jalan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap percepatan dan konsumsi bahan bakar.

Pada penelitian sebelumnya, belum dilakukan analisis terhadap *Brake Horse Power*, *specific fuel consumption*, *Air Fuel Ratio* (AFR), dan kualitas emisi

gas buang dengan melakukan pengujian menggunakan alat uji dynotest terhadap performa motor satu silinder 4 langkah, yang menggunakan bahan bakar dengan tambahan LPG dengan berbagai macam tipe venturi *mixer* sebagai tempat pencampuran antara udara dan LPG. Oleh karena itu, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut yang meliputi analisis metode pencampuran antara udara dan LPG dan pengaruhnya terhadap performa mesin.

## 1.2 TUJUAN PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan untuk melakukan perbandingan nilai prestasi mesin sepeda motor Honda CB / 125 cc 4 langkah yang meliputi horse power, torsi, air fuel ratio (AFR), fuel consumption serta kadar polutan dalam gas buang (CO, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub>, HC) yang dihasilkan antara mesin tanpa penambahan LPG dan mesin yang menggunakan *venturi mixer* dalam mekanisme pencampuran LPG dan udara. Selain itu penelitian ini juga dilakukan untuk melihat konsistensi hasil dari penelitian sebelumnya dengan hasil penelitian yang dilakukan saat ini dengan menggunakan metode uji jalan secara langsung. Beberapa pengujian ini dilakukan dengan beberapa variasi pengujian, yaitu variasi bukaan katup regulator kompor LPG, variasi putaran mesin, serta metode pembebanan dinamometer dan jumlah lubang yang terdapat pada venturi *mixer*.

## 1.3 PEMBATAAN MASALAH

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

- Pembahasan dilakukan pada hal-hal yang berkaitan dengan motor bensin 4 langkah dan sistem pengaplikasian gas LPG pada sistem bahan bakar untuk mengetahui tingkat konsumsi, prestasi mesin, dan kualitas emisi yang dihasilkan.
- Parameter-parameter yang diamati saat penelitian hanyalah pada konsumsi bahan bakar dan rasio campuran bahan bakar—udara, parameter prestasi mesin berupa daya keluaran dan konsumsi bahan bakar spesifik serta kandungan emisi gas buang (HC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub>)

- Pengujian dilakukan dengan menggunakan motor bensin 4 langkah yang dilengkapi dengan sistem saluran penambahan LPG dengan bahan bakar utama adalah bensin premium.
- Variasi besarnya bukaan katup regulator kompor sebesar 180°, 270° dan 360°.
- Variasi jumlah lubang pada venturi *mixer* sebanyak 4 lubang, 8 lubang, dan 12 lubang.

#### 1.4 METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah eksperimental dengan rangkaian urutan kegiatan sebagai berikut:

- Memilih subjek penelitian.
- Melakukan studi literatur.
- Melakukan instalasi alat uji.
- Melakukan eksperimen pengujian unjuk kerja jalan sepeda motor.
- Melakukan eksperimen pengujian prestasi mesin.
- Melakukan eksperimen pengujian gas buang.
- Mengumpulkan dan mengolah data-data yang diperoleh dalam bentuk grafik dan menganalisisnya.
- Membuat kesimpulan.

#### 1.5 SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini disusun dalam urutan sebagai berikut :

##### BAB I : PENDAHULUAN

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

##### BAB II : DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan tentang konsep motor pembakaran dalam empat langkah, parameter prestasi mesin, gas buang kendaraan bermotor, karakteristik bahan bakar cair LPG, langkah-langkah pemasangan gas LPG pada motor bakar

satu silinder empat langkah, penjelasan mengenai *chasis dynamometer dynodynamics*, serta simulasi pencampuran LPG dan udara pada *venturi mixer*.

### BAB III : METODOLOGI PENELITIAN

Bagian ini memaparkan urutan proses instalasi alat uji, persiapan pengujian, tahap pengujian, serta prosedur pengambilan data.

### BAB IV : PENGOLAHAN DAN PERHITUNGAN DATA

Pada bab ini dijelaskan mengenai data hasil dari percobaan, perhitungan dan pengolahan dari data yang telah diambil dari pengujian. Hasil pengolahan akan ditampilkan dalam bentuk tabel terpadu.

### BAB V : ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Analisis hasil pengujian yang disajikan adalah dalam bentuk tabel dan grafik.

### BAB VI : KESIMPULAN

Bab ini berisikan kesimpulan yang didapat dari pengujian sepeda motor silinder 125 cc 4 langkah yang telah dipasangkan *venturi mixer* sebagai suatu mekanisme pencampuran untuk penambahan gas LPG pada sistem pembakarannya.

## BAB II

### DASAR TEORI

#### 2.1 MOTOR OTTO

Motor pembakaran dalam (*internal combustion engine*) adalah mesin kalor yang berfungsi untuk mengkonversikan energi kimia yang terkandung dalam bahan bakar menjadi energi mekanis dan prosesnya terjadi di dalam suatu ruang bakar yang tertutup. Energi kimia dalam bahan bakar terlebih dahulu diubah menjadi energi termal melalui proses pembakaran. Energi termal yang diproduksi akan menaikkan tekanan yang kemudian menggerakkan mekanisme pada mesin seperti torak, batang torak, dan poros engkol.

Berdasarkan metode penyalaan campuran bahan bakar—udara, motor pembakaran dalam dapat diklasifikasikan menjadi *spark ignition engine* dan *compression ignition engine*. Dalam melakukan proses pembakaran tersebut, bagian-bagian motor yang telah disebutkan di atas akan melakukan gerakan berulang yang dinamakan siklus. Setiap siklus yang terjadi dalam mesin terdiri dari beberapa urutan langkah kerja.

Berdasarkan siklus langkah kerjanya, motor pembakaran dalam dapat diklasifikasikan menjadi motor 2 langkah dan motor 4 langkah. Berdasarkan pembatasan masalah, peralatan uji yang digunakan adalah motor *Otto* berbahan bakar bensin (*spark ignition engine*) dengan sistem 4 langkah. Motor *Otto* merupakan motor pembakaran dalam karena motor *Otto* melakukan proses pembakaran gas dan udara di dalam silinder untuk melakukan kerja mekanis.

Motor *Otto* dengan sistem *Spark Ignition* menggunakan bantuan bunga api untuk menyalakan atau membakar campuran bahan bakar—udara. Bunga api yang digunakan berasal dari busi. Busi akan menyala saat campuran bahan bakar—udara mencapai rasio kompresi, temperatur, dan tekanan tertentu sehingga akan terjadi reaksi pembakaran yang menghasilkan tenaga untuk mendorong torak

bergerak bolak-balik. Siklus langkah kerja yang terjadi pada mesin jenis ini dinamakan siklus *Otto* dengan mempergunakan bahan bakar bensin.

### 2.1.1 Siklus Kerja Motor Otto

Komponen-komponen utama dari sebuah motor *Otto* adalah:

#### 1. Katup Masuk (*intake valve*)

Katup masuk adalah katup yang berfungsi untuk mengontrol pemasukan campuran udara-bahan bakar ke dalam silinder mesin dan mencegah terjadinya aliran balik ke dalam saluran masuk campuran udara-bahan bakar (*intake manifold*).

#### 2. Katup Buang (*exhaust valve*)

Katup buang adalah katup yang mengontrol pengeluaran hasil pembakaran dari silinder mesin untuk dibuang keluar dan menjaga agar arah aliran yang mengalir hanya satu arah.

#### 3. Torak

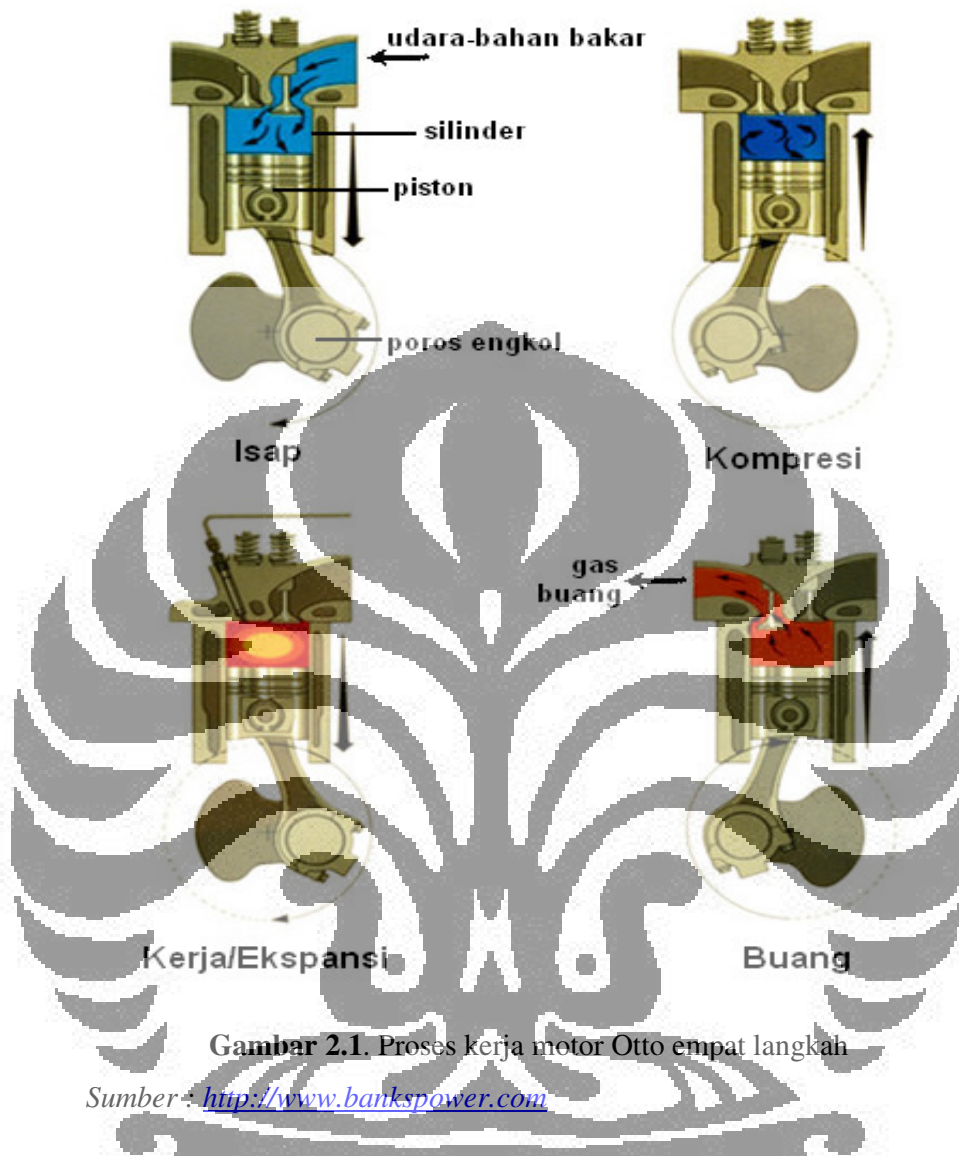
Torak adalah komponen berbentuk silinder yang bergerak naik turun di dalam silinder, dan berfungsi untuk mengubah tekanan di dalam ruang bakar menjadi gerak rotasi poros engkol.

#### 4. Busi

Busi adalah komponen listrik yang digunakan untuk memicu pembakaran campuran udara-bahan bakar dengan menciptakan percikan listrik bertegangan tinggi pada celah elektroda.

Pada mesin 4 langkah, torak bergerak bolak-balik dalam silinder dari Titik Mati Bawah (TMA) menuju Titik Mati Atas (TMA) sebanyak 4 kali atau 2 putaran engkol untuk memenuhi 1 siklus kerja. Jarak yang ditempuh torak selama gerakan bolak-balik disebut dengan *stroke* atau langkah torak. Langkah-langkah yang terdapat pada motor bensin 4 langkah adalah langkah isap, kompresi, kerja, dan buang.

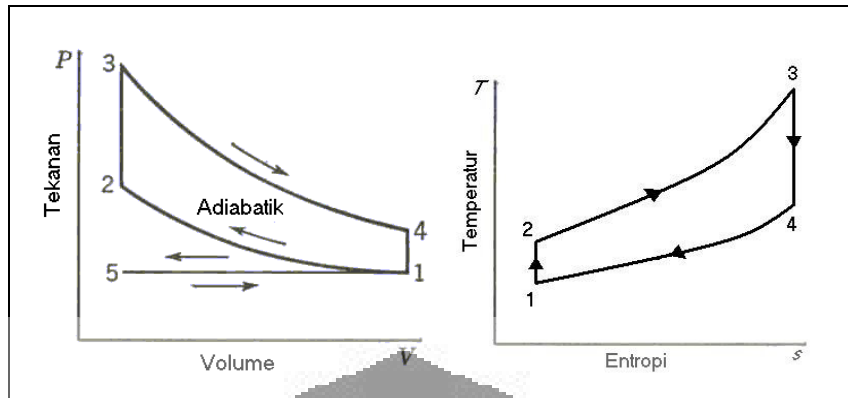




**Gambar 2.1.** Proses kerja motor Otto empat langkah  
 Sumber : <http://www.bankspower.com>

Pada motor *Otto* 4 langkah ini, gas pembakaran hanya mendorong torak pada langkah ekspansi saja. Oleh karena itu, untuk memungkinkan gerak torak pada tiga langkah lainnya maka sebagian energi pembakaran selama langkah ekspansi diubah dan disimpan dalam bentuk energi kinetis roda gila (*flywheel*).

Siklus kerja motor *Otto* dapat digambarkan pada diagram indikator, yaitu diagram P-V (tekanan-volume) dan diagram T-S (tekanan-entropi). Diagram indikator ini berguna untuk melakukan analisis terhadap karakteristik internal motor *Otto*.



Gambar 2.2. Diagram P-V dan T-S ideal motor Otto empat langkah

Langkah-langkah pada mesin *Otto* 4 langkah dapat dilihat pada gambar 2.1. Langkah-langkah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Langkah Isap (*intake*)

Selama langkah isap torak bergerak dari TMA menuju TMB, katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Gerakan torak memperbesar volume ruang bakar dan menciptakan ruang hampa (*vacuum*) dalam ruang bakar. Akibatnya campuran udara dan bahan bakar terisap masuk ke dalam ruang bakar melalui katup masuk. Langkah isap berakhir ketika torak telah mencapai TMB.

2. Langkah kompresi (*compression*)

Selama langkah kompresi katup isap tertutup dan torak bergerak kembali ke TMA dengan katup buang masih dalam keadaan tertutup. Gerakan torak tersebut mengakibatkan campuran udara dan bahan bakar yang ada di dalam ruang bakar tertekan akibat volume ruang bakar yang diperkecil, sehingga tekanan dan temperatur di dalam silinder meningkat.

3. Pembakaran (*combustion*)

Pada akhir langkah kompresi, busi pijar menyala sehingga campuran udara-bahan bakar yang telah memiliki tekanan dan temperatur tinggi terbakar. Pembakaran yang terjadi mengubah komposisi campuran udara-bahan bakar menjadi produk pembakaran dan menaikkan temperatur dan tekanan dalam ruang bakar secara drastis.

4. Langkah kerja/ekspansi (*expansion/power*)

Tekanan tinggi hasil dari proses pembakaran campuran udara-bahan bakar mengakibatkan torak terdorong menjauhi TMA. Dorongan ini merupakan kerja keluaran dari siklus mesin *Otto*. Dengan Bergeraknya torak menuju TMB, volume silinder meningkat sehingga temperatur dan tekanan dalam ruang bakar turun.

5. Langkah buang (*exhaust*)

Katup buang terbuka ketika torak telah mencapai TMB. Torak terus bergerak kembali menuju TMA sehingga gas hasil pembakaran tertekan keluar dari ruang bakar melalui katup buang.

Berdasarkan gambar 2.2. perhitungan-perhitungan yang berhubungan dengan siklus ini adalah sebagai berikut :

Proses 1-2 kerja kompresi isentropik :

$$q_{1-2} = 0 \text{ dan } w_{1-2} = c_v (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (2.1)$$

Proses 2-3 pemasukan kalor pada volume konstan

$$\begin{aligned} w_{2-3} &= 0 \\ Q_{2-3} &= Q_{in} = m_f Q_{Hv} \eta_c \text{ atau} \\ &= m_m c_v (T_3 - T_2) = (m_a + m_f) c_v (T_3 - T_2) \dots \dots \dots (2.2) \\ q_{2-3} &= c_v (T_3 - T_2) \end{aligned}$$

Proses 3-4 kerja ekspansi isentropik yang dihasilkan

$$\begin{aligned} q_{3-4} &= 0 \\ w_{3-4} &= c_v (T_3 - T_4) \dots \dots \dots (2.3) \end{aligned}$$

Proses 4-1 pengeluaran gas buang pada volume konstan

$$\begin{aligned} w_{4-1} &= 0 \\ q_{4-1} &= q_{out} = c_v (T_4 - T_1) \dots \dots \dots (2.4) \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas didapat

$$W_{net} = W_{3-4} + W_{1-2} = q_{in} - q_{out} \dots \dots \dots (2.5)$$

besarnya efisiensi termal :

$$\eta_{th} = W_{net} / q_{in} = 1 - (q_{out} / q_{in}) \dots \dots \dots (2.6)$$

Nilai efisiensi diatas hanya merupakan nilai *indicated* dari nilai perhitungan termodinamikanya.

## 2.2 PARAMETER PRESTASI MESIN

Karakteristik unjuk kerja suatu motor bakar torak dinyatakan dalam beberapa parameter diantaranya adalah konsumsi bahan bakar, konsumsi bahan bakar spesifik, perbandingan bahan bakar—udara, daya keluaran. Berikut ditampilkan rumus-rumus dari beberapa parameter yang digunakan dalam menentukan unjuk kerja motor bakar torak:

### Konsumsi Bahan Bakar / *Fuel Consumption* (FC)

$$BFC = \frac{V_f}{t} \cdot \frac{3600}{1000} \dots \dots \dots (2.7)$$

Keterangan:

$BFC$  = konsumsi bahan bakar (L/jam)

$V_f$  = konsumsi bahan bakar selama  $t$  detik (mL)

$t$  = interval waktu pengukuran konsumsi bahan bakar (detik)

### Laju Aliran massa Bahan Bakar ( $\dot{m}_f$ )

$$\dot{m}_f = \frac{BFC \cdot \rho_f}{3600 \cdot 1000} \dots \dots \dots (2.8)$$

Keterangan:

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

$BFC$  = konsumsi bahan bakar (L/jam)

$\rho_f$  = massa jenis bahan bakar (kg/m<sup>3</sup>)

**Laju aliran massa Udara ( $\dot{m}_a$ )**

$$\dot{m}_a = \frac{AFR \cdot BFC \cdot \rho_f}{3600 \cdot 1000} \dots\dots\dots(2.9)$$

Keterangan :

$AFR$  = rasio massa udara—bahan bakar (kg udara / kg bahan bakar)

$\dot{m}_a$  = laju aliran massa udara (kg/s)

$BFC$  = konsumsi bahan bakar (L/jam)

$\rho_f$  = massa jenis bahan bakar ( $\text{kg/m}^3$ ), dalam hal ini adalah bensin = 754,2  $\text{kg/m}^3$

**Torsi (T)**

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots(2.10)$$

Keterangan :

$T$  = torsi keluaran mesin ( $FiLbs$ )

$F$  = pembebanan mesin ( $Lbs$ )

$r$  = panjang lengan torsi ( $Fi$ )

**Daya Keluaran / Brake Horse Power (BHP)**

Satuan daya keluaran yang digunakan dalam perhitungan bukan merupakan satuan *British unit* karena hasil yang didapatkan pada pengukuran dengan menggunakan dynamometer menggunakan pengukuran *British unit*.

$$BHP = \frac{Torsi(ft / lbs) \cdot rpm}{5252} \dots\dots\dots(2.11)$$

Keterangan :

*BHP* = daya keluaran mesin (hp)

*T* = torsi keluaran mesin (*FtLbs*)

*rpm* = putaran mesin / N

**Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (BSFC)**

$$BSFC = \frac{BFC}{BHP} \cdot \rho_f \dots\dots\dots(2.12)$$

Keterangan :

*BSFC* = konsumsi bahan bakar spesifik (gr/hp.h)

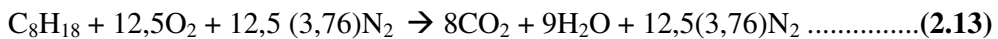
*BFC* = konsumsi bahan bakar (l/h)

*BHP* = daya keluaran mesin (hp)

$\rho_f$  = massa jenis bahan bakar (kg/m<sup>3</sup>)

**2.3 PEMBAKARAN DAN EMISI PADA MOTOR OTTO**

Bahan bakar yang digunakan pada Motor Pembakaran Dalam – jenis *Otto* biasanya sejenis Hidro Karbon (HC). Dengan menganggap bahwa bahan bakar yang digunakan adalah *isooctane* maka reaksi pembakaran yang terjadi sebagai berikut :



Nilai 3,76 di dapat dari perbandingan %vol N<sub>2</sub> dengan %vol O<sub>2</sub> pada udara bebas yaitu 79% / 21% = 3,76 dengan menganggap gas lainnya seperti argon, CO<sub>2</sub> dan lainnya sangat kecil.

Reaksi pembakaran tersebut terjadi di dalam ruang bakar pada tekanan dan suhu yang tinggi. Motor Bakar Dalam yang baik mempunyai komposisi gas buang berupa CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub> seperti reaksi diatas, namun adakalanya terjadi pembakaran yang kurang sempurna sehingga akan menghasilkan emisi gas berupa CO, HC, Gas tersebut juga bersifat beracun. Agar dapat terjadi pembakaran yang sempurna diperlukan perbandingan yang tepat antara massa bahan-bakar / massa udara (AFR). Jika reaksi tersebut diatas terjadi sempurna maka perbandingannya :

Massa bahan bakar (m<sub>f</sub>) adalah 1 kmol (114 kg/kmol) = 114 kg

Massa udara (m<sub>a</sub>) adalah 12,5 ( 4,76) kmol (29 kg/kmol) = 1725,5 kg , sehingga AFR untuk reaksi tersebut

$$AFR = m_a / m_f = 1725,5 / 114 = 15,13 \dots\dots\dots(2.14)$$

Nilai perbandingan inilah yang nantinya dipakai pada lembar data untuk nilai AFR stoikiometrinya.

## 2.4 TERBENTUKNYA POLUTAN PADA ALIRAN GAS BUANG

Bahan pencemar (polutan) yang berasal dari kendaraan bermotor di bedakan menjadi polutan primer atau sekunder. Polutan primer seperti karbon monoksida (CO), sulfur oksida (SO<sub>x</sub>), nitrogen oksida (NO<sub>x</sub>) dan hidrokarbon (HC) langsung dibuang ke udara bebas dan mempertahankan bentuknya seperti pada saat pembuangan. Polutan sekunder seperti ozon (O<sub>3</sub>) dan peroksiasetil nitrat (PAN) adalah polutan yang terbentuk di atmosfer melalui reaksi fotokimia, hidrolisis atau oksidasi.

### 2.4.1 Karbon Monoksida (CO)

Karbon monoksida selalu terdapat didalam gas buang pada saat proses penguraian dan hanya ada pada knalpot kendaraan. CO merupakan produk dari pembakaran yang tidak tuntas yang disebabkan karena tidak seimbangny jumlah udara pada rasio udara-bahan bakar (AFR) atau waktu penyelesaian pembakaran

yang tidak tepat. Pada campuran kaya, konsentrasi CO akan meningkat dikarenakan pembakaran yang tidak sempurna untuk menghasilkan CO<sub>2</sub>. Pada beberapa hasil, konsentrasi CO yang terukur lebih besar dari konsentrasi kesetimbangan. Hal ini mengindikasikan bahwa terjadi pembentukan yang tidak sempurna pada langkah ekspansi.

Untuk menurunkan emisi CO dapat dilakukan dengan menjalankan mesin dengan campuran kurus yang menyebabkan hilangnya tenaga atau dengan cara menambahkan alat pada knalpot untuk mengoksidasi CO yang dihasilkan mesin. Secara teoritis, kadar CO pada gas buang dapat dihilangkan dengan menggunakan AFR lebih besar dari 16:1. Namun pada kenyataannya kadar CO akan selalu terdapat pada gas buang walaupun pada campuran yang kurus sekalipun.

Persentase CO pada gas buang meningkat pada saat *idle* dan menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan dan pada saat kecepatan konstan. Pada saat perlambatan dimana terjadi penutupan *throttle* yang menyebabkan berkurangnya suplai oksigen ke mesin akan mengakibatkan tingginya kadar CO yang dihasilkan.

#### **2.4.2 Hidrokarbon (HC)**

Emisi hidrokarbon yang tidak terbakar merupakan hal berkaitan langsung dengan pembakaran yang tidak sempurna. Bentuk emisi hidrokarbon dipengaruhi oleh banyak variable desain dan operasi. Salah satunya dapat disebabkan karena penyalaan yang tidak stabil (*misfire*). Oksidasi dari hidrokarbon merupakan proses rantai dengan hasil lanjutan berupa aldehid. Beberapa jenis aldehid bersifat stabil dan keluar bersama gas buang. Sumber utama dari pembentukan hidrokarbon adalah *wall quenching* yang diamati pada saat api menjalar kearah dinding, terdapat lapisan tipis yang tidak terjadi reaksi kimia kecuali terjadinya pemecahan bahan bakar. Lapisan tipis ini mengandung hidrokarbon yang tidak terbakar atau disebut juga *quench distance*.

Besarnya *quench distance* ini bervariasi antara 0,008 sampai 0,038 cm yang dipengaruhi oleh temperature campuran, tekanan, AFR, temperature permukaan dinding dan endapan pembakaran. Besarnya konsentrasi hidrokarbon



didalam gas buang sama dengan besar konsentrasi CO, yaitu tinggi pada saat campuran kaya dan berkurang pada titik temperatur tertinggi.

### 2.4.3 Nitrogen Oksida (NO<sub>x</sub>)

Bahan pencemar (polutan) yang berasal dari kendaraan bermotor di bedakan menjadi polutan primer atau sekunder. Polutan primer seperti sulfur oksida (SO<sub>x</sub>), nitrogen oksida (NO<sub>x</sub>) dan hidrokarbon (HC) langsung dibuangkan ke udara bebas dan mempertahankan bentuknya seperti pada saat pembuangan. Polutan sekunder seperti ozon (O<sub>3</sub>) dan peroksi asetil nitrat (PAN) adalah polutan yang terbentuk di atmosfer melalui reaksi fotokimia, hidrolisis atau oksidasi.

Komponen utama dari NO<sub>x</sub> adalah nitrogen oksida (NO) yang dapat dikonversikan lagi menjadi nitrogen dioksida (NO<sub>2</sub>) dan nitrogen tetraoksida (N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>). Oksida-oksida nitrogen (NO<sub>x</sub>) biasanya dihasilkan dari proses pembakaran pada suhu tinggi dari bahan bakar gas, minyak atau batu bara. Suhu yang tinggi pada ruang bakar akan menyebabkan sebagian N<sub>2</sub> bereaksi dengan O<sub>2</sub>. Jika terdapat N<sub>2</sub> dan O<sub>2</sub> pada temperatur lebih dari 1800 °C, akan terjadi reaksi pembentukan gas NO sebagai berikut:



Di udara, NO mudah berubah menjadi NO<sub>2</sub>. Komposisi NO<sub>x</sub> di dalam gas buang terdiri dari 95 % NO, 3—4 % NO<sub>2</sub>, dan sisanya adalah N<sub>2</sub>O serta N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

Tidak seperti gas polutan lainnya yang mempunyai daya destruktif yang tinggi terhadap kesehatan manusia, NO merupakan gas inert dan 'hanya' bersifat racun. Sama halnya dengan CO, NO mempunyai afinitas yang tinggi terhadap oksigen dibandingkan dengan hemoglobin dalam darah. Dengan demikian pemaparan terhadap NO dapat mengurangi kemampuan darah membawa oksigen sehingga tubuh kekurangan oksigen dan mengganggu fungsi metabolisme. Namun NO<sub>2</sub> dapat menimbulkan iritasi terhadap paru-paru.

### 2.4.4 Udara Berlebih (Excess Air)

Perhitungan-perhitungan pembakaran harus terkait dengan persyaratan perlengkapan pembakaran aktual di mana perlengkapan tersebut masih laik pakai.

Nilai udara stoikiometri mendefinisikan suatu proses pembakaran dengan efisiensi 100%, sehingga tidak ada lagi udara yang terbuang. Pada kenyataannya, untuk mencapai pembakaran sempurna, harus disediakan sejumlah udara yang lebih besar daripada kebutuhan stoikiometri. Hal ini dikarenakan sulitnya mendapatkan pencampuran yang memuaskan antara bahan bakar dengan udara pada proses pembakaran aktual. Udara perlu diberikan dalam jumlah berlebih untuk memastikan terbakarnya seluruh bahan bakar yang ada secara sempurna.

$$\% \text{ udara teoritis} = \left( \frac{m_{ua}}{m_{us}} \right) 100 = \left( \frac{N_{ua}}{N_{us}} \right) 100 \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\% \text{ udara lebih} = \% \text{ udara teoritis} - 100 \dots\dots\dots (2.15)$$

dengan udara berlebih, pembakaran terjadi pada kondisi bahan bakar yang “kurus” (*lean*). Sehingga udara berlebih (*excess air*) yang belum tereaksi muncul pada produk pembakaran.



Untuk pembakaran bahan bakar yang berwujud gas, total kebutuhan udara yang diperlukan cukup 5% di atas kebutuhan stoikiometri. Sehingga nilai  $\gamma$  adalah  $(100 + 5) \% = 1,05$

## 2.5 KARAKTERISTIK BAHAN BAKAR CAIR LPG

*Liquefied Petroleum Gas* atau LPG merupakan campuran dari berbagai hidrokarbon yang dikenal sebagai butana, propana, isobutana atau campuran antara butana dengan propana, sebagai hasil sampingan minyak mentah, berbentuk gas. Dengan menambah tekanan atau menurunkan suhunya membuat menjadi cairan. Sifat-sifat umum LPG adalah sebagai berikut:

- ❖ Massa jenis LPG lebih besar dari massa jenis udara:
  - Massa jenis butana dua kali lebih besar dari massa jenis udara.
  - Massa jenis propana satu setengah kali lebih besar dari massa jenis udara.
- ❖ LPG tidak mempunyai sifat pelumasan terhadap metal.

- ❖ LPG merupakan *solvent* yang baik terhadap karet sehingga kemasan atau tabung yang digunakan harus diperhatikan.
- ❖ LPG tidak memiliki warna, baik dalam bentuk cairan maupun dalam bentuk gas.
- ❖ LPG tidak memiliki bau. Umumnya LPG komersial ditambahkan zat yang berbau (*odor*) untuk alasan keselamatan. Zat berbau yang biasa digunakan adalah *Ethyl Mercaptane*, yang memiliki bau menyengat seperti petai.
- ❖ LPG tidak mengandung racun.
- ❖ Bila menguap di udara bebas, LPG akan membentuk lapisan karena kondensasi sehingga terdapat aliran gas.

Selain digunakan sebagai bahan bakar, gas LPG digunakan pula sebagai bahan penekan. LPG banyak digunakan untuk hasil produksi yang berjenis *spray* seperti *deodorant*, minyak wangi *spray*, cat semprot, dan kosmetik yang digunakan dalam bentuk *spray*.

Zat berbau yang dicampurkan dengan LPG membantu agar kebocoran gas dapat diketahui. Bau yang dihasilkan sangat menusuk hidung sehingga kebocoran gas dapat ditanggulangi secepatnya.

Dalam proses pembakaran, LPG tidak menghasilkan sisa pembakaran sehingga kebersihan lingkungan sekitar dapat terjamin.

### 2.5.1 Butana

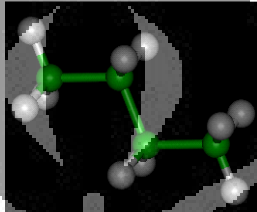
Butana, yang sering juga disebut sebagai n-butana, adalah alkana yang memiliki empat atom Karbon ( $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$ ). Butana sangat mudah terbakar, tidak berwarna dan mudah untuk dicairkan (*liquified gases*). Pada pembakaran dengan jumlah oksigen yang banyak, butana akan berubah menjadi karbon dioksida dan uap air. Persamaan reaksi pembakaran butana adalah:



Jika kadar oksigen yang tersedia terbatas, karbon monoksida kemungkinan akan terbentuk.

Gas butana biasanya dijual dalam bentuk LPG, dimana gas butana dicampur dengan propana dan gas-gas hidrokarbon lain. Gas butana biasa digunakan untuk keperluan rumah tangga dan perkemahan. Butana juga biasa digunakan sebagai *feedstock* untuk produksi kimia dasar dalam *steam cracking*, sebagai bahan bakar pada korek api dan sebagai propelan pada alat penyemprot. Karakteristik butana antara lain sebagai berikut:

Tabel II.1. Sifat Butana

Butana (CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> )	
	
Sifat	
<i>Specific Gravity</i> (15°C)	0.582 ( <i>liquid</i> ), 2.01 ( <i>gas</i> )
<i>Solubility in water</i>	6.1 mg/100 ml (20 °C)
<i>Melting point</i>	-138.3 °C (134.9 K)
<i>Boiling point</i>	-0.5 °C (272.7 K)
<i>Flash point</i>	-60 °C
<i>Autoignition temperature</i>	287 °C
<i>Explosive limits</i>	1.8–8.4%
<i>Calorific value :</i>	
(MJ/m <sup>3</sup> ) <i>dry</i>	112.9
(Btu/ft <sup>3</sup> ) <i>dry</i>	3 030
(MJ/kg)	45.8
(Btu/lb)	19 700
<i>Mole weight</i>	58.12 kg/kmol

Sumber : [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)

### 2.5.2 Propana

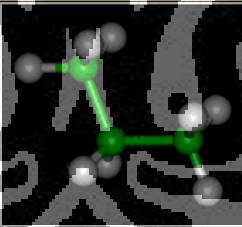
Propana adalah alkana yang memiliki tiga atom Karbon (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) dan merupakan gas yang tidak berwarna. Propana diperoleh dari proses pemisahan gas

tersebut dengan produk petroleum yang lain selama proses pengolahan minyak atau gas bumi. Propana secara umum digunakan sebagai sumber panas pada mesin, alat panggangan dan perumahan. Propana dijual dalam bentuk LPG sebagai bahan bakar, yang merupakan campuran propana dengan propilen, butana, dan butilen dalam jumlah yang lebih kecil dan ditambahkan pembau. Reaksi pembakaran propana dengan udara akan menghasilkan CO<sub>2</sub> dan H<sub>2</sub>O dengan persamaan reaksi:



Karena massa jenisnya lebih besar daripada udara, propana akan jatuh dan berada di atas permukaan lantai jika dilepaskan ke udara bebas. Propana cair akan berubah menjadi uap pada tekanan atmosfer dan berwarna putih karena mengembun. Propana memiliki karakteristik sebagai berikut:

**Tabel II.2.** Sifat Propana

<b>Propana (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>)</b>	
	
<b>Sifat</b>	
<i>Specific Gravity</i> , (15°C)	0.54 ( <i>liquid</i> ), 1.5 ( <i>gas</i> )
<i>Melting point</i>	-187.6 °C (85.5 K)
<i>Boiling point</i>	-42.09 °C (231.1 K)
<i>Solubility in water</i>	0.1 g/cm <sup>3</sup> (37.8°C)
<i>Flash point</i>	-104 °C
<i>Autoignition temperature</i>	432 °C
<i>Explosive limits</i>	2.1–9.5%
<i>Calorific value</i> :	

(MJ/m <sup>3</sup> ) <i>dry</i>	86.1
(Btu/ft <sup>3</sup> ) <i>dry</i>	2 310
(MJ/kg)	46.3
(Btu/lb)	19 900
<i>Mole weight</i>	44.10 kg/kmol

Sumber : [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)

## 2.6 PENGARUH ALIRAN LPG SEBAGAI PENAMBAH TENAGA

Gas LPG yang telah dicampurkan dengan udara akan mempermudah proses pembakaran di dalam ruang bakar. Campuran udara dan gas LPG akan bercampur dengan bensin di karburator yang kemudian dibakar di ruang bakar. Campuran udara, gas LPG, dan bensin akan lebih mudah terbakar daripada campuran yang hanya terdiri atas udara dan bensin. Hal ini disebabkan karena gas LPG yang tercampur dengan udara akan lebih dulu terbakar dibandingkan dengan bahan bakar cair yang belum sepenuhnya menguap. Pembakaran LPG yang lebih awal akan membantu terjadinya pembakaran bahan bakar minyak (bensin) yang sempurna.

Reaksi pembakaran yang sangat cepat akan mengakibatkan terjadi gangguan dalam sistem pembakaran, seperti terjadi *autoignition*, besarnya kadar bahan bakar yang tidak terbakar. Hal ini disebabkan oleh :

- Angka *Oktan* yang terlalu rendah
- Penyetelan sudut pengapian yang tidak tepat
- Busi terlalu panas
- Pendinginan terlalu miskin
- *Reignition* terhadap hasil pembakaran sebelumnya
- Kurangnya oksigen ( udara )

Oleh karena itu untuk pembakaran yang baik diperlukan keadaan:

- Jumlah campuran udara dan bensin yang tepat
- Temperatur pembakaran yang sesuai
- Waktu pembakaran yang cukup

### 2.6.1 Perbandingan udara bahan bakar ( A/F ) atau AFR

Perbandingan antara massa campuran udara dan LPG serta bahan bakar , sangat berpengaruh pada kualitas pembakaran. Setiap bahan bakar memiliki standart tersendiri, berapa rasio perbandingan udara dan bahan bakar yang minimum, sehingga reaksi pembakaran dapat berlangsung secara sempurna. Rasio standart bahan bakar disebut AFR teoritis.

$$( A/F )_{\text{teoritis}} = m \text{ udara} / m \text{ bahan bakar} \dots\dots\dots(2.19)$$

Pada pembakaran reaksi aktual , sulit untuk mencapai  $( A/F )_{\text{teoritis}}$ , tergantung dari setting mesin dan pengendara kendaraan bermotor dalam memacu kendaraannya.

### 2.7 MIXER

Venturi mixer ialah suatu konstruksi pencampuran sederhana, yaitu sebuah venturi yang diletakkan sebelum karburator. Mixer ini digunakan untuk mencampurkan gas dengan udara sebelum dicampur dengan bensin. Bentuk venturi akan mempengaruhi kualitas pencampuran dan jenis aliran yang dihasilkan, sehingga akan berpengaruh terhadap proses pembakaran nantinya.

Dalam perancangan mixer yang perlu diperhatikan ialah:

1. Mixer dapat menghasilkan campuran yang homogen sehingga siap untuk dibakar dalam ruang bakar mesin.
2. Mixer mudah dipasang pada mesin konvensional serta pemeliharaan mudah serta murah.
3. *Dual Fuel* tidak akan mengganggu kerja karburator utama.
4. Mixer dapat menghasilkan campuran dengan perbandingan yang tepat agar dapat menghasilkan unjuk kerja yang optimum pada berbagai kondisi

Terdapat dua jenis mixer dalam penelitian ini, yaitu:

#### 1. Jet Fuel (Model Lama)

Model ini merupakan mixer sederhana. Pada mixer ini udara mengalir melalui saluran udara yang berbentuk venturi, tekanan udara turun sehingga terjadi kevakuman, bersamaan dengan itu gas disemburkan

melalui jet fuel/nozzle. Kelamahan pada sistem ini yaitu aliran udara tertahan oleh jet fuel sehingga udara tidak mengalir sempurna dan campuran yang dihasilkan kurang homogen.

## 2. Mixer Ring

Pada mixer jenis ini gas masuk melalui lubang-lubang di sekeliling saluran udara. Keuntungan dengan menggunakan mixer jenis ini ialah aliran udara tidak terganggu oleh nozzle, dan juga lubang-lubang di sekeliling saluran udara memungkinkan tumbukan antara molekul gas dengan udara lebih banyak terjadi sehingga kemungkinan campuran yang dihasilkan untuk mencapai keadaan homogen lebih besar. Kekurangannya antara lain terdapat kemungkinan aliran tidak merata karena tekanan dan kecepatan yang mengalir ke dalam lubang mixer mengalami losses pada daerah terjauh dari inlet gas masuk.

Venturi mixer memanfaatkan efek venturi, yaitu fenomena terjadinya kevakuman pada venturi. Fenomena ini terjadi ketika udara mengalir melalui pembatas (constriction), dan pada saat itu (vakum) gas akan mengalir ke dalam saluran udara.

Persamaan kontinuitas menyatakan bahwa rasio aliran (flow rate) pada sisi kiri suatu saluran fluida harus sama dengan rasio aliran pada sisi kanan saluran tersebut.

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \dots\dots\dots(2.20)$$

Persamaan Bernoulli menunjukkan bahwa perubahan kecepatan aliran berpengaruh pada besar kecilnya tekanan pada aliran tersebut.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \dots\dots\dots(2.21)$$

$$P_2 = \left\{ \frac{\rho}{2} (V_1^2 - V_2^2) \right\} + \{ g (Z_1 - Z_2) \} + P_1 \dots\dots\dots(2.22)$$

dimana

v = kecepatan fluida sepanjang aliran

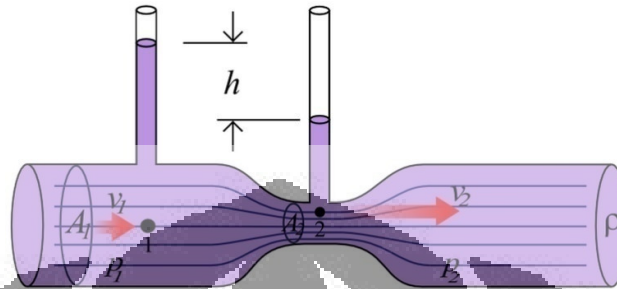
g = percepatan gravitasi

h = tinggi fluida

p = tekanan sepanjang aliran



$\rho$  = massa jenis fluida



**Gambar 2.3.** Venturi

Persamaan di atas menyatakan bahwa semakin cepat suatu fluida bergerak, semakin kecil tekanannya. Fluida yang mengalir melalui saluran pipa akan mengalami kenaikan kecepatan ketika melewati pipa yang diameternya mengecil sesuai dengan persamaan kontinuitas. Fluida yang mengalir dalam hal ini adalah udara. Ketika kecepatan udara yang melewati pipa bertambah besar, tekanannya berkurang sehingga membuat terjadinya tekanan rendah atau kevakuman pada venturi sesuai dengan hukum kekekalan energi. Kevakuman ini membuat fluida yang lain dapat mengalir mengisi ruang vakum melalui saluran yang ada. Fluida kedua yang digunakan dalam penelitian ini adalah LPG.

## 2.8 TEORI PENCAMPURAN

### 2.8.1 Pencampuran Gas

Banyak aplikasi termodinamika melibatkan pencampuran pada beberapa zat murni. Udara merupakan campuran antara berbagai macam gas. Bahan bakar ditambahkan ke dalam udara pada proses pembakaran yang berakibat pada terjadinya beberapa gas baru seperti karbon dioksida, uap air dan nitrogen oksida. Jika sifat-sifat termodinamika dari zat-zat murni yang digunakan sebagai komponen pencampuran diketahui, haruslah dikembangkan suatu aturan yang dapat menentukan sifat-sifat campuran yang terjadi dan berkaitan dengan komposisi campuran dan sifat-sifat dari masing-masing komponen.

Campuran yang digunakan terdiri atas  $\alpha = 1, \dots, v$  zat-zat murni yang berbeda, dalam hal ini merupakan komponen-komponen. Massa setiap komponen, yang secara umum dapat diidentifikasi dengan huruf Yunani,  $\alpha$ , diberikan dengan  $m_\alpha$ . Jika berat molekul dilambangkan dengan  $M_\alpha$  dan jumlah seluruh molekul zat adalah  $N_\alpha$ , dapat ditulis:

$$m_\alpha = N_\alpha M_\alpha \mu_H \dots\dots\dots (2.23)$$

dengan  $\mu_H$  adalah massa dari satu atom hidrogen:

$$\mu_H = 1,67 \cdot 10^{-27} \dots\dots\dots (2.24)$$

Total massa dari campuran diberikan oleh persamaan:

$$m_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v m_\alpha = \sum_{\alpha=1}^v (N_\alpha M_\alpha \mu_H) \dots\dots\dots (2.25)$$

dan, jika tidak terjadi reaksi kimia, jumlah total molekul dalam campuran dapat dihitung dengan persamaan:

$$N_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v N_\alpha \dots\dots\dots (2.26)$$

Seringkali kita ingin mendefinisikan berat molekul rata-rata,  $M_{mix}$ , dari suatu campuran. Dengan persamaan (2.23) kita dapat mendefinisikan:

$$m_{mix} = N_{mix} M_{mix} \mu_H \dots\dots\dots (2.27)$$

Dengan mengombinasikan persamaan (2.27) dan (2.23), diperoleh persamaan:

$$N_{mix} = \frac{m_{mix}}{M_{mix} \mu_H} = \sum_{\alpha=1}^v N_\alpha = \sum_{\alpha=1}^v \frac{m_\alpha}{M_\alpha \mu_H} \dots\dots\dots (2.28)$$

Dengan demikian:

$$M_{mix} = \frac{1}{\sum_{\alpha=1}^v \left( \frac{m_\alpha}{m_{mix}} \frac{1}{M_\alpha} \right)} \dots\dots\dots (2.29)$$

Rasio massa suatu komponen,  $m_\alpha$ , terhadap massa campuran,  $m_{mix}$ , disebut fraksi atau konsentrasi massa,  $c_\alpha$ :

$$c_\alpha = \frac{m_\alpha}{m_{mix}} \dots\dots\dots (2.30)$$

dan dapat ditulis dengan cara alternatif untuk memperoleh berat molekul rata-rata campuran:

$$M_{mix} = \frac{1}{\sum_{\alpha=1}^v \left( \frac{c_{\alpha}}{M_{\alpha}} \right)} \dots\dots\dots (2.31)$$

Kuantitas yang seringkali dihitung dalam teori pencampuran termasuk:

- jumlah mol komponen  $\alpha$  :

$$v_{\alpha} = \frac{N_{\alpha}}{N_{Avo}} \dots\dots\dots (2.32)$$

dengan  $N_{avo}$  adalah bilangan Avogadro yang merupakan suatu konstanta dan merepresentasikan jumlah molekul/atom yang diperlukan untuk mengetahui satu mol substansi:

$$N_{avo} = 6,023 \cdot 10^{23} \dots\dots\dots (2.33)$$

- fraksi mol  $y_{\alpha}$  :

$$y_{\alpha} = \frac{v_{\alpha}}{v_{mix}} \equiv \frac{N_{\alpha}}{N_{mix}}, \text{ dimana } v_{mix} = \frac{N_{mix}}{N_{Avo}} \dots\dots\dots (2.34)$$

- densitas massa parsial dan volume spesifik komponen  $\alpha$  :

$$\rho_{\alpha} = \frac{m_{\alpha}}{V_{mix}}, v_{\alpha} = \frac{1}{\rho_{\alpha}} = \frac{V_{mix}}{m_{\alpha}} \dots\dots\dots (2.35)$$

dengan  $V_{mix}$  menyatakan volume yang ditempati campuran zat-zat, dan

- densitas jumlah partikel komponen  $\alpha$  :

$$n_{\alpha} = \frac{N_{\alpha}}{V_{mix}} \dots\dots\dots (2.36)$$

Kuantitas-kuantitas di atas menyatakan identitas-identitas tertentu. Sebagai contoh, jumlah dari semua fraksi massa dan semua fraksi mol sama dengan satu:

$$\sum_{\alpha=1}^v c_{\alpha} = \sum_{\alpha=1}^v \frac{m_{\alpha}}{m_{mix}} = \frac{1}{m_{mix}} \sum_{\alpha=1}^v m_{\alpha} \equiv \frac{m_{mix}}{m_{mix}} = 1, \dots\dots\dots (2.37)$$

$$\sum_{\alpha=1}^v y_{\alpha} = \sum_{\alpha=1}^v \frac{v_{\alpha}}{v_{mix}} = \frac{1}{v_{mix}} \sum_{\alpha=1}^v v_{\alpha} = \frac{1}{N_{mix}/N_{Avo}} \sum_{\alpha=1}^v \frac{N_{\alpha}}{N_{Avo}} = \dots\dots\dots (2.38)$$

$$\frac{1}{N_{mix}} \sum_{\alpha=1}^v N_{\alpha} = \frac{N_{mix}}{N_{mix}} = 1$$

Densitas jumlah partikel dan densitas massa komponen  $\alpha$  dihubungkan dengan cara sebagai berikut:

$$\rho_{\alpha} = \frac{m_{\alpha}}{m_{mix}} = \frac{M_{\alpha} N_{\alpha} \mu_H}{V_{mix}} = M_{\alpha} \mu_H \frac{N_{\alpha}}{V_{mix}} = M_{\alpha} \mu_H n_{\alpha} \dots\dots\dots (2.39)$$

Densitas massa campuran diberikan oleh jumlah densitas massa parsial:

$$\rho_{mix} = \frac{m_{mix}}{V_{mix}} = \frac{1}{V_{mix}} \sum_{\alpha=1}^v m_{\alpha} = \sum_{\alpha=1}^v \frac{m_{\alpha}}{V_{mix}} = \sum_{\alpha=1}^v \rho_{\alpha} \dots\dots\dots (2.40)$$

Perlu diketahui bahwa persamaan ini merupakan jenis aturan yang ingin ditemukan. Densitas massa campuran diikuti dengan penambahan sederhana dari densitas massa parsial dari unsur-unsur pokok atau, dengan kata lain, suatu sifat campuran dengan mudah ditentukan oleh sifat-sifat zat-zat murni, yang dapat diketahui.

Selain itu, konservasi massa juga memperbolehkan ditemukannya persamaan alternatif berikut untuk menghitung berat molekul rata-rata,  $M_{mix}$  :

$$m_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v m_{\alpha} \Leftrightarrow M_{mix} \mu_H N_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v (M_{\alpha} \mu_H N_{\alpha}) \dots\dots\dots (2.41)$$

$$M_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v \left( M_{\alpha} \frac{N_{\alpha}}{N_{mix}} \right) = \sum_{\alpha=1}^v (M_{\alpha} y_{\alpha})$$

### 2.8.2 Hukum Dalton untuk Pencampuran Gas Ideal: Penambahan Tekanan Parsial

Suatu gas ideal terdiri atas molekul-molekul dengan energi potensial rata-rata di antaranya besarnya jauh lebih kecil daripada energi kinetik rata-ratanya. Dengan kata lain, jarak antara molekul-molekul pada gas ideal secara komparatif besar dan molekul-molekul tersebut merasakan kehadiran satu sama lain hanya pada waktu singkat ketika terjadi tumbukan. Kita mengetahui bahwa pada gas ideal, yang diidentifikasi dengan indeks  $\alpha$ , tekanannya,  $p_{\alpha}$ , temperatur,  $T$ , dan densitas,  $\rho_{\alpha}$ , berhubungan satu sama lain sesuai dengan persamaan keadaan termal, hukum gas ideal.

$$p_{\alpha} = \rho_{\alpha} \frac{R}{M_{\alpha}} T, \dots\dots\dots (2.42)$$

R melambangkan konstanta ideal gas dan  $M_\alpha$  merupakan berat molekul gas. Sekarang persamaan (2.35) dan (2.39) dapat digunakan untuk densitas partikel dan persamaan dapat ditulis kembali seperti persamaan berikut:

$$p_\alpha = \rho_\alpha \frac{R}{M_\alpha} T = M_\alpha \mu_H n_\alpha \frac{R}{M_\alpha} T = n_\alpha kT, \quad k = \mu_H R = 1,38 \cdot 10^{-23} \frac{J}{K} \quad (2.43)$$

Jika gas ideal ini terdistribusi secara homogen di dalam volume  $V_{mix}$ , persamaan tersebut secara alternatif dapat ditulis sebagai berikut:

$$p_\alpha = \frac{N_\alpha}{V_{mix}} kT \quad \dots\dots\dots (2.44)$$

dimana  $k$  merupakan *konstanta Boltzmann*. Konstanta tersebut dapat dilihat sebagai “konstanta gas atomik” per atom hidrogen dan untuk memperoleh nilai numeriknya dibutuhkan pengetahuan tentang massa dari satu atom tersebut. Sekarang ini nilai numerik untuk massa satu atom hidrogen dapat dengan mudah diperoleh pada buku-buku fisika. Faktanya, Albert Einstein sendiri yang pada pertama kali di tahun 1905 menentukan nilai  $k$  secara numerik dalam tesis *Ph.D*-nya pada pergerakan Brownian.

Dengan mengacu pada situasi persamaan (2.42), beberapa gas ideal, yang masing-masing berada dalam volume yang sama ( $V_{mix}$ ), dikombinasikan untuk membentuk sebuah campuran (tak bereaksi). Dapat diasumsikan bahwa pencampuran tidak mempengaruhi waktu interaksi dan waktu tumbukan antara atom-atom, yaitu bahwa kehadiran atom-atom/molekul-molekul lain yang serupa atau yang tidak serupa tidak terasa sama sekali. Secara atomistik, tekanan merupakan perubahan momentum atom-atom yang memantul pada sebuah dinding dan tidaklah mengejutkan untuk menyatakan bahwa tekanan parsial,  $p_\alpha$ , dari setiap komponen gas ideal,  $\alpha$ , dapat dengan mudah ditambahkan untuk menghasilkan tekanan total campuran tersebut,  $p_{mix}$ , yang sekali lagi dapat dianggap sebagai gas ideal:

$$p_{mix} = \sum_{\alpha=1}^v p_\alpha, \quad \dots\dots\dots (2.45)$$

$$p_\alpha = \rho_\alpha \frac{R}{M_\alpha} T = \frac{m_\alpha}{V_{mix}} \frac{R}{M_\alpha} T = n_\alpha kT = \frac{N_\alpha}{V_{mix}} kT, \quad \dots\dots\dots (2.46)$$

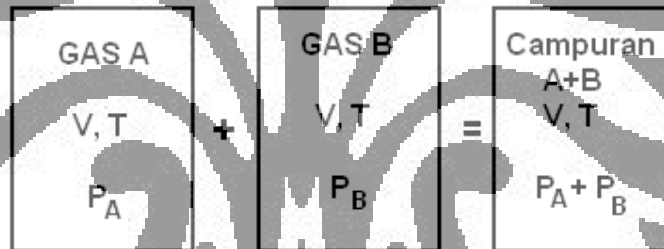
$$p_{mix} = \rho_{mix} \frac{R}{M_{mix}} T = \frac{m_{mix}}{V_{mix}} \frac{R}{M_{mix}} T = n_{mix} kT = \frac{N_{mix}}{V_{mix}} kT \dots\dots\dots (2.47)$$

Dua persamaan terakhir menunjukkan beberapa kemungkinan penulisan persamaan gas ideal yang akan lebih atau kurang berguna tergantung pada permasalahan. Persamaan tersebut konsisten dalam arti jika kita menjumlahkan persamaan (2.46) dengan mempertimbangkan semua komponen, dapat diperoleh persamaan berikut:

$$\sum_{\alpha=1}^v p_{\alpha} = \frac{kT}{V_{mix}} \sum_{\alpha=1}^v N_{\alpha} = \frac{kT}{V_{mix}} N_{mix} \dots\dots\dots (2.48)$$

Orang yang pertama menyatakan "hukum" ini secara jelas adalah ahli kimia Inggris John Dalton yang berpendapat demikian:

*Tekanan pada campuran gas ideal sama dengan penjumlahan setiap tekanan gas ideal dan akan menekan keberadaannya sendiri pada temperatur dan volume campuran.*



**Gambar 2.4.** Hukum Dalton

Batas-batas pada validasi hukum Dalton akan terjadi khususnya jika gas-gas tersebut bertambah tebal dan gaya-gaya intermolekul menjadi lebih signifikan.

## 2.9 DINAMOMETER DYNODINAMICS

Alat dinamometer yang digunakan bertipe *Lowboy chassis AWD (All Wheel Drive)*, dengan kemampuan di masing-masing *roller* sebesar 600 hp (450 kW). Alat dinamometer ini dapat digunakan oleh kendaraan beroda empat maupun kendaraan beroda dua (sepeda motor) dan bersifat *real time*.

Data yang didapatkan saat *Snap shot* : Tampilan layar *snap shot* merekam informasi pada setiap saat operator menekan tombol yang ada pada *remote* modul. *Autograph snap shot* secara otomatis mengambil data *snap shot* sesuai dengan

yang ditentukan antara kecepatan atau RPM selama grafik terbentuk. Ketika tombol *snap shot* sistem akan merekam secara real time nilai yang dipilih oleh operator. Data yang dihasilkan akan disimpan pada file pengambilan data dalam format teks ASCII namun dapat pula dengan program yang lainnya. Data bisa dimasukkan ke dalam *spreadsheet*, *database*, atau program *word processor* yang diinginkan.

### 2.9.1 Perhitungan Yang Berhubungan Dengan Inersia Chassis Dinamometer

$$\text{Linear Inertia (kg)} = \frac{\text{Tractive Effort (N)} \times 3.6}{\text{Ramp Rate (km/h)}} \dots\dots\dots (2.49)$$

$$\text{Linear Inertia (kg)} = \frac{\text{Power (kW)} \times 12960}{\text{Speed (km/h)} \times \text{Ramp Rate (km/h)}} \dots\dots\dots (2.50)$$

$$\text{Tractive Effort (N)} = \frac{\text{Linear Inertia (kg)} \times \text{Ramp Rate (km/h)}}{3.6} \dots\dots\dots (2.51)$$

$$\text{Power (kW)} = \frac{\text{Linear Inertia (kg)} \times \text{Ramp Rate (km/h)}}{12960} \dots\dots\dots (2.52)$$

Perlu diketahui bahwa *Chassis Dynamometer* bukan merupakan suatu alat yang dapat melakukan segala dan bukan merupakan akhir dari segala penyetelan (*tuning*). Alat dinamometer efektif jika sang operator handal dalam mengoperasikannya, seperti halnya perlengkapan lainnya.

### 2.10 PENGUKURAN TENAGA MESIN

Pada faktanya tidak ada cara yang secara langsung dapat mengukur tenaga mesin, segala macam dinamometer mengukur torsi dan daya keluaran melakukan perhitungan dengan rumus BHP. Persamaan ini merupakan persamaan dasar yang mendasari segala jenis mesin, modifikasi, dan penyetelan (*tuning*). Dua metode

utama yang digunakan dalam industri mesin adalah : (1) Pengukuran pada *crankshaft* dari mesin, atau (2) *Roller road dynamometer* (pengukuran pada roda).

Berikut ini kita bahas mengenai perbedaan dari kedua metode tersebut :

#### (1) Dinamometer mesin

Apabila kita hanya ingin mengetahui power dari mesin maka kita menggunakan dinamometer khusus untuk mesin. Ini menyerupai pada manufaktur *output shaft* dari mesin kendaraan. Mesin diletakkan pada dudukannya kemudian dihubungkan pada dynamometer, biasanya menggunakan *Propeler Shaft* (as kopel) yang dihubungkan pada bagian belakang dari poros engkol (atau pada roda gila). Gambaran dari *power* yang diukur dengan cara ini umumnya disebut sebagai "*flywheel power*". Alat Dinamometer memerlukan pengereman (rem) dimana digunakan untuk mengetahui torsi (atau beban) dari mesin tersebut. Pada saat mesin ditahan pada kecepatan tetap dengan beban yang diberikan oleh dinamometer kemudian torsi yang telah diberikan oleh dinamometer harus dengan tepat menyamakan dengan torsi yang dihasilkan oleh mesin.

Sebagai contoh, apabila kita ingin mengetahui torsi mesin pada saat *wide open throttle* (WOT) di rpm 4000. *Throttle* secara perlahan-lahan akan membuka dan pada saat yang bersamaan beban yang diberikan oleh dinamometer juga bertambah – kemungkinan dengan memainkan besaran dari beban yang diberikan kita mencapai keadaan dimana skep karburator dibuka penuh dan rpm tetap pada 4000. Torsi yang diberikan dicatat kemudian pengoperasian diulang pada interval lain seperti rpm 5000. Dengan meneruskan proses ini kita akan mendapatkan grafik torsi dari keseluruhan putaran mesin. Tentu saja kita juga bisa melakukan pengukuran dengan bukaan skep karburator yang tidak *full* bila diinginkan. Alat dinamometer yang modern dikontrol oleh sistem komputer dan bisa menghasilkan kurva tenaga dan torsi dengan cepat dan seorang operatornya pun tidak perlu bersusah payah untuk mengatur *throttle* dan kontrol beban secara manual. Hal itu bisa diprogram untuk mengukur di setiap kelipatan rpm, sebagai contoh pada setiap penambahan 250 atau 500 rpm.



## (2) Rolling Road Dynamometer

Biasa disebut dengan *chassis* dinamometer, digunakan untuk mengukur tenaga yang dihasilkan pada roda kendaraan. Alat ini diciptakan agar kita tidak perlu bersusah payah untuk melepaskan mesin dari kendaraannya hanya untuk tujuan melakukan tuning modifikasi yang telah ada. Bagaimanapun juga, hal ini berarti gambaran power yang terbentuk akan lebih rendah dibandingkan dengan *flywheel power* karena adanya *frictional losses* pada transmisi dan ban. Selanjutnya kita terangkan cara kerja rolling road dynamometer. Kendaraan dinaikkan keatas *chassis dyno* dan letakkan roda tepat diatas roller kemudian di ikat menggunakan strap. Torsi diukur pada kecepatan yang berbeda akan tetapi tepat sama seperti pada mesin dinamometer kecuali torsi pada roller lebih baik daripada torsi pada *flywheel*. Beban pengereman dihasilkan oleh salah satu roller dengan menggunakan hidrolik (*water brake*) atau dengan sistem elektrik sama pada *engine dyno* yang mengaplikasikan torsi pada *crankshaft* dari mesin. Perhitungan umum yang sama,  $BHP = \text{Torsi (ft/lbs)} \times \text{rpm} / 5252$ , bisa digunakan untuk menghitung bhp pada roller dengan mengetahui torsi dan rpm pada roller (bukan rpm pada mesin). Tapi bila rpm mesin diukur secara serentak atau berbarengan maka kita juga dapat mengetahui bhp di roller pada rpm mesin utama.

Masalah besar yang kita hadapi pada dinamometer tipe seperti ini adalah bila terjadinya slip pada ban. Kita ketahui bahwa permukaan dari roller adalah besi yang memiliki grip halus, dimana lama kelamaan akan menjadi licin. Kita bisa bayangkan perbedaan grip yang dihasilkan antara besi dibandingkan dengan permukaan aspal. Efek dari slipnya ban ini cukup kompleks sehingga grafik yang dihasilkan akan terlihat tidak bagus, namun hal ini bisa diminimalisir dengan menggunakan ban yang memiliki tapak permukaan yang lebar dan dengan tekanan ban yang tepat.

### 2.10.1 Cara Kerja Inersia pada Dinamometer Jenis Rolling Road

Sebagian besar jenis *dyno rolling road* yang sering dipakai untuk menentukan kekuatan bentuk di US adalah dinamometer inersia. *Inersia dyno* tidak secara langsung mengukur gaya pada perputaran roller dyno ke dalam

penentuan kekuatan bentuknya. Dari beberapa sistem tersebut untuk melakukan perhitungan gaya (*force*) dalam perputaran digunakan rumus :

$$F = m \cdot a \dots\dots\dots (2.53)$$

dimana F merupakan gaya (N), m adalah massa (kg), dan a adalah percepatan ( $m/s^2$ )

Massa dan sistem inertia dari perputaran dyno telah kita ketahui sebelumnya. Dimana untuk menghitung kekuatan yang digunakan, dyno inertia mengukur kecepatan dari perputaran berdasarkan pengukuran peningkatan dalam aliran dan *voltage* yang dihasilkan ketika *dyno eddy* mengalir secara *retarders* di pakai sebagai generator pembangkit dari pada power yang diserap (dipakai sebagai penahan beban dinamometer ketika melakukan penyetelan mesin).

Gaya pada roller dimana massa roller dikalikan oleh percepatan ditentukan oleh *voltage output*. Gaya ini dikalikan oleh radius dari perputaran itu sendiri untuk memberikan torsi pada roda, persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$T = F \cdot r \dots\dots\dots (2.54)$$

Dimana T = torsi;

F = gaya ; dan

r = radius atau jarak yang diaplikasikan.

Power ditentukan dengan rumus

$$BHP = \text{Torsi (ft/lbs)} \times \text{rpm} / 5252 \dots\dots\dots (2.55)$$

Rumus ini kemudian digunakan untuk mengukur power pada roda. Apabila point-point power yang terjadi pada mesin ini digunakan sebagai acuan, maka gambaran power ini bisa dijadikan plot kurva power. Untuk menggambarkan power yang terjadi pada *flywheel*, penurunan coast prosedur dipakai untuk mengukur deselerasi pada roller, dan memakai gambaran ini sebagai kecepatan negative dan rumus  $F = ma$  kembali digunakan untuk mengetahui power yang hilang melalui transmisi.

Masalah besar yang dihadapi adalah ketika perubahan terjadi pada setiap sistem yang mengalami perputaran. Dalam hal ini termasuk didalamnya seperti kopling, *flywheel*, atau roda. Bagian-bagian tersebut tidak mempengaruhi power pada mesin, akan tetapi bagaimanapun juga hal tersebut akan berubah atau mempengaruhi hasil pengukuran *output power* dalam *inersia dyno*. Ini merupakan alasan lain mengapa angka yang dihasilkan oleh dinamometer tidak dapat menjamin kekakuratannya lebih dari 5%.

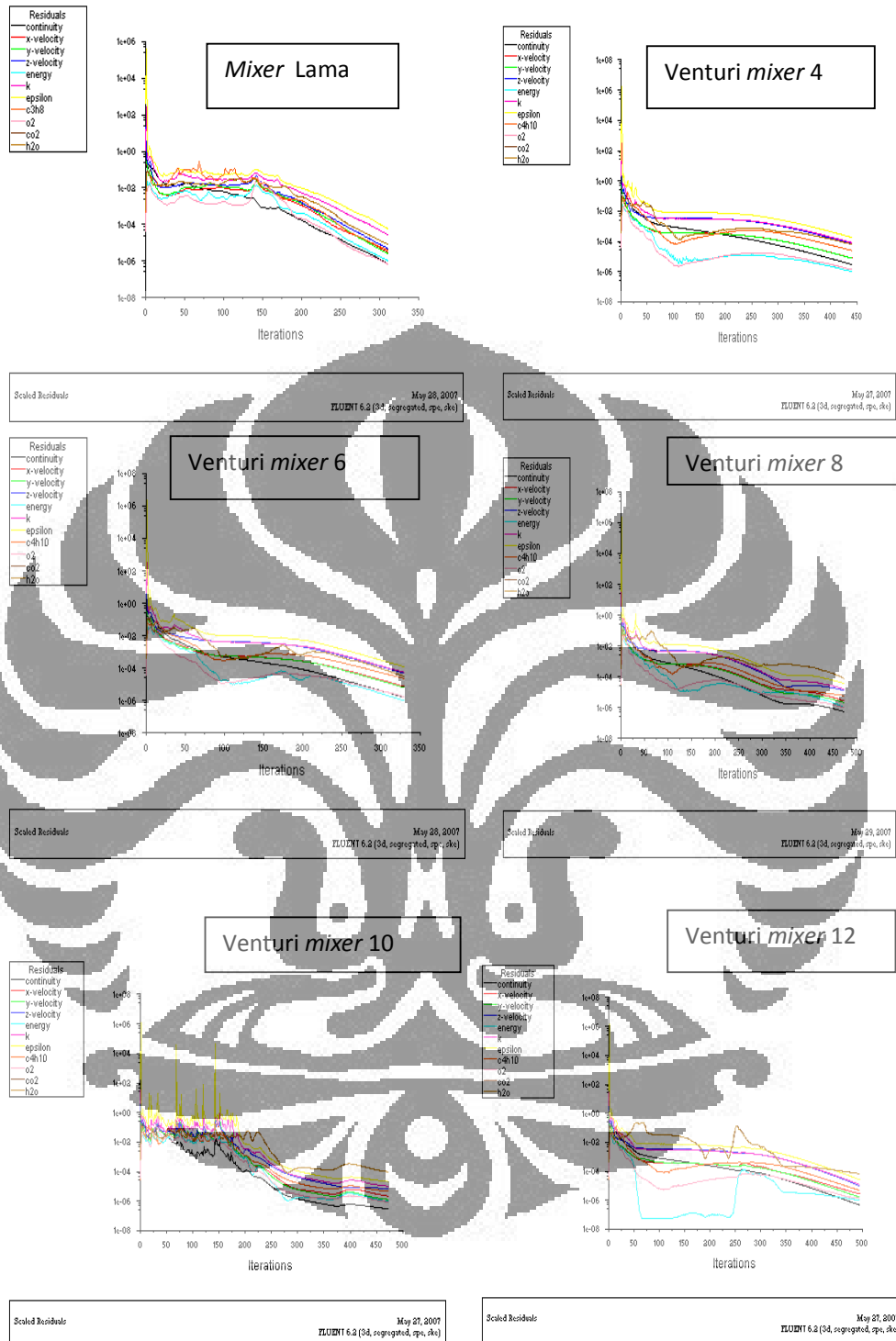
## 2.11 SIMULASI PENCAMPURAN GAS

Hasil simulasi dengan menggunakan software Fluent ver 6.0 dengan penggunaan mesh sebesar 2.5 dan berjenis tetrahedral/hybrid, pada area yang dikontrol oleh suatu garis residual hasil perhitungan. Garis itu terbentuk secara proporsional, maka akan dapat diketahui dan terlihat karakteristik dari hasil pencampuran LPG dan udara pada *mixer*. Parameter yang akan diamati ialah :

- Vektor kecepatan
- Turbulensi

Iterasi merupakan perhitungan terhadap persamaan yang dilakukan oleh software CFD untuk menggambarkan kondisi yang ditentukan. Kondisi konvergen ialah ketika tidak terdapat lagi perubahan terhadap hasil penyelesaian. Pada fluent 6.0, kondisi konvergen terjadi ketika setiap perhitungan telah mencapai kriteria konvergen yaitu 0.001

Hasil simulasi setelah semuanya mencapai keadaan konvergen setelah 350-500 iterasi, diperlihatkan dalam grafik residual berikut :

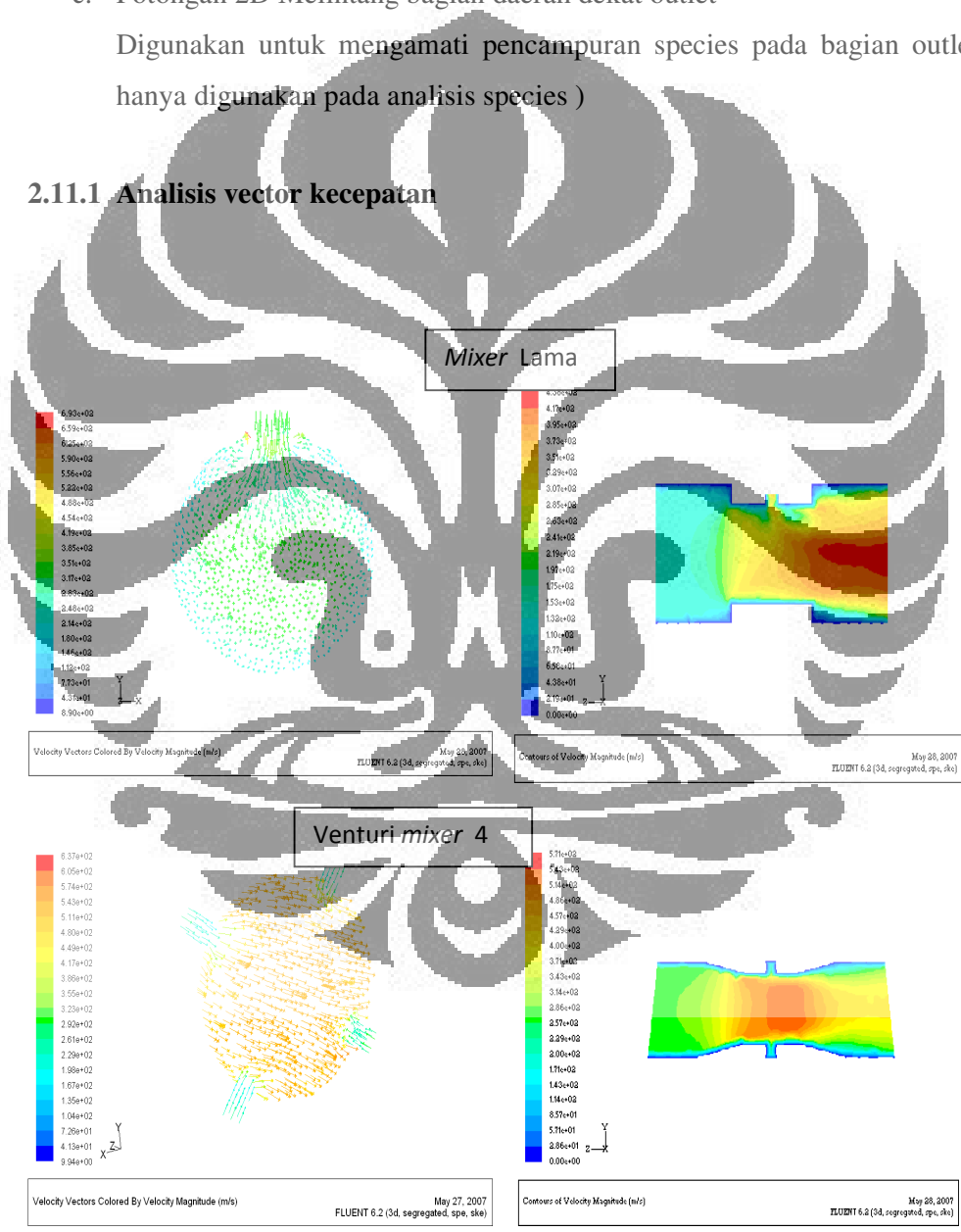


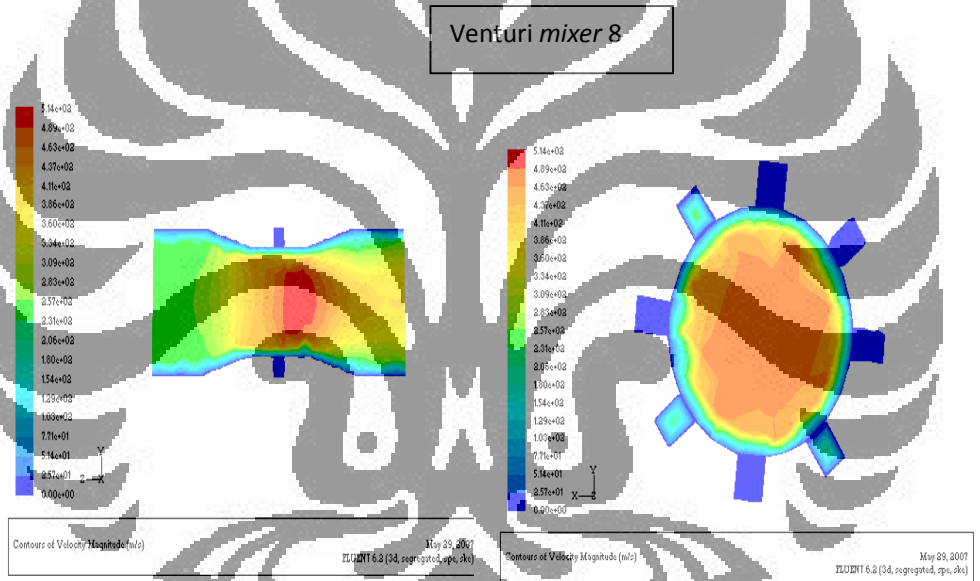
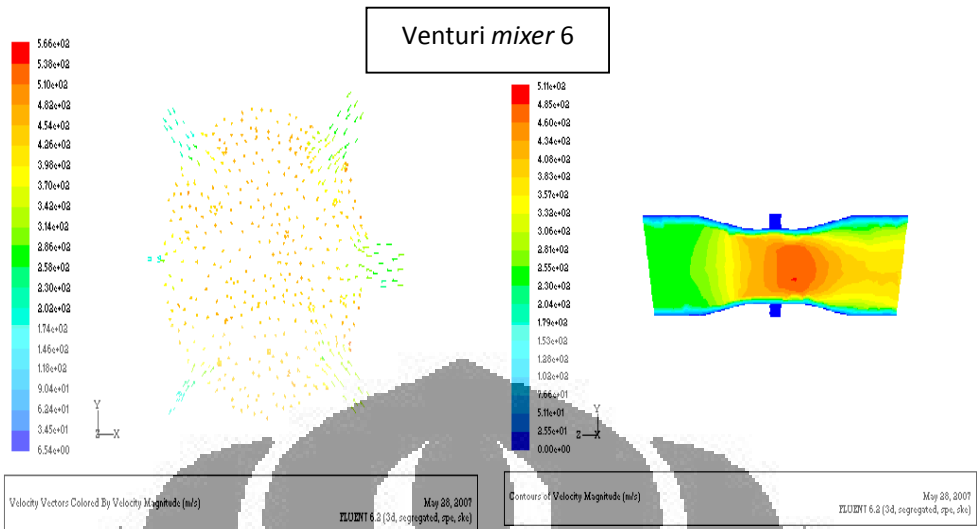
**Gambar 2.5.** Grafik iterasi

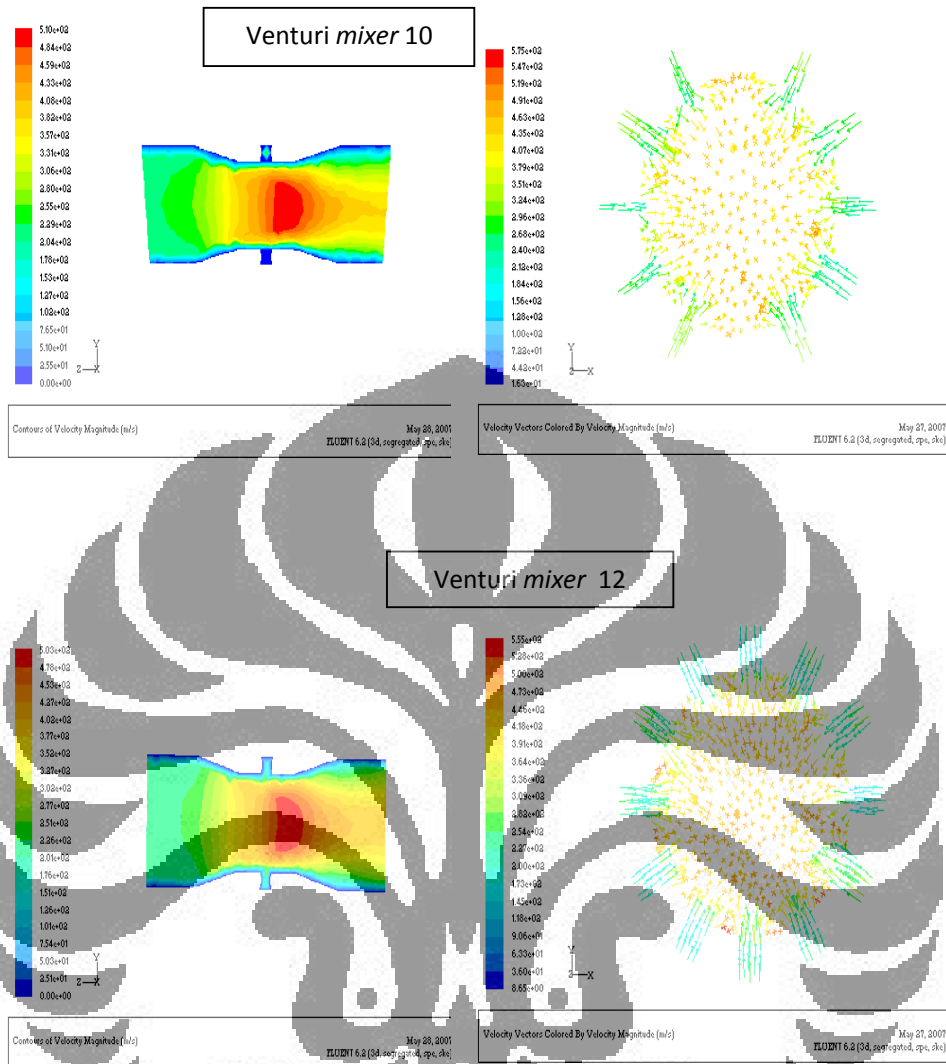
Analisis akan dilakukan melalui pengamatan visual hasil perhitungan yang dilakukan oleh software melalui potongan gambar 2D dari simulasi yaitu :

- a. Potongan 2D Memanjang  
Digunakan untuk mengamati aliran sepanjang venturi dari inlet hingga outlet
- b. Potongan 2D Melintang  
Digunakan untuk mengamati aliran didalam venturi dalam bidang lingkaran pada bagian pencampuran
- c. Potongan 2D Melintang bagian daerah dekat outlet  
Digunakan untuk mengamati pencampuran species pada bagian outlet ( hanya digunakan pada analisis species )

**2.11.1 Analisis vector kecepatan**





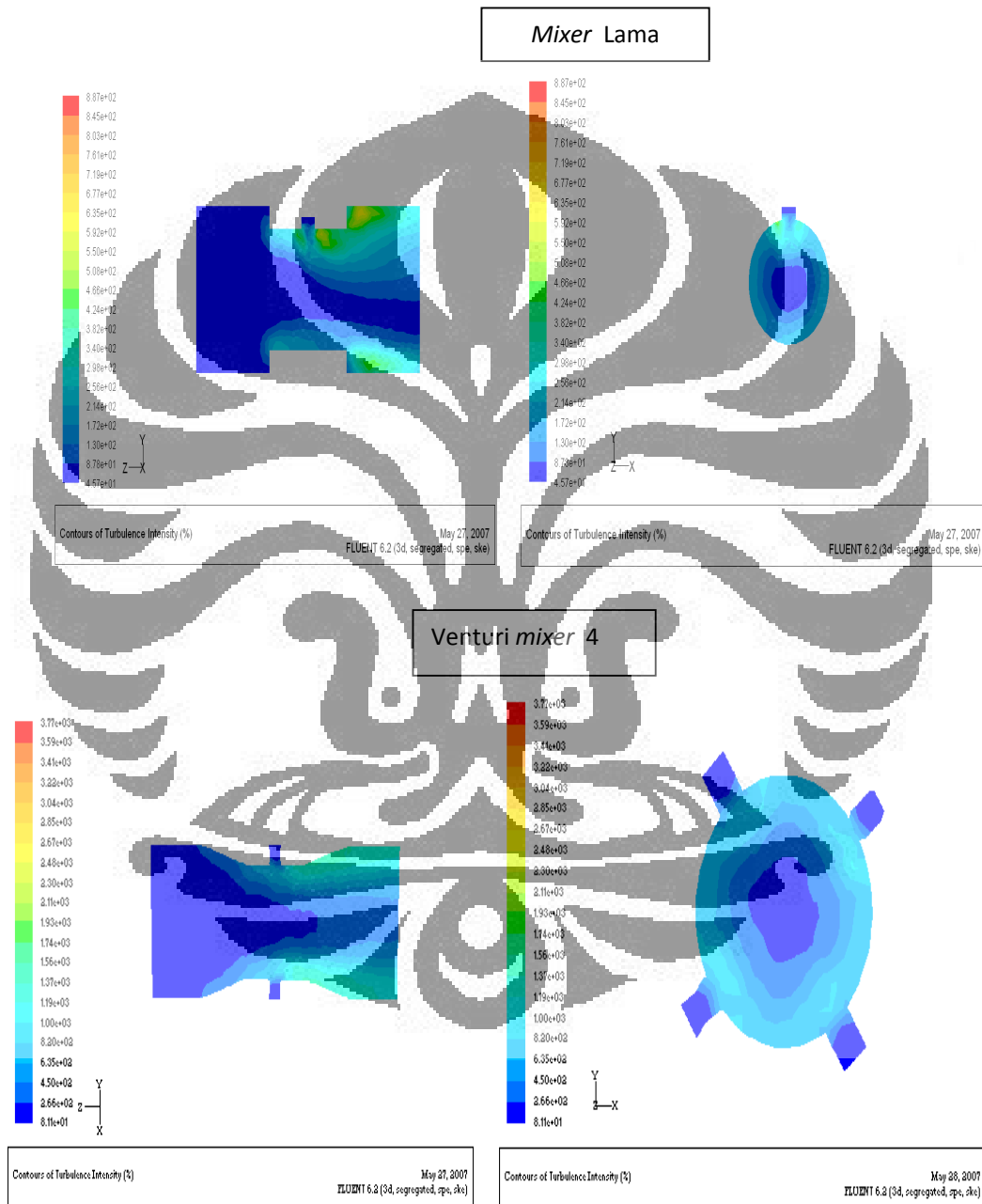


Gambar 2.6 Kontur kecepatan simulasi CFD

Pada *mixer* lama vektor kecepatan tidak menunjukkan hasil yang merata, kecepatan tertinggi terjadi ketika aliran mendekati outlet. Oleh karena itu desain *mixer* lama perlu penambahan pada panjangnya agar dapat terjadi pencampuran yang lebih baik. Vektor kecepatan pada venturi *mixer* memperlihatkan hasil yang lebih merata kecepatan tertinggi pada venturi terjadi di daerah volume terkecil dimana LPG akan terhisap oleh kecepatan aliran udara yang melewati venturi. Desain baru ini, venturi *mixer* 10, 8, 6 dan 4 lubang terlihat memiliki karakteristik yang hampir sama, sedangkan fluida yang melewati venturi *mixer* 12 hampir memiliki karakteristik campuran yang baik karena sebelum sampai outlet LPG dan udara telah mengalami pencampuran. Venturi *mixer* 12 lubang memperlihatkan

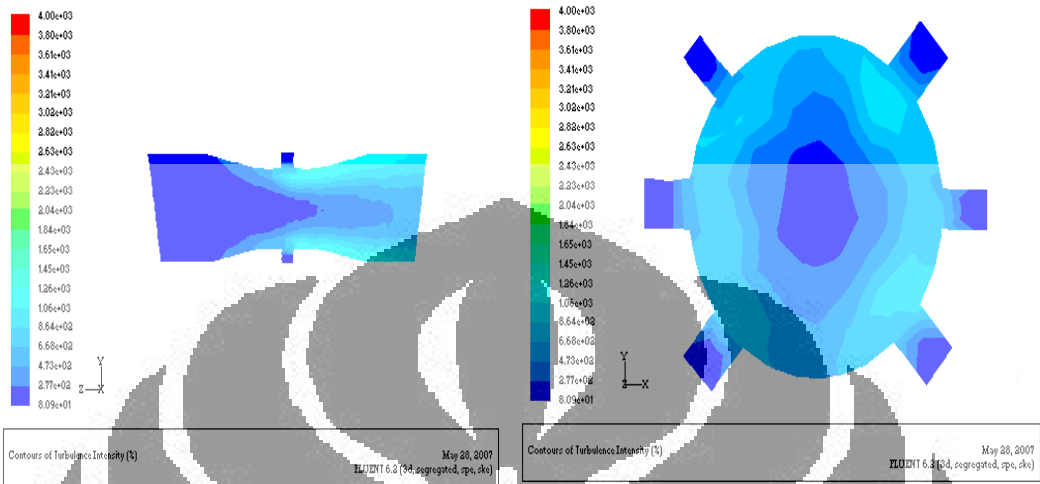
hasil yang lebih merata mulai LPG tercampur dengan udara hingga outlet *mixer* yang kemudian ialah karburator sepeda motor.

### 2.11.2 Analisis kontur turbulensi

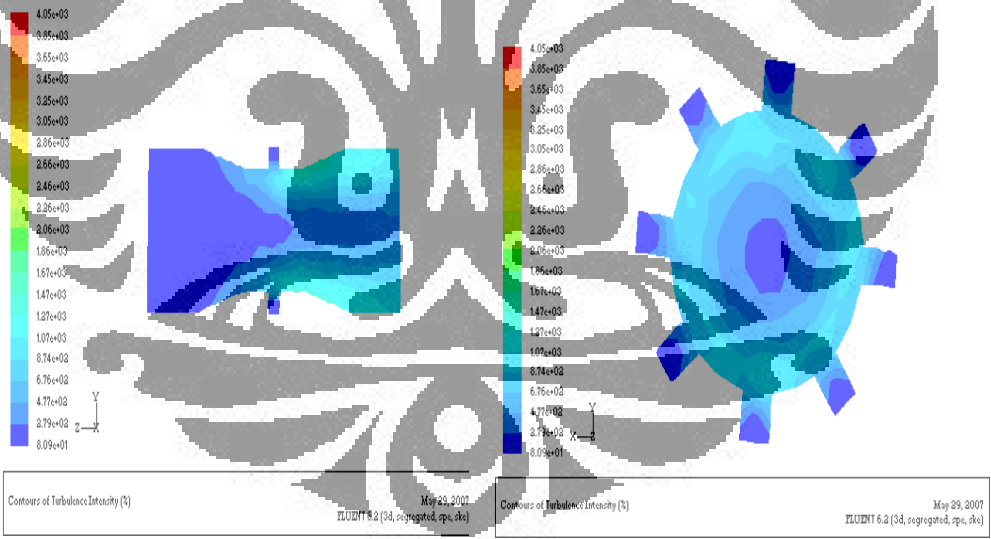


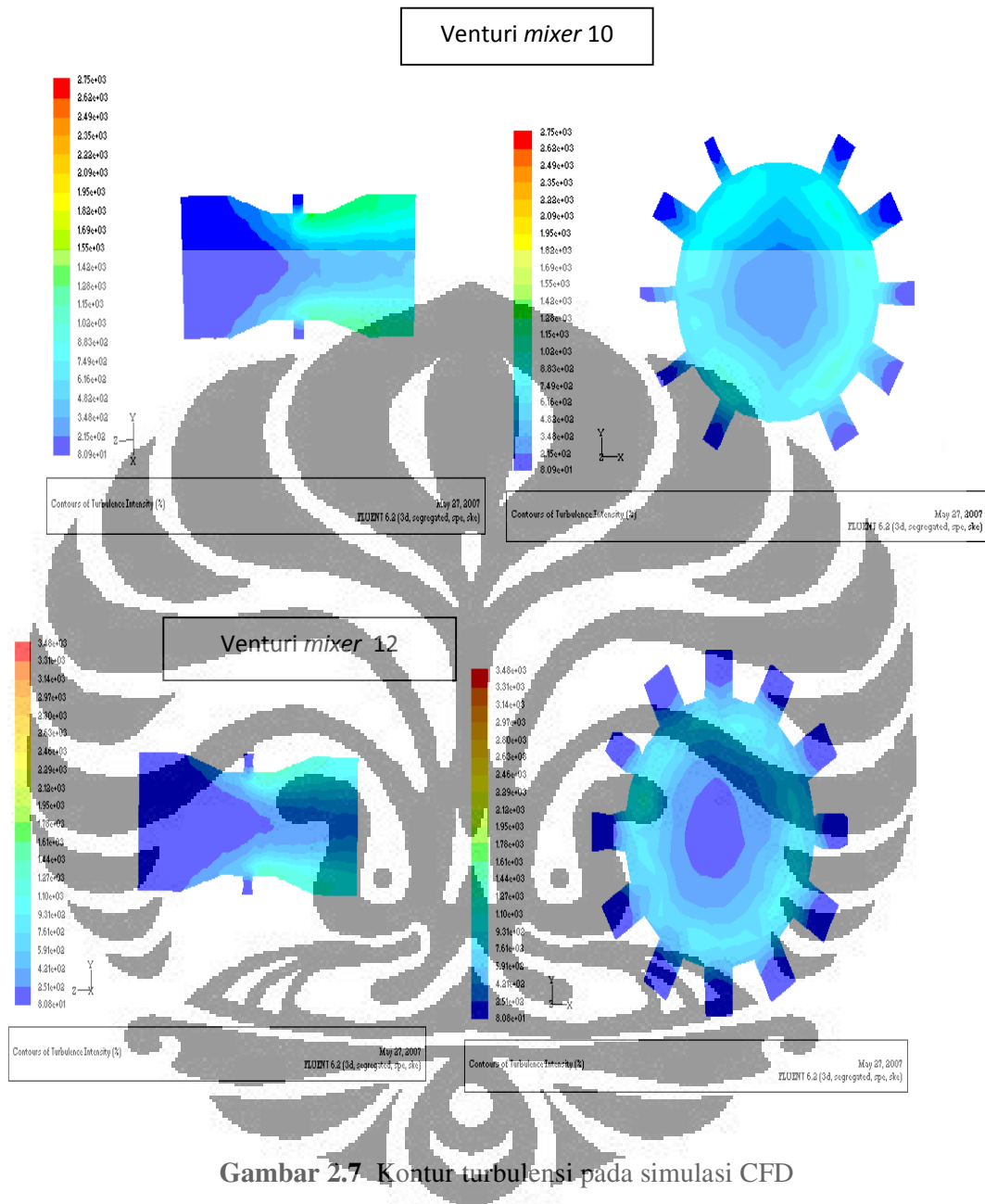


Venturi mixer 6



Venturi mixer 8





Pada setiap *mixer* terjadi turbulensi dibelakang lubang bagan bakar gas , tetapi untuk venturi *mixer* memiliki kontur yang lebih lembut dibandingkan *mixer* lama. Hal ini dapat terjadi karena kecepatan bahan bakar masuk lebih besar dibandingkan kecepatan LPG masuk melalui lubang *mixer*. Turbulensi berguna untuk mempercepat terjadinya pemerataan pencampuran, tetapi dapat pula

menyebabkan kehilangan energy melalui olakan yang terjadi menyebabkan campuran tidak masuk ke dalam karburator melainkan tertahan didaerah lengkungan tajam, hal itu terjadi pada *mixer* lama. Venturi *mixer* lubang 10 memiliki potensi untuk terjadinya hal tersebut. Pada venturi 6 lubang intensitas turbulen meningkat ketika mendekati daerah outlet. Intensitas turbulensi yang besar didepan outlet akan menyebabkan tertahannya campuran yang akan masuk ke dalam karburator

Pengujian sepeda motor akan dilakukan dengan menggunakan venturi *mixer* berlubang 4, 8 dan 12. Hal ini dilakukan karena untuk memperlihatkan perbedaan antara pengaruh venturi *mixer* untuk motor silinder 125 cc 4 tak dengan penggunaan venturi lama. Penggunaan 4, 8 dan 12 lubang ini diharapkan dapat memperlihatkan perbendaan yang cukup besar dalam hal keiritan konsumsi bahan bakar maupun percepatan yang mampu dicapai oleh sepeda motor



## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah eksperimental dengan rangkaian urutan kegiatan sebagai berikut:

- memilih subjek penelitian
- melakukan studi literatur
- melakukan pembuatan sistem penyaluran gas
- melakukan instalasi alat uji
- melakukan eksperimen pengujian
- mengumpulkan dan mengolah data-data yang diperoleh serta mengevaluasinya
- mempresentasikan hasil penelitian dalam bentuk grafik grafik dan kemudian melakukan analisis.

#### 3.1 PROSES Pengerjaan Sistem pemasukkan Gas

Sistem pemasukkan LPG yang digunakan yaitu dengan menggunakan mekanisme yang memungkinkan pemasukkan gas terjadi pada saat putaran tertentu sesuai dengan besarnya putaran grip. Dengan mekanisme ini besarnya aliran gas akan semakin besar seiring dengan besarnya putaran grip. Pada sistem ini kawat yang berasal dari grip dibuat bercabang. Satu cabang dihubungkan dengan karburator dan cabang yang lain dihubungkan dengan mekanisme pemasukkan gas.

Sistem pemasukan LPG yang digunakan pada penelitian sebelumnya diperbaiki dengan menambahkan *venturi mixer* pada sistem tersebut. Sehingga sistem pemasukkan gas yang digunakan terdiri atas kompor gas portable, katup penghubung, selang bahan bakar, nosel dan *venturi mixer*. Kompor gas portable digunakan sebagai tempat meletakkan tabung gas yang akan diuji dan sebagai

pengatur aliran gas awal. Katup penghubung digunakan sebagai alat yang terhubung dengan mekanisme yang memungkinkan katup ini terbuka seiring dengan putaran grip.

Selang bahan bakar digunakan sebagai saluran gas LPG yang digunakan yang menghubungkan kompor gas portable dengan katup dan antara katup dengan nosel. Mekanisme dibuat sedemikian rupa sehingga memungkinkan terbukanya katup gas seiring dengan putaran grip. Pada motor, *venturi mixer* disambungkan ke karburator dengan menggunakan karet dan klep pengencang. Saluran gas disambungkan ke *venturi mixer* melalui satu lubang yang telah dibuat di pipa lurus. *Venturi mixer* ini dipasang untuk menggantikan pipa yang digunakan pada penelitian sebelumnya sebagai tempat bercampurnya udara dan LPG. Gambar penempatan saluran aliran gas elpiji dapat dilihat dibawah ini:



**Gambar 3.1.** (a) Sistem penyaluran gas LPG model lama  
(b) Penempatan sistem penyaluran gas LPG pada sepeda motor model baru ( *venturi mixer* )

### 3.2 INSTALASI ALAT UJI

Peralatan uji yang digunakan dalam penelitian antara lain:

- Motor Honda cb 125
- Sistem penyaluran gas LPG
- *Multigas Infra Red Gas Analyzer*

- Dinamometer *Dyno Dynamics*
- Timbangan digital merk AND tipe EK-2000i
- Gas LPG kecil (*Iwatani*) sebagai bahan bakar gas
- Venturi mixer
- Gelas ukur dengan ukuran maksimum 1000 ml dan ketelitian 10 ml.
- *Stopwatch*
- *Speedometer, and tachometer*

Detail beberapa peralatan uji adalah sebagai berikut:

#### 1. Spesifikasi Mesin Honda CB125

Kapasitas silinder	: 124 cc 4 langkah
Tipe mesin	: satu silinder
Diameter x langkah	: 56,5 x 49,5 mm
Rasio kompresi	: 9,4 : 1
Daya mesin maksimum	: 3,9 hp (6000 rpm)
Gigi Transmisi	: 5 speed
Sistem pengapian	: CDI, tanpa platina
Kopling	: Sentrifugal basah, tunggal, plat majemuk
Kapasitas pelumas	: 0,85 liter
Sistem Starter	: kick starter

#### 2. Sistem penyaluran gas LPG

Kompur gas portabel : bagian yang digunakan adalah sistem penyaluran gas yang terdiri dari kedudukan tabung dan katup.

(a)

Mekanisme : bagian ini berfungsi sebagai sistem yang memungkinkan penyaluran gas terjadi sesuai dengan besarnya putaran *throttle*, dan dapat diatur saat gas terbuka.(b)

Selang : Selang menyalurkan gas dengan menghubungkan kompor gas *portable* dengan katup dan antara katup dengan nosel.

- Nosel : Nosel yang merupakan bawaan kompor gas.(c)
- Katup penghubung : bagian ini merupakan katup regulator yang biasa digunakan pada sistem bahan bakar.(d)
- Venturi *mixer* : bagian ini berfungsi untuk mencampur udara dan LPG



**Gambar 3.2.** (a) Kompor gas portabel, (b) Mekanisme, (c) Venturi mixer dan (d) Katup penghubung

### 3. Spesifikasi *Gas Analyzer*

- Merek : *Tecnotest*
- Model : 488
- Jenis : *Multigas Tester* dengan infra merah

Negara pembuat	: Italia
Tahun produksi	: 1997
Jangkauan pengukuran	
- CO	: 0 – 9,99 % Vol res 0,01
- CO <sub>2</sub>	: 0 – 19,99 % Vol res 0,1
- HC	: 0 – 9999 ppm vol res 1
- O <sub>2</sub>	: 0 – 4 % Vol res 0,01
	: 4 – 25,0 % Vol res 0,1
- NO <sub>x</sub>	: 0 – 2000 ppm Vol res 5
- Lambda	: 0,500 – 2,000 res 0,001
- Temp. operasi	: 5 – 40 °C
Hisapan gas yang dites	: 8 L/menit
Waktu respons	: < 10 detik ( untuk panjang <i>probe</i> 3 m)
Dimensi	: 400 x 180 x 420 mm
Berat	: 13,5 kg
Waktu pemanasan	: maksimal 15 menit
Sumber tegangan	: 110/220/240 V, 50/60 Hz
Tes kebocoran dan kalibrasi otomatis.	
Kontrol aliran internal dan kalibrasi secara otomatis.	

#### Prinsip Kerja *Infra Red Gas Analyzer*

Gas Analyzer akan menganalisis kandungan gas buang dan menghitung campuran udara-bahan bakar (*lambda*). Gas buang diukur dengan memasukkan probe ke dalam gas buang kendaraan. Gas buang yang dianalisis telah dipisahkan dari kandungan airnya melalui saringan kondensasi yang lalu diteruskan ke sel pengukuran.

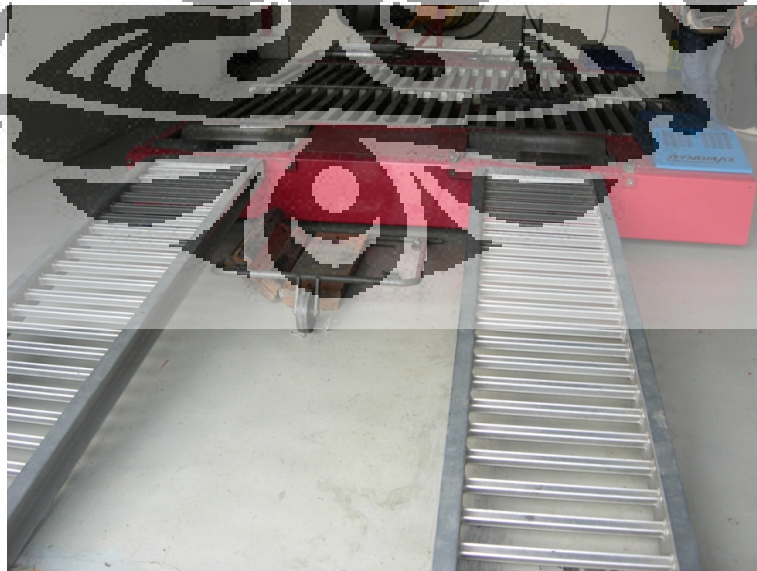
Pemancar akan menghasilkan sinar infra merah yang dikirim melalui filter optis ke penerima sinar infra merah untuk menganalisis kandungan gas buang



berupa CO, HC, CO<sub>2</sub>, yang lalu diteruskan ke *amplifier* dan selanjutnya ditampilkan di *display*. Gas yang terdapat pada sel ukur akan menyerap sinar infra merah dengan panjang gelombang yang berbeda tergantung dari masing-masing konsentrasi gas. Gas H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, dan O<sub>2</sub> (memiliki nomor atom yang sama) akan membentuk komposisi molekul dan tidak menyerap sinar infra merah. Sehingga pengukuran ketiga komponen tersebut melalui sensor kimia.

#### 4. Dinamometer

Merk	: <i>Dyno Dynamics</i>
Model	: <i>Lowboy chassis AWD</i>
Spesifikasi	
- Max. Power (Depan)	: 450 kW (600HP)
- Max. Power (Belakang)	: 450 kW (600HP)
- Max. Power gabungan	: 900 kW (1200HP)
- Kapasitas Beban	: Berat kendaraan 4,500kg (10,000 lbs)
- Max. Speed	: 250 km/h (150mph)
- Wheel Base Min.	: 2,250mm (88.5")
- Wheel Base Max.	: 3,500mm (138")



**Gambar 3.3** *Lowboy chassis AWD*

Perhitungan-perhitungan yang dapat dihasilkan antara lain

1. Tenaga yang dihasilkan
2. *Tractive Effort*
3. Torsi mesin
4. *Air Fuel Ratio* atau *lambda*
5. Kecepatan roda
6. Kecepatan putaran mesin
7. *Manifold vacuum/boost*
8. Temperatur udara masuk
9. HC, O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>
10. *Diesel Opacity*
11. *Odometer*

Jenis kendaraan yang dapat di diagnosa oleh dinamometer *dynodynamics*

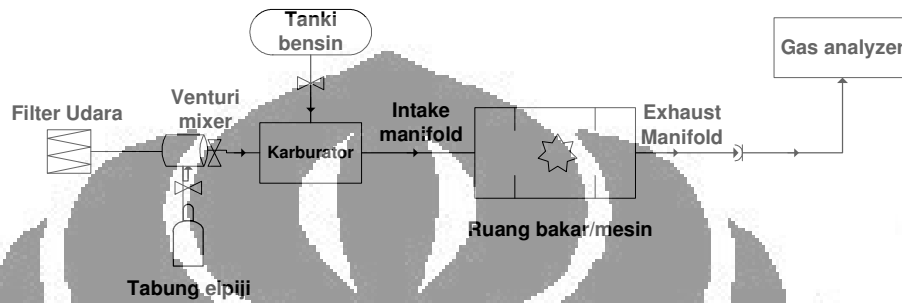
1. *Rear wheel drive*/Tarikan roda belakang (2WD)
2. *Front wheel drive*/ Tarikan roda depan (2WD)
3. Kendaraan FWD/4WD
4. *Recreational vehicles (RV)*
5. Kendaraan balap dengan 2WD/4WD
6. *Sport Utility Vehicles (SUV)*
7. *Light commercial vehicles*
8. Sepeda motor

Menu Transmisi yang dapat dipilih

1. *Rear wheel drive*
2. *Front wheel drive*
3. *All wheel drive*
4. *Locked front:rear AWD/4WD*
5. *Full time AWD/4WD*
6. *Viscous coupled AWD/4WD*

## 7. Interlligent European AWD/4WD

Kemudian seluruh peralatan uji tersebut dirangkai seperti yang tergambar dalam skema berikut ini:



Gambar 3.4 Skema Pencampuran Bahan Bakar

Perlu diketahui, data-data prestasi mesin yang diperoleh dari eksperimen dengan alat uji di atas pada penelitian ini merupakan data-data terukur karena tidak mewakili nilai sebenarnya dari suatu parameter yang diukur sehingga analisis hasil pengolahan data dilakukan dengan membandingkannya dalam bentuk persen untuk tiap perubahan variabel gas elpiji.

### 3.3 PERSIAPAN PENGUJIAN

Kegiatan persiapan yang dilakukan sebelum melakukan pengujian dimaksudkan untuk memperoleh data terukur yang lebih akurat dan presisi. Persiapan-persiapan tersebut mencakup beberapa pemeriksaan dan pemanasan alat uji seperti:

- ❖ Pemeriksaan kondisi motor secara umum dan pemeriksaan sambungan-sambungan pada sistem penambahan elpiji, saluran bahan bakar yang terhubung dengan kantung infus. Kemudian memasang *tachometer* untuk mengetahui putaran mesinnya (RPM).



**Gambar 3.5** Alat *tachometer*

- ❖ Menempatkan sepeda motor diatas sasis *dyno test*, kemudian mengikatnya menggunakan *strap* yang kuat agar posisi ban belakang dari sepeda motor tepat diatas bantalan *roller*.



**Gambar 3.6** Pengikatan motor dan penempatan diatas *roller*

- ❖ Melakukan kalibrasi antara rasio gigi terhadap kecepatannya, dalam hal ini percobaan dilakukan menggunakan persneling gigi 1 dengan pertimbangan agar kerja kopling motor tidak terlalu berat. Perlu diketahui bahwa posisi gigi 1 ataupun gigi yang lainnya sama-sama menghasilkan *output* yang sama.
- ❖ Pemeriksaan *filter*, *probe*, sambungan selang, dan sambungan listrik *gas analyzer*.



Gambar 3.7 *gas analyzer*

- ❖ Pemanasan mesin hingga dicapai kondisi operasi dan putaran idle selama kurang lebih lima menit.
- ❖ Pemanasan *gas analyzer* maksimal selama 15 menit.

#### Prosedur Menghidupkan *Gas Analyzer*

1. Menghubungkan kabel utama *Gas Analyzer* ke sumber listrik.
2. Menekan tombol '*ON/OFF*' di bagian belakang untuk menyalakan *gas analyzer*.
3. Setelah alat menyala, pada display kiri atas muncul kode '*01*' yang berarti proses pemanasan alat yang berlangsung maksimal 15 menit.
4. Selanjutnya, pada display akan muncul kode '*21*' yang berarti sedang berlangsung proses kalibrasi otomatis selama  $\pm$  2 menit.
5. Setelah proses kalibrasi selesai, alat akan mengukur kandungan  $O_2$  di udara bebas (sekitar 21 % vol), kemudian menekan tombol '*pump*' untuk menampilkan kode '*03*' yang berarti *gas analyzer* berada dalam kondisi *stand by* dan siap untuk digunakan.

#### Prosedur Pengoperasian *Gas Analyzer*

1. Memasang kabel pengukur kecepatan putaran mesin pada kabel busi dengan memperhatikan arah tanda panah.

2. Memasukkan *probe* ke dalam knalpot lalu menekan tombol '**pump**' dan alat segera akan melakukan pengukuran.
3. Menunggu hingga seluruh komponen gas buang sudah tampil dan menunjukkan nilai yang stabil, lalu menekan tombol '**print**' untuk mencetak hasil pengukuran.
4. Mengeluarkan *probe* dari knalpot.
5. Menekan tombol '**pump**' setelah proses mencetak selesai agar alat kembali kepada posisi *stand by*.
6. Hal-hal yang perlu diperhatikan:
  - Bila pada alat muncul kode '**71**' (*vacuum too low*) atau '**72**' (*vacuum too high*) berarti aliran gas dari knalpot yang masuk ke dalam alat mengalami penyumbatan yang kemungkinan disebabkan selang terjepit, tertekuk, atau terjadi kebocoran. Hal ini dapat diatasi dengan memeriksa kondisi alat dan menyemprotkan aliran udara kompresor pada selang dan *probe*.
  - Kode '**81**' (*voltage too high*) dan kode '**82**' (*voltage too low*) akan muncul bila tegangan listrik terlalu tinggi / rendah.
  - Kode '**92**' (*span O<sub>2</sub> factor*) akan muncul bila sensor oksigen terlepas atau masa pakai sudah habis dan perlu diganti (1-2 tahun).
  - Kode '**00**' akan muncul jika alat perlu diset ulang dengan mematikan alat selama 10 detik lalu dihidupkan kembali.
  - Kode '**61**' berarti alat sedang melakukan tes kebocoran. Apabila setelah itu muncul kode '**65**', maka alat mengalami kebocoran.

#### Prosedur Mematikan *Gas Analyzer*

1. Memastikan alat berada pada kondisi *stand by* (pada *display* muncul kode '**03**') dan kemudian alat dimatikan dengan menekan tombol '**ON/OFF**'.
2. Melepaskan kabel utama dari sumber listrik.
3. Membersihkan embun pada selang dan filter pemisah kondensasi serta sisa karbon pada *probe* dengan menyemprotkan aliran udara kompresor agar tidak mampat saat digunakan lagi.

### 3.4 PROSEDUR PENGAMBILAN DATA

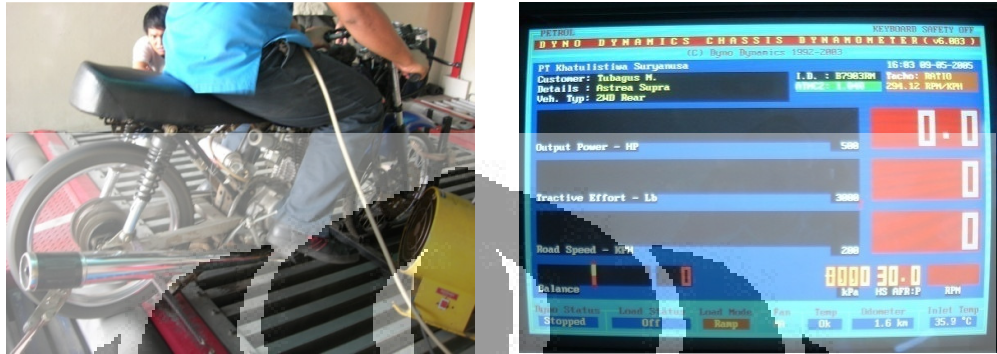
Dalam proses pengujian motor dengan penambahan LPG ini, diperlukan data-data yang digunakan untuk proses penganalisisan hasil pengujian. Data-data tersebut antara lain adalah laju aliran massa LPG, konsumsi bahan bakar, daya dan torsi mesin, gas buang, serta akselerasi. Kesemuanya diambil dengan memvariasikan bukaan katup regulator kompor LPG dan jumlah lubang pada *venturi mixer*.

#### 3.4.1 Pengambilan data dengan Dynamometer

1. Seluruh pengambilan data dilakukan diatas mesin *dyno test* dimana terlebih dahulu kita harus memposisikan sepeda motor tepat diatas bantalan *roller* yang telah ditentukan. Pengambilan data ini dilakukan melalui beberapa tahap, yaitu pada saat motor dalam keadaan standar, tanpa tambahan LPG dan pada saat dilakukan penambahan LPG. Hasil dari pengambilan data ini adalah :
  - a. Putaran mesin (RPM), range yang diuji adalah 3000 sampai dengan 7000 rpm
  - b. Rasio antara 1<sup>st</sup> gear dengan kecepatan kita dapatkan 294,1 : 1
  - c. Komposisi propana dan butana yang terkandung dalam LPG
  - d. Nilai *lambda* ( $\lambda$ )Dari pengujian tersebut di atas akan didapat data-data daya mesin, torsi, dan AFR.

2. Pengambilan data tahap pertama dimulai dengan pengetesan motor tanpa tambahan LPG, range RPM yang diuji adalah 3000 sampai dengan 7000. Pengambilan data ini dilakukan sebanyak tiga kali dengan kondisi yang sama untuk mendapatkan data yang valid dan kemudian diambil data yang paling akurat.
3. Sedangkan tahap kedua dilakukan pengetesan dengan melakukan penambahan LPG pada motor. Pada tahap yang kedua ini dilakukan tiga variasi bukaan katup regulator kompor yakni pada bukaan 180<sup>o</sup>, 270<sup>o</sup>,

dan 360°. Pada masing variasi bukaan katup, data diambil juga data sebanyak tiga kali.



Gambar 3.8. proses pengambilan data dengan Dynamometer

### 3.4.2 Pengambilan data analisis gas buang

Untuk pencatatan data gas buang, pengambilan data ini dilakukan tanpa dan dengan penambahan LPG pada ketiga variasi bukaan katup, putaran mesin yang diuji mulai dari rpm 3000 sampai dengan 6000 pada kenaikan tiap 1000 rpm. *Probe* dimasukan kedalam knalpot dan ketika putaran mesin yang dipilih telah stabil maka data emisi di catat ketika beberapa gas telah menunjukkan % vol dan ppm yang stabil. Pada proses pengambilan data ini putaran *gearbox* diposisikan pada persneling gigi 1 dengan perbandingan rasio 294,1 : 1.

Hal yang perlu diperhatikan dalam pengujian ini adalah Pemasangan *probe* ke dalam knalpot paling sedikit sedalam 20 cm.





**Gambar 3.9** Proses pengambilan data emisi

Pengambilan data dengan mengisi tabel pada lembar pengambilan data.

### **3.4.3** Prosedur Pengambilan Data Konsumsi Bahan Bakar

Pengambilan data pada penelitian ini dilakukan berdasarkan prosedur sesuai standar yang ada. Prosedur pengambilan data ini merujuk dari SNI 09-4405-1997 untuk uji unjuk kerja jalan dan SNI 09-1400-1995 untuk uji percepatan. Data yang diperoleh merupakan data konsumsi bahan bakar dan percepatan sepeda motor. Selain itu, konsumsi LPG juga diukur.

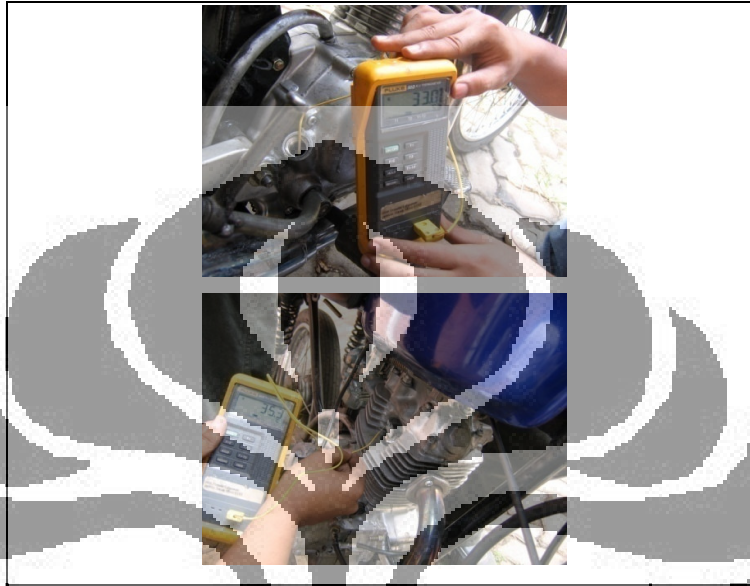
Pengambilan data dilakukan di lingkungan kampus Universitas Indonesia Depok dengan melakukan pengujian jalan terhadap sepeda motor yang diuji. Pengambilan data dilakukan dengan variasi *venturi mixer* dan bukaan katup gas.

Hasil pengambilan data pada penelitian ini merupakan data terukur. Hal ini disebabkan karena data-data ini tidak mewakili nilai sebenarnya dari suatu parameter yang diukur. Dengan demikian, analisis yang dilakukan terhadap data-data tersebut berdasarkan nilai persentase pengaruh yang dihasilkan untuk setiap variasi *venturi mixer*.

Sebelum dilakukan pengujian, beberapa persiapan perlu dilakukan supaya data yang diperoleh lebih terukur, lebih akurat dan presisi. Persiapan-persiapan tersebut mencakup beberapa pemeriksaan dan pemanasan alat uji seperti :

1. Pemeriksaan kondisi motor secara umum dan pemeriksaan sambungan-sambungan pada sistem penambahan LPG dan saluran bahan bakar.

2. Pemanasan mesin hingga dicapai kondisi operasi dan putaran *idle* selama lebih kurang lima menit.
3. Pengukuran temperatur lingkungan, temperatur oli dan temperatur busi. Pencatatan ini dilakukan setiap sebelum dan sesudah satu set putaran.



**Gambar 3.10** Pengukuran temperatur oli dan temperatur busi

4. Pengukuran massa gas LPG. Pencatatan ini dilakukan setiap sebelum dan sesudah satu set putaran.



**Gambar 3.11** Pengukuran massa gas

Prosedur pengambilan data konsumsi bahan bakar pada penelitian ini merujuk pada SNI 09-4405-1997 tentang Cara uji unjuk kerja jalan sepeda motor:

### **Ruang Lingkup**

Standar ini meliputi kondisi uji, alat uji dan cara uji untuk kerja jalan untuk sepeda motor

### **Kondisi Uji**

Pengujian ini harus dilakukan dengan kondisi sebagai berikut:

1. Berat pengendara  $55 \pm 5$  kg
2. Kondisi sepeda motor harus sesuai dengan spesifikasi pabrik dan sebelum dilakukan pengukuran, sepeda motor harus sudah beroperasi pada suhu normalnya.
3. Tempat uji meliputi jalan datar, tanjakan landai, tanjakan tinggi, tikungan, jalan beton, jalan berbatu dan sebagainya.

### **Alat Uji**

Alat uji unjuk kerja jalan sepeda motor meliputi:

1. Perlengkapan pengukuran konsumsi bahan bakar
2. Alat pencatat waktu otomatis/manual dengan ketelitian minimal 1/100 sekon.
3. Alat pengukur jarak
4. Alat pengukur suhu

### **Cara Uji**

1. Untuk uji unjuk kerja jalan sepeda motor, jarak yang ditempuh 100 km meliputi jalan datar, tanjakan landai, tanjakan tinggi, tikungan, jalan beton, jalan berbatu dan sebagainya.
2. Pengukuran dilakukan pada setiap kondisi jalan dan pada total kondisi jalan.
3. Pada awal pengujian dan pada setiap perhentian harus diukur dan dicatat mengenai waktu, jarak, konsumsi bahan bakar, suhu besi, suhu minyak pelumas mesin dan transmisi, kondisi jalan dan suhu udara sekitar serta cuaca.

4. Pada saat pengujian, harus diperhatikan terutama pada mesin, kopling, pergantian gigi, pengereman, kemampuan pengendalian, stabilitas kendaraan, percepatan, kenyamanan berkendara dan kondisi jalan.
5. Hasil harus diperhatikan dan dicatat adanya perubahan dari komponen sepeda motor setelah pengujian.
6. Hasil uji harus dimasukkan dalam tabel uji.

Pengambilan data dilakukan sebanyak lima kali pemberhentian untuk setiap variasi *venturi mixer* dan variasi bukaan katup dengan jarak total minimum 100 km. Pada pengujian ini, jarak tempuh setiap pemberhentian adalah 23 km dengan jarak total 115 km.

Pengujian dilakukan dengan kondisi dimana katup gas mulai membuka pada putaran mesin 3000 rpm dengan kecepatan rata-rata 40 km/jam. Katup gas akan semakin terbuka jika putaran mesin semakin besar sehingga penambahan gas LPG bergantung pada putaran mesin. Semakin besar putaran mesin, semakin besar penambahan gas LPG.

Bukaan katup gas LPG divariasikan sebanyak tiga macam bukaan katup, yaitu bukaan 180°, 270° dan 360°. Metode pengukuran konsumsi bahan bakar minyak dalam setiap pemberhentian adalah dengan mengisi penuh tangki bahan bakar sebelum pengujian, melakukan pengujian, kemudian mengisi kembali tangki bahan bakar dengan gelas ukur dan melihat konsumsi bahan bakar minyak untuk dimasukkan sebagai data. Untuk mengukur konsumsi gas LPG digunakan timbangan digital dengan mengurangi hasil pengukuran berat gas LPG sebelum pengujian dan setelah pengujian dilakukan.

Hasil dari pengujian yang dilakukan adalah data konsumsi bahan bakar minyak, konsumsi gas, jarak tempuh dan waktu tempuh untuk setiap set putaran. Data-data yang diambil merupakan data untuk setiap variasi *venturi mixer* dan variasi bukaan katup gas.



**Gambar 3.12** Pengukuran konsumsi bahan bakar bensin



## BAB IV

### PENGOLAHAN DAN PERHITUNGAN DATA

Peninjauan prestasi mesin pada mesin motor bakar 4-Tak yang mengalami penambahan bahan bakar berupa gas LPG perlu dilakukan untuk mendapatkan pengaruh penggunaan sistem tersebut pada mesin pengujian. Penambahan gas LPG ini pada awalnya bertujuan untuk mempercepat akselerasi, memperbaiki prestasi mesin dan menyempurnakan emisi gas buang yang dihasilkan.

#### 4.1. PERHITUNGAN KONSUMSI LPG

Percobaan untuk mengetahui laju aliran massa LPG dilakukan dengan memasang instalasi sistem penginjeksian LPG pada motor uji. Dengan alat bantu berupa timbangan digital merek AND tipe EK-2000i dan stopwatch, dengan variasi bukaan katup regulator kompor sebesar 180<sup>0</sup>, 270<sup>0</sup>, dan 360<sup>0</sup>. LPG yang digunakan terdiri dari Propana (4,58%), Butana (83,14%) dan gas lain (12,28%) yang diasumsikan sebagai Etana (6,12%) dan Pentana (6,12%). Massa jenis LPG yang digunakan sebesar:

$$\begin{aligned} \rho_{LPG} &= (4,58\% \cdot \rho_{Propana}) + (83,14\% \cdot \rho_{Butana}) + (6,12\% \cdot \rho_{Etana}) + (6,12\% \cdot \rho_{Pentana}) \\ &= (0,0458 \cdot 585) + (0,8314 \cdot 601) + (0,0612 \cdot 572) + (0,0612 \cdot 626) \\ &= 600,02 \text{ gr/L} \end{aligned}$$

**Tabel IV.1** Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 180<sup>0</sup> untuk venturi *mixer* 8 lubang

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( gr )	Konsumsi rata - rata ( gr / km )	Konsumsi rata - rata ( gr / s )
0 – 23	2068	7.9	0.343	0.00382
23 – 46	2058	7.2	0.313	0.0035
46 – 69	2050	7.4	0.321	0.00361

<b>69 – 92</b>	2065	8	0.347	0.00387
<b>92 - 115</b>	2086	7.2	0.313	0.00345
<b>TOTAL</b>	10327	37.7		0.01825
<b>RATA - RATA</b>	2065.4	7.54	0.327	0.003651

**Tabel IV.2** Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 270<sup>0</sup> untuk venturi  
*mixer 8 lubang*

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( gr )	Konsumsi rata - rata ( gr / km )	Konsumsi rata - rata ( gr / s )
<b>0 – 23</b>	2072	8.1	0.352	0.0039
<b>23 – 46</b>	2060	7.7	0.335	0.003738
<b>46 – 69</b>	2066	8.3	0.36	0.004017
<b>69 – 92</b>	2080	7.3	0.317	0.00351
<b>92 - 115</b>	2024	8	0.348	0.003953
<b>TOTAL</b>	10302	39.4		0.019127
<b>RATA - RATA</b>	2060.4	7.88	0.343	0.003825

**Tabel IV.3** Konsumsi LPG pada bukaan katup regulator 360<sup>0</sup> untuk venturi  
*mixer 8 lubang*

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( gr )	Konsumsi rata - rata ( gr / km )	Konsumsi rata - rata ( gr / s )
<b>0 – 23</b>	2025	8.6	0.374	0.004247
<b>23 – 46</b>	2040	7.2	0.313	0.003529
<b>46 – 69</b>	2064	9.8	0.426	0.004748
<b>69 – 92</b>	2036	8.9	0.387	0.004371
<b>92 - 115</b>	2048	8.8	0.383	0.004297
<b>TOTAL</b>	10213	43.3		0.021193
<b>RATA - RATA</b>	2042.6	8.66	0.377	0.00424

## 4.2 PERHITUNGAN KONSUMSI BAHAN BAKAR

Proses pengambilan data konsumsi bahan bakar dilakukan dengan uji unjuk kerja jalan sepeda motor. Data diambil pada kondisi motor tanpa penambahan LPG dan dengan penambahan LPG pada tiga variasi bukaan katup, 180<sup>0</sup>, 270<sup>0</sup>, dan 360<sup>0</sup>. Data yang diperoleh adalah sebagai berikut:

**Tabel IV.4** Konsumsi bahan bakar tanpa campuran LPG

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( L )	Konsumsi rata - rata ( km / L )	Konsumsi rata - rata ( L / s )
0 - 23	2072	0.875	26.29	0.000422
23 - 46	2084	0.880	26.14	0.000422
46 - 69	2065	0.875	26.29	0.000424
69 - 92	2058	0.870	26.44	0.000423
92 - 115	2050	0.870	26.44	0.000424
<b>TOTAL</b>	10329	4.37		
<b>RATA - RATA</b>	2065.8	0.874	26.32	0.000423

**Tabel IV.5** Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG  
dengan bukaan katup 180<sup>0</sup> untuk venturi *mixer* 8 lubang

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( L )	Konsumsi rata - rata ( km / L )	Konsumsi rata - rata ( L / s )
0 - 23	2068	0.855	26.9	0.000413
23 - 46	2058	0.85	27.06	0.000413
46 - 69	2050	0.85	27.06	0.000415
69 - 92	2065	0.85	27.06	0.000412
92 - 115	2086	0.86	26.75	0.000412
<b>TOTAL</b>	10327	4.265		0.002065
<b>RATA - RATA</b>	2065.4	0.853	26.96	0.000413

**Tabel IV.6** Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG  
dengan bukaan katup 270<sup>0</sup> untuk venturi *mixer* 8 lubang

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( L )	Konsumsi rata - rata ( km / L )	Konsumsi rata - rata ( L / s )
0 - 23	2072	0.85	27.06	0.00041
23 - 46	2060	0.845	27.22	0.00041
46 - 69	2066	0.85	27.06	0.000411



69 – 92	2080	0.86	26.75	0.000413
92 – 115	2024	0.84	27.38	0.000415
<b>TOTAL</b>	10302	4.425		0.00206
<b>RATA – RATA</b>	2060.4	0.849	27.09	0.000412

Tabel IV.7 Konsumsi bahan bakar dengan tambahan LPG dengan bukaan katup 360° untuk venturi mixer 8 lubang

Jarak Tempuh ( km )	Waktu ( s )	Konsumsi ( L )	Konsumsi rata – rata ( km / L )	Konsumsi rata – rata ( L / s )
0 – 23	2025	0.845	27.22	0.000417
23 – 46	2040	0.85	27.06	0.000417
46 – 69	2064	0.86	26.75	0.000417
69 – 92	2036	0.845	27.22	0.000415
92 – 115	2048	0.85	27.06	0.000415
<b>TOTAL</b>	10213	4.25		0.00281
<b>RATA - RATA</b>	2042.6	0.85	27.06	0.000416

### 4.3 PERHITUNGAN LAJU ALIRAN MASSA CAMPURAN BAHAN BAKAR

Untuk penghitungan laju aliran massa campuran bahan bakar dan laju aliran massa udara dibutuhkan penghitungan parameter-parameter sebagai berikut :

#### a) Daya Keluaran / Brake Horse Power (BHP)

$$BHP = \frac{Torsi(ft/lbs) \times rpm}{5252} \quad (hp)$$

Torsi = F . r ; dengan F = tractive effort (lb)

r = lengan momen = 0,04381 ft

$$Torsi_{TANPA\ LPG} = 123 \cdot 0,04381 = 5,39 \text{ ft/lbs}$$

$$Torsi_{180^\circ} = 122 \cdot 0,04381 = 5,34 \text{ ft/lbs}$$

$$Torsi_{270^\circ} = 108 \cdot 0,04381 = 4,73 \text{ ft/lbs}$$

$$Torsi_{360^\circ} = 120 \cdot 0,04381 = 5,36 \text{ ft/lbs}$$

Akan dihasilkan BHP sebesar:

$$BHP_{\text{TANPA LPG}} = \frac{5.39 \times 6009}{5252} = 6.1 \text{ hp}$$

$$BHP_{\text{BUKAAN KATUP LPG } 180^{\circ}} = \frac{5.34 \times 5608}{5252} = 5.71 \text{ hp}$$

$$BHP_{\text{BUKAAN KATUP LPG } 270^{\circ}} = \frac{4.73 \times 7211}{5252} = 6.5 \text{ hp}$$

$$BHP_{\text{BUKAAN KATUP LPG } 360^{\circ}} = \frac{5.26 \times 6810}{5252} = 6.82 \text{ hp}$$

Tabel IV.8 BHP tanpa LPG

RPM (RPM)	Torsi (ftlb)	Power (HP)
4807	4.78	4.37
5208	5.30	5.26
5608	5.52	5.89
6009	5.39	6.17
6410	5.04	6.15
6810	4.78	6.19
7211	4.47	6.14
7611	4.03	5.84

Tabel IV.9 BHP penambahan LPG dengan venturi *mixer* 8 lubang bukaan katup 180°

RPM (RPM)	Torsi (ftlb)	Power (HP)
4807	4.99	4.57
5208	5.34	5.30
5608	5.34	5.71

6009	4.78	5.46
6410	4.69	5.72
6810	4.12	5.34
7211	3.72	5.11

**Tabel IV.10** BHP penambahan LPG dengan venturi *mixer* 8 lubang bukaan katup 270°

RPM (RPM)	Torsi (ftlb)	Power (HP)
4807	5.17	4.73
5208	5.56	5.52
5608	5.52	5.89
6009	5.52	6.32
6410	4.86	5.94
6810	4.78	6.19
7211	4.73	6.50
7611	3.29	4.76

**Tabel IV.11** BHP penambahan LPG dengan venturi *mixer* 8 lubang bukaan katup 360°

RPM (RPM)	Torsi (ftlb)	Power (HP)
4807	5.04	4.61
5208	5.56	5.52
5608	5.78	6.17
6009	5.74	6.57
6410	5.52	6.74
6810	5.26	6.82
7211	4.51	6.20

**b) Premium**

Laju aliran bahan bakar ( $\overset{o}{m}_{f_{bensin}}$ )

$$\overset{o}{m}_{f_{bensin}} = \frac{L}{s} \times 3600 \text{ (L/h)}$$

sehingga

$$\overset{\circ}{m}_{f_{\text{bensin}}}^{\text{TANPA LPG}} = 0.000423 \times 3600 = 1.5228 \text{ L/h}$$

$$\overset{\circ}{m}_{f_{\text{bensin}}}^{\text{BUKAAN KATUP LPG 180}^{\circ}} = 0.000413 \times 3600 = 1.4868 \text{ L/h}$$

$$\overset{\circ}{m}_{f_{\text{bensin}}}^{\text{BUKAAN KATUP LPG 270}^{\circ}} = 0.000412 \times 3600 = 1.4832 \text{ L/h}$$

$$\overset{\circ}{m}_{f_{\text{bensin}}}^{\text{BUKAAN KATUP LPG 360}^{\circ}} = 0.000416 \times 3600 = 1.4976 \text{ L/h}$$

Konsumsi Bahan Bakar Spesifik / Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

$$BSFC = \frac{\overset{\circ}{m}_{f_{\text{bensin}}}}{BHP} \times \rho_f \quad (\text{gr/hp.h})$$

Dimana  $\rho_{f_{\text{bensin}}}$  = massa jenis bensin = 754,2 gr/L

sehingga :

$$BSFC_{\text{TANPA LPG}} = \frac{1.5228}{6.1} \times 754.2 = 188.28 \text{ gr/hp.h}$$

$$BSFC_{\text{BUKAAN KATUP LPG 180}^{\circ}} = \frac{1.4868}{5.71} \times 754.2 = 196.38 \text{ gr/hp.h}$$

$$BSFC_{\text{BUKAAN KATUP LPG 270}^{\circ}} = \frac{1.4832}{6.5} \times 754.2 = 172.1 \text{ gr/hp.h}$$

$$BSFC_{\text{BUKAAN KATUP LPG 360}^{\circ}} = \frac{1.4976}{6.82} \times 754.2 = 165.61 \text{ gr/hp.h}$$

### c) Liquid Petroleum Gas (LPG)

$$\overset{\circ}{m}_{f_{\text{gas}}} = \frac{FC \cdot 3600}{\rho_{LPG}} \quad (\text{L/h})$$

sehingga didapat nilai FC LPG sebesar:

$$\dot{m}_{f_{gas}}^{180^{\circ}} = \frac{0.003651 \cdot 3600}{600,02} = 0.0219 \text{ L/h}$$

$$\dot{m}_{f_{gas}}^{270^{\circ}} = \frac{0.003825 \cdot 3600}{600,02} = 0.02295 \text{ L/h}$$

$$\dot{m}_{f_{gas}}^{360^{\circ}} = \frac{0.00424 \cdot 3600}{600,02} = 0.02543 \text{ L/h}$$

### Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (BSFC)

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{f_{gas}}}{BHP} \times \rho_{f_{gas}} \quad (\text{gr/hp.h})$$

Dimana  $\rho_f$  = massa jenis LPG = 600.02 gr/L

sehingga :

$$BSFC_{BUKAAN KATUP LPG 180^{\circ}} = \frac{0.0219}{5.71} \times 600.02 = 2.3 \text{ gr/hp.h}$$

$$BSFC_{BUKAAN KATUP LPG 270^{\circ}} = \frac{0.02295}{6.5} \times 600.02 = 2.12 \text{ gr/hp.h}$$

$$BSFC_{BUKAAN KATUP LPG 360^{\circ}} = \frac{0.02543}{6.82} \times 600.02 = 2.24 \text{ gr/hp.h}$$

Laju aliran massa yang masuk kedalam ruang bakar merupakan penjumlahan dari laju aliran massa bahan bakar dan laju aliran udara.

- Laju aliran massa campuran bahan bakar

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{f_{ben\ sin}} \times \rho_{ben\ sin}}{3600 \times 1000} + \frac{\dot{m}_{f_{LPG}} \times \rho_{LPG}}{3600 \times 1000}$$

$$\dot{m}_f^{TANPA LPG} = \frac{1.5228 \times 754.2}{3600 \times 1000} = 3.19 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f^{BUKAAN KATUP LPG 180^{\circ}} = \frac{1.4868 \times 754.2}{3600 \times 1000} + \frac{0.0219 \times 600.02}{3600 \times 1000}$$

$$= (3.114846 + 0.0365) \times 10^{-4}$$

$$= 3.151 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f \text{ BUKAAN KATUP LPG } 270^\circ = \frac{1.4832 \times 754.2}{3600 \times 1000} + \frac{0.02295 \times 600.02}{3600 \times 1000}$$

$$= (3.107304 + 0.03825) \times 10^{-4}$$

$$= 3.146 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_f \text{ BUKAAN KATUP LPG } 360^\circ = \frac{1.4976 \times 754.2}{3600 \times 1000} + \frac{0.02543 \times 600.02}{3600 \times 1000}$$

$$= (3.137472 + 0.04238) \times 10^{-4}$$

$$= 3.18 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

• laju aliran massa udara

$$\dot{m}_a = AFR \times \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_a \text{ TANPA LPG} = 17.3 \times 3.19 \times 10^{-4} \text{ kg/s} = 55.187 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a \text{ BUKAAN KATUP LPG } 180^\circ = 17.8 \times 3.151 \times 10^{-4} \text{ kg/s} = 56.093 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a \text{ BUKAAN KATUP LPG } 270^\circ = 16.8 \times 3.146 \times 10^{-4} \text{ kg/s} = 52.853 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_a \text{ BUKAAN KATUP LPG } 360^\circ = 16.5 \times 3.18 \times 10^{-4} \text{ kg/s} = 52.47 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$$

Sehingga laju aliran massa yang melewati intake adalah :

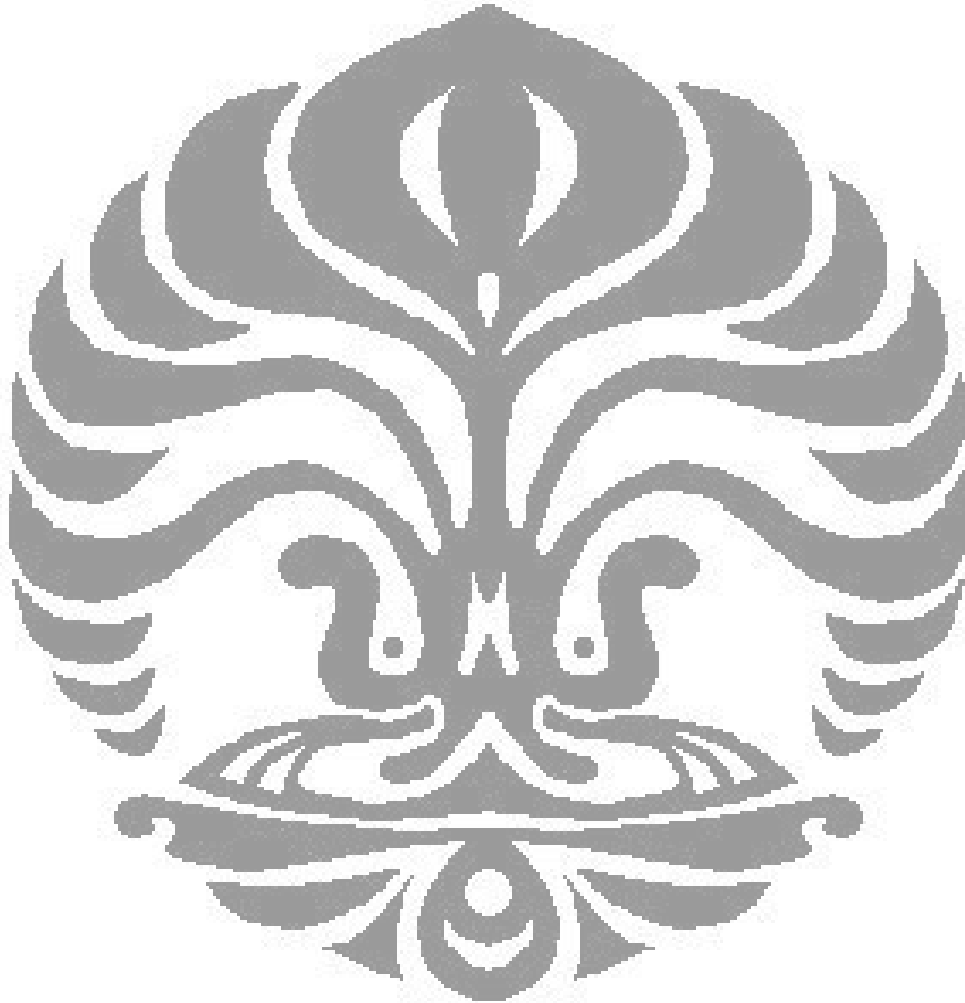
$$\begin{aligned} \dot{m}_i \text{ TANPA LPG} &= \dot{m}_f \text{ TANPA LPG} + \dot{m}_a \text{ TANPA LPG} \\ &= 3.19 \times 10^{-4} \text{ kg/s} + 55.187 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \\ &= 58.377 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_i \text{ BUKAAN KATUP LPG } 180^\circ &= \dot{m}_f \text{ BUKAAN KATUP LPG } 180^\circ + \dot{m}_a \text{ BUKAAN KATUP LPG } 180^\circ \\ &= 3.151 \times 10^{-4} \text{ kg/s} + 56.093 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \\ &= 59.144 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\dot{m}_i \text{ BUKAAN KATUP LPG } 270^\circ = \dot{m}_f \text{ BUKAAN KATUP LPG } 270^\circ + \dot{m}_a \text{ BUKAAN KATUP LPG } 270^\circ$$

$$\begin{aligned} &= 3.146 \times 10^{-4} \text{ kg/s} + 52.853 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \\ &= 55.999 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_i^{\circ} \text{ BUKAAN KATUP LPG } 360^{\circ} &= \dot{m}_f^{\circ} \text{ BUKAAN KATUP LPG } 360^{\circ} + \dot{m}_a^{\circ} \text{ BUKAAN KATUP LPG } 360^{\circ} \\ &= 3.18 \times 10^{-4} \text{ kg/s} + 52.47 \times 10^{-4} \text{ kg/s} = 55.65 \times 10^{-4} \text{ kg/s} \end{aligned}$$



## **BAB V**

### **ANALISIS DAN PEMBAHASAN**

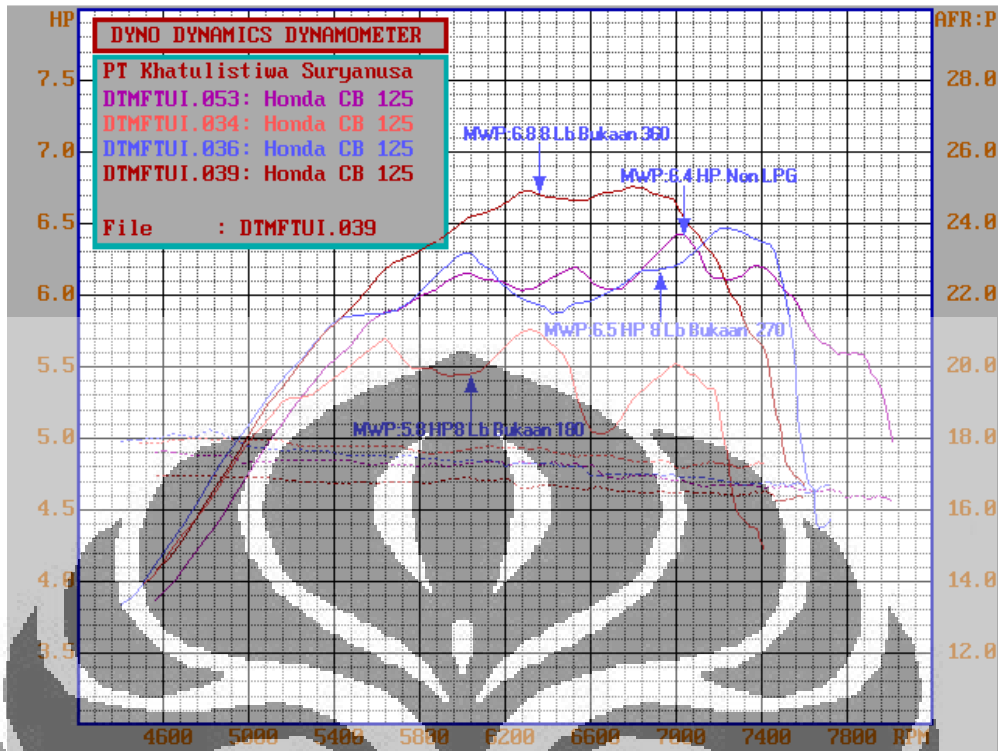
#### **5.1 ANALISIS PRESTASI MESIN**

Grafik-grafik yang akan ditampilkan berikut ini adalah hasil grafik *snapshot* yang bekerja secara *real time* terhadap karakter dari mesin yang diuji. Segala perhitungan yang diinginkan seperti halnya *horse power*, rpm, torsi, AFR (*Air/Fuel Ratio*) dan sebagainya dapat secara langsung dihasilkan oleh alat *dyno test dynodynamics* ini, sehingga hasil data yang didapat bisa dikatakan merupakan hasil prestasi mesin yang sesungguhnya.

##### **5.1.1 Analisis perbandingan daya mesin**

Hasil perhitungan daya mesin yang dihasilkan oleh dinamometer berupa BHP (*Brake Horse Power*) yang merupakan perhitungan daya kuda yang dikeluarkan oleh roda terhadap roller dinamometer. BHP adalah daya kuda yang dihasilkan oleh motor setelah dikurangi kerugian (*loses*) yang terjadi selama penyaluran daya, baik dari *heat loss* pada mesin atau juga yang dapat disebabkan gesekan ban dengan roller maupun antara rantai dengan sproket dan kerugian-kerugian yang lainnya.





Gambar 5.1 Grafik perbandingan daya dan AFR terhadap putaran mesin

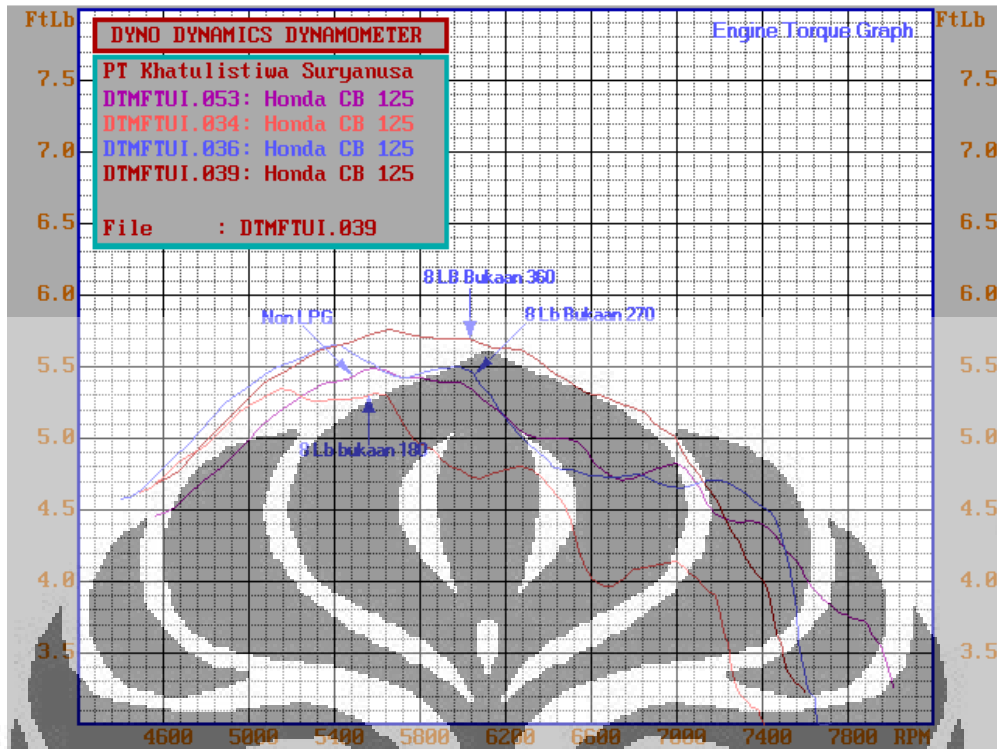
Gambar 5.1 diperoleh dari proses pengolahan data daya mesin yang dihasilkan pada proses pengujian motor uji dengan menggunakan alat dinamometer *Dynodynamics* berdasarkan kondisi *realtime*. Perlu diingat bahwa hasil *power* yang dihasilkan merupakan BHP (*Brake Horse Power*), atau dalam pengertian lain bahwa *power* yang dihitung adalah *power* pada roda yang berhubungan langsung dengan *roller* pada alat dinamometer. Grafik diatas merupakan perbandingan daya mesin yang mampu dihasilkan antara motor berbahan bakar tanpa dan dengan penambahan LPG pada variasi bukaan katup yang berbeda, yaitu pada bukaan  $180^{\circ}$ ,  $270^{\circ}$ , dan  $360^{\circ}$ . Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa terjadi peningkatan pada daya yang dihasilkan motor ketika dilakukan penambahan LPG sebagai campuran bahan bakarnya pada bukaan katup  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$ . Pada kondisi dimana motor hanya menggunakan bensin sebagai bahan bakar, daya keluaran yang mampu dihasilkan adalah sebesar 6.4 hp yang diperoleh ketika putaran mesin mencapai 6009 rpm. Pada penambahan LPG dengan bukaan katup  $180^{\circ}$  dihasilkan daya mesin maksimum sebesar 5.8 hp yang

dicapai pada putaran mesin 5608 rpm. Pada bukaan katup  $270^{\circ}$ , diperoleh daya keluaran maksimum sebesar 6.5 hp yang diperoleh pada saat putaran mesin mencapai 7211 rpm. Sedangkan pada penambahan LPG dengan bukaan katup  $360^{\circ}$ , didapatkan daya mesin maksimum sebesar 6.8 hp yang diperoleh ketika putaran mesin mencapai 6810 rpm.

Dari data hasil pengujian penambahan LPG dengan tiga variasi bukaan katup diatas diperoleh hubungan antara daya yang dihasilkan mesin dengan laju aliran massa LPG yang ditambahkan, dimana pada bukaan katup  $360^{\circ}$  yang memiliki laju aliran massa paling tinggi memiliki daya keluaran maksimum yang lebih besar dibandingkan bukaan  $180^{\circ}$  atau  $270^{\circ}$ . Peningkatan ini dapat terjadi karena dengan makin besar laju aliran massa LPG yang masuk ke ruang bakar maka pencampuran gas dan udara dapat terjadi dengan cepat dan merata sehingga pembakaran bahan bakar bensin premium menjadi lebih cepat dengan tercampurnya premium dengan LPG yang memiliki sifat yang mudah menguap dan mudah terbakar. Pembakaran yang lebih baik berdampak pada daya keluaran yang dihasilkan menjadi lebih besar.

### **5.1.2 Analisis perbandingan Torsi**

Torsi yang digunakan pada analisis didapat dengan cara mengalikan nilai tractive effort yang terdapat pada snapshot dengan besarnya lengan momen pada roller dynamometer. Hal ini dikarenakan pada snapshot tidak didapatkan nilai torsi yang dicapai dan tractive effort yang terdapat pada snapshot merupakan gaya yang dikeluarkan oleh dynamometer untuk menahan gaya yang dihasilkan oleh roda. Sehingga besarnya Torsi yang dihasilkan oleh roller akan sama dengan torsi yang dihasilkan oleh roda.



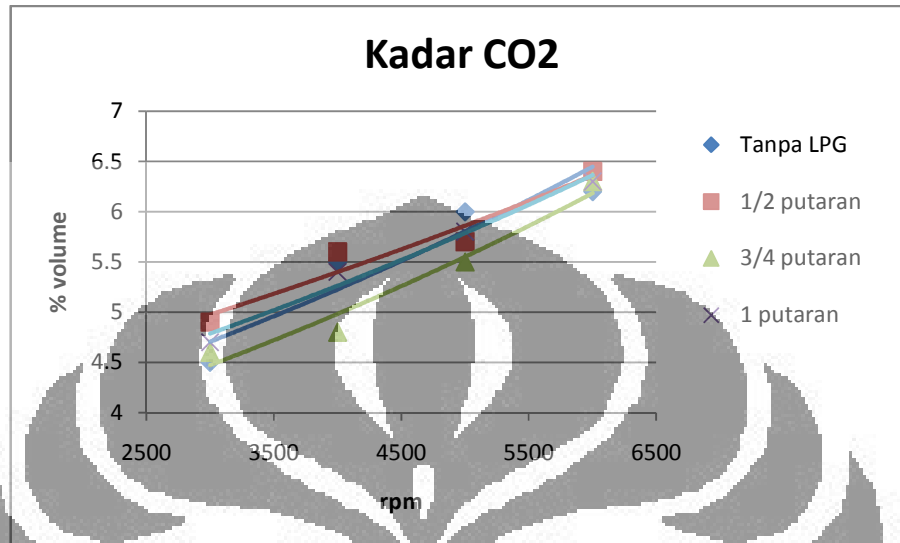
Gambar 5.2 Grafik perbandingan torsi terhadap putaran mesin

Pada gambar 5.2 diatas dapat dilihat perbandingan torsi yang dihasilkan oleh mesin. Terlihat bahwa torsi maksimum yang dihasilkan motor dengan kondisi tanpa tambahan LPG memiliki nilai yang lebih rendah di bandingkan dengan motor dengan penambahan LPG. Nilai torsi ini kurang lebih mempunyai pola yang sama dengan grafik nilai daya yang keluar pada motor. Pada bukaan  $180^{\circ}$  nilai torsi mesin masih berada di bawah torsi mesin tanpa penambahan LPG. Sedangkan penambahan LPG baru terbukti dapat meningkatkan torsi mesin pada saat bukaan katup  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$ . Hal ini karena penambahan LPG pada saat bukaan katup  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$  membuat aliran gas lebih banyak sehingga pencampuran gas udara dapat lebih merata yang dapat meningkatkan nilai daya dan torsi pada mesin sepeda motor.

## 5.2. ANALISIS EMISI GAS BUANG

Pada tinjauan gas buang ini akan dianalisis kandungan emisi gas buang berupa  $\text{CO}_2$ , HC, CO, dan  $\text{NO}_x$ . Alat yang digunakan untuk mengetahui kondisi kadar gas buang ini adalah alat *gas analyzer*.

### 5.2.1. Analisis kadar CO<sub>2</sub> (carbon dioksida)



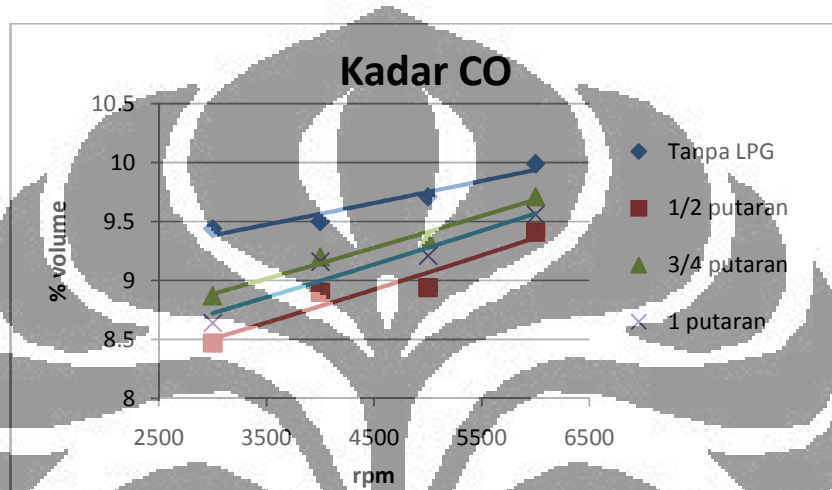
**Gambar 5.3** Grafik perbandingan kadar CO<sub>2</sub> dalam gas buang

Kadar CO<sub>2</sub> dalam gas buang menandakan terjadinya pembakaran yang mendekati sempurna pada ruang bakar. Jika kadar CO<sub>2</sub> semakin tinggi, maka pembakaran yang terjadi semakin mendekati sempurna dan sebaliknya jika kadar CO<sub>2</sub> dalam gas buang menjadi rendah maka pembakaran yang terjadi semakin jauh dari sempurna. Pada gambar 5.3 terlihat bahwa kadar CO<sub>2</sub> yang terdapat pada gas buang pada motor dengan penambahan LPG cenderung lebih rendah jika dibandingkan dengan kadar CO<sub>2</sub> pada kondisi motor tanpa penambahan LPG terjadi pada putaran 3500 – 5500 rpm. Fakta tersebut berarti tidak sesuai dengan teori yang seharusnya terjadi, bahwa penambahan LPG akan menyebabkan pembakaran menjadi semakin mendekati sempurna. Sehingga akan meningkatkan kadar CO<sub>2</sub> dalam gas buang. Salah satu faktor penyebabnya adalah kondisi pengapian yang kurang baik sehingga tidak mampu untuk membakar seluruh bahan bakar yang masuk.

Sedangkan pada putaran awal 3000 rpm dan putaran tertinggi 6000 rpm, kadar CO<sub>2</sub> pada gas buang terlihat lebih tinggi pada saat motor memakai LPG dibanding tanpa LPG. Hal ini berarti penambahan LPG bisa mempengaruhi kadar gas buang pada motor terutama pada saat LPG mulai dimasukkan kedalam

ruang bakar mesin, karena penambahan LPG dirancang mulai pada saat 3000 rpm. Dan juga pada saat putaran mesin lebih tinggi. Karena salah satu faktor yang dapat membuat pembakaran lebih sempurna adalah temperatur yang tinggi dalam sistem tersebut.

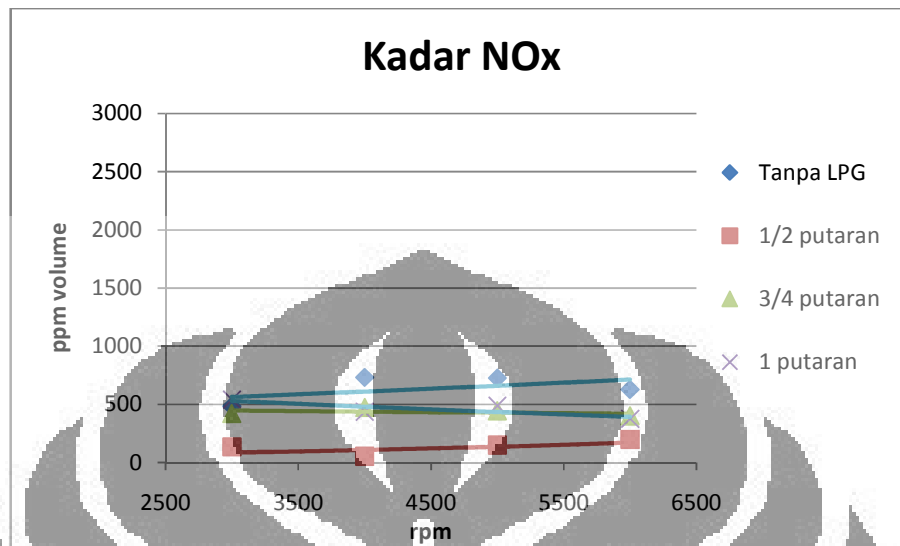
### 5.2.2 Analisis kadar CO (carbon monoksida)



Gambar 5.4 Grafik perbandingan kadar CO dalam gas buang

Karbon monoksida selalu terdapat didalam gas buang pada saat proses penguraian dan hanya ada pada knalpot kendaraan. CO merupakan produk dari pembakaran yang tidak tuntas yang disebabkan karena tidak seimbangnya jumlah udara pada rasio udara-bahan bakar (AFR). Pada gambar 5.4 terlihat bahwa kadar CO yang dihasilkan oleh pembakaran pada motor dengan penambahan LPG mengalami penurunan jika dibandingkan dengan motor tanpa penambahan LPG bahan bakarnya. Kadar CO yang paling rendah diperoleh pada variasi bukaan katup  $180^{\circ}$ .

### 5.2.3 Analisis kadar NOx (nitro oxide)

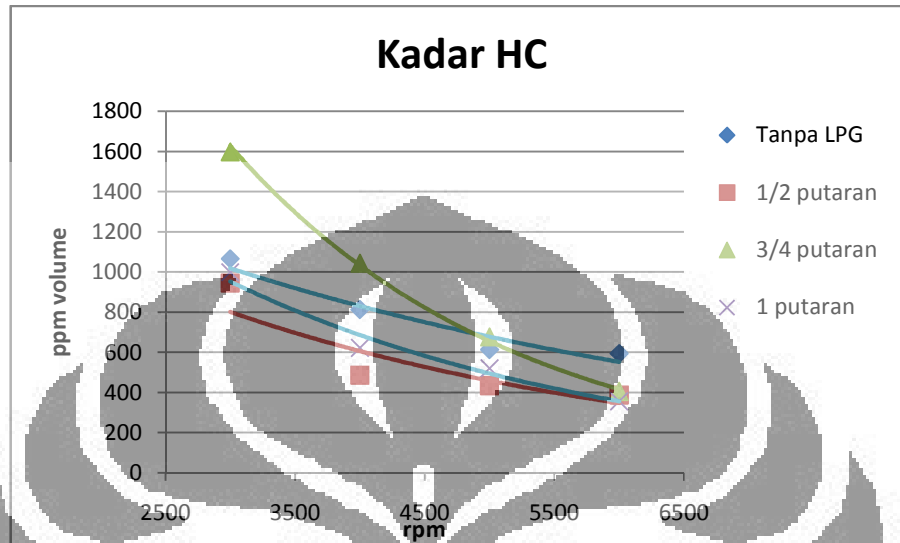


**Gambar 5.5** Grafik perbandingan kadar NOx dalam gas buang

NOx merupakan akibat adanya reaksi antara nitrogen dan oksigen pada temperatur tinggi, sekitar  $1800^{\circ}$ . Pada mesin, NOx dapat terbentuk akibat temperatur pembakaran pada ruang bakar yang tinggi. Pada **Gambar 5.5** diperoleh perbandingan NOx yang dihasilkan pada kondisi motor tanpa dan dengan penambahan LPG. Dari grafik tersebut dapat terlihat bahwa NOx yang dihasilkan oleh motor dengan penambahan LPG memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan motor tanpa penambahan LPG. Hal tersebut membuktikan bahwa penambahan LPG berpengaruh baik untuk mengurangi pembentukan NOx yang bersifat racun.

Kadar NOx yang paling rendah ialah pada saat kondisi variasi bukaan katup  $180^{\circ}$ .

#### 5.2.4. Analisis kadar HC (hydrocarbon)



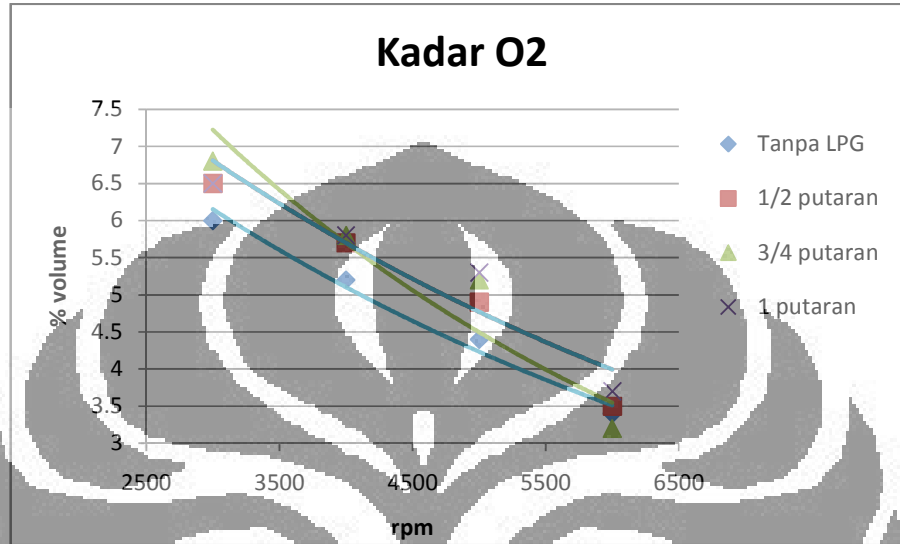
**Gambar 5.6** Grafik perbandingan kadar HC yang terkandung dalam gas buang

Pada **gambar 5.6** terlihat bahwa dengan melakukan penambahan LPG, secara keseluruhan kandungan hidrokarbon yang terbentuk cenderung berada dibawah kondisi pada saat motor tidak mengalami penambahan LPG, kecuali untuk kondisi bukaan  $270^{\circ}$  yang memiliki nilai hampir mencapai angka 1600 ppm volume dari gas buang. Kondisi ini bisa disebabkan karena pada saat putaran awal di kondisi  $270^{\circ}$ , *AFR* memiliki nilai yang besar yang berarti bahan bakar tidak terbakar cukup banyak terbuang keluar. Namun untuk kondisi bukaan  $180^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$  dengan adanya penambahan LPG yang memiliki nilai oktan yang lebih tinggi dan lebih mudah terbakar membuktikan bahwa kualitas pembakaran pada ruang bakar menjadi lebih baik karena LPG memiliki sifat yang lebih mudah menguap dibandingkan bensin.

Dari grafik diatas, pada putaran mesin rendah, nilai HC terkecil diperoleh pada kondisi mesin dengan penambahan LPG pada bukaan katup  $180^{\circ}$ . Sedangkan pada putaran tinggi, ketiga kondisi mesin dengan penambahan LPG memperoleh nilai yang hampir sama. Namun, masih adanya nilai hidrokarbon pada emisi gas buang, menandakan bahwa adanya bahan bakar yang tidak terbakar dan kemudian ikut terbuang bersama gas buang yang disebabkan tidak sempurnanya pembakaran

yang terjadi pada mesin motor. Hal ini dapat disebabkan oleh salah satunya seperti yang telah disebutkan sebelumnya yaitu pengapian yang kurang baik.

### 5.2.5. Analisis kadar O<sub>2</sub> (oksigen)



Gambar 5.7 Grafik perbandingan kadar O<sub>2</sub> yang terkandung dalam gas buang

Kadar O<sub>2</sub> menandakan bahwa tingkat penggunaan udara (oksigen) dalam proses pembakaran, semakin rendah kadar O<sub>2</sub> semakin banyak udara yang dipergunakan untuk proses pembakaran yang berarti pembakaran yang terjadi semakin baik, namun sebaliknya jika kadar O<sub>2</sub> tinggi maka banyak udara masuk yang tidak dipergunakan pada proses pembakaran yang berarti reaksi pembakaran kurang sempurna dan akan menghasilkan CO (karbon monoksida) pada gas buang, yang seharusnya menjadi CO<sub>2</sub>.

Pada Gambar 5.7 terlihat bahwa penambahan LPG berakibat semakin tingginya kadar O<sub>2</sub> pada gas buang jika dibandingkan dengan motor dengan kondisi tanpa penambahan LPG. Kecuali pada putaran tertinggi mesin 6000 rpm dengan kondisi bukaan regulator 270<sup>0</sup>. Hal ini menandakan pada putaran tinggi tersebut penambahan LPG dapat membantu pembakaran O<sub>2</sub> mendekati sempurna.

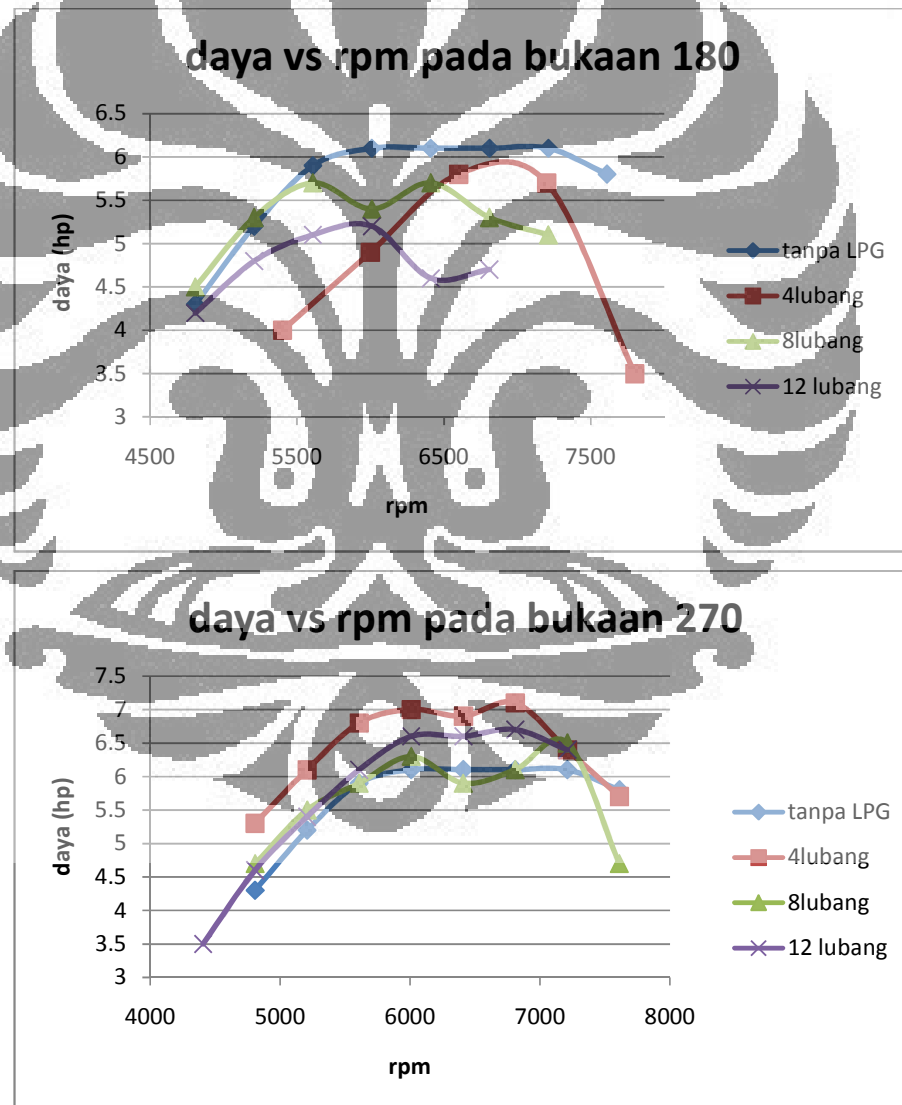


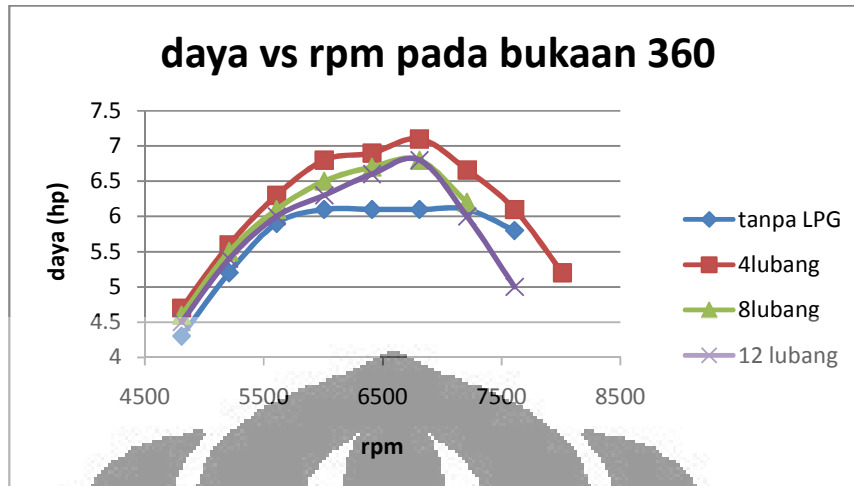
### 5.3 ANALISIS PERBANDINGAN BERBAGAI VENTURI MIXER (4,8,DAN 12 LUBANG )

Pada bagian ini akan dilakukan analisa perbandingan untuk setiap mixer yang diujikan , yaitu venturi *mixer* 4 , 8 dan 12 lubang variasi masukan gas. Melalui analisa ini akan diketahui venturi yang paling optimum untuk digunakan pada kondisi tertentu yang telah diparameterkan pada pengujian ini. LPG digunakan memiliki kandungan 4,58 % propana dan 83,14 % butana.

#### 5.3.1 Analisis Prestasi Mesin

##### 5.3.1.1. Analisis perbandingan daya mesin





**Gambar 5.8** Grafik perbandingan daya terhadap putaran mesin antar venturi *mixer*

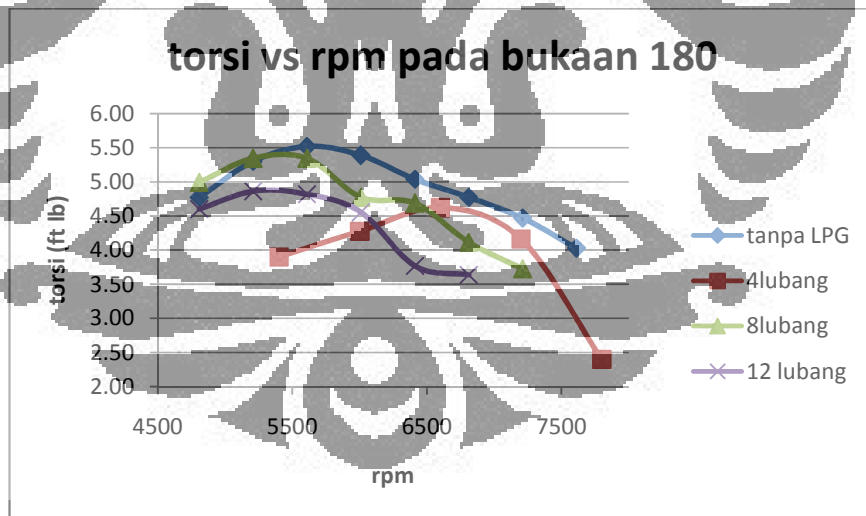
Dari grafik diatas dapat terlihat bahwa penambahan LPG baru terlihat efeknya pada saat bukaan katup  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$ , sedangkan pada bukaan katup  $180^{\circ}$  motor tanpa penambahan LPG masih mempunyai nilai daya yang lebih besar dibandingkan dengan motor dengan penambahan LPG. Hal ini berarti bahwa bukaan katup  $180^{\circ}$  tidak memberi pengaruh terhadap pembakaran yang terjadi di ruang bakar mesin. Gas dan udara belum tercampur dengan merata dikarenakan *flowrate* nya yang masih sedikit dibandingkan dengan bukaan katup  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$ . Namun jika dilihat perbandingan antar venturi *mixer* terlihat bahwa daya maksimum yang keluar terjadi di venturi *mixer* 4 lubang yaitu 5.8 Hp sedangkan pada venturi *mixer* 8 lubang dan 12 lubang masing – masing bernilai 5.7 Hp dan 5.2 Hp. Hal ini terjadi karena AFR pada venturi *mixer* 4 lubang memiliki nilai yang paling optimal dibanding venturi *mixer* lainnya, sehingga menyebabkan pembakaran lebih sempurna dan menyebabkan daya keluaran memiliki nilai lebih baik disbanding venturi *mixer* 8 lubang dan 12 lubang

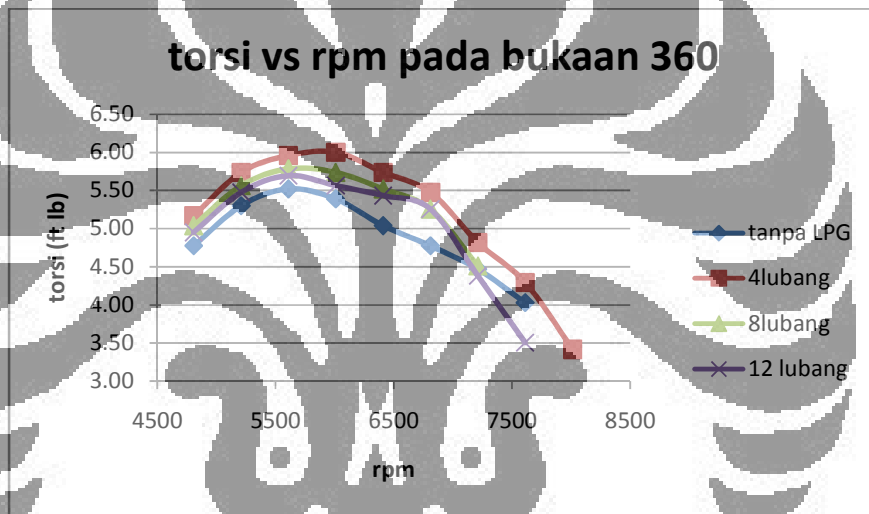
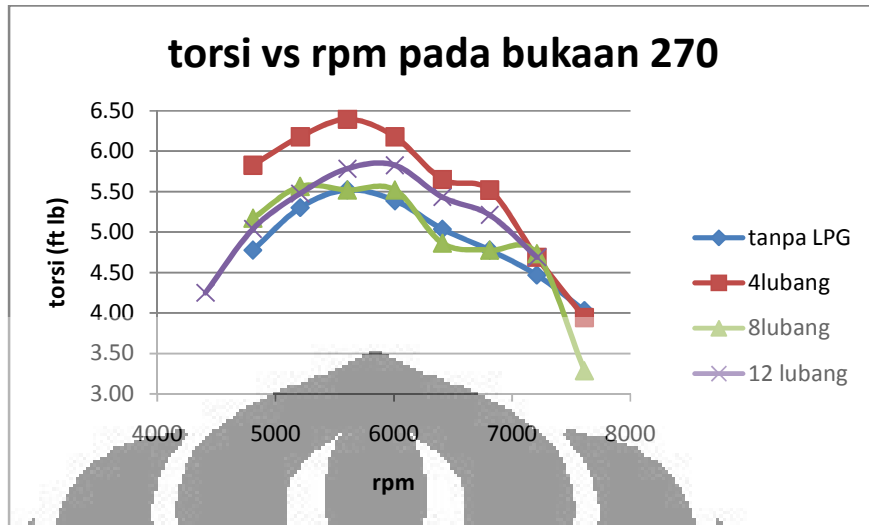
Sedangkan daya yang dihasilkan oleh motor dengan penambahan LPG pada bukaan  $270^{\circ}$  lebih besar daripada motor tanpa penambahan LPG. Hal tersebut membuktikan bahwa pada bukaan  $270^{\circ}$ , gas dan udara telah bercampur baik yang menyebabkan pembakaran dalam ruang bakar mesin meningkat sehingga menghasilkan daya yang lebih besar dari motor tanpa penambahan LPG dan motor dengan penggunaan venturi *mixer* pada bukaan  $180^{\circ}$ . Daya yang paling

besar dihasilkan oleh venturi *mixer* 4 lubang, yaitu sebesar 7.1 HP, sedangkan pada venturi mixer 8 dan 12 lubang diperoleh daya sebesar 6.5 dan 6.7 HP. Hal ini dapat dikarenakan AFR pada venturi *mixer* 4 lubang lebih baik dari pada venturi mixer 8 dan 12 lubang yaitu sebesar 16:1 dibanding 2 venturi mixer lainnya.

Untuk daya yang dihasilkan oleh motor dengan penambahan LPG pada bukaan 360° lebih besar daripada motor tanpa penambahan LPG. Hal tersebut membuktikan bahwa pada bukaan 360°, gas dan udara telah bercampur baik yang menyebabkan pembakaran dalam ruang bakar mesin meningkat sehingga menghasilkan daya yang lebih besar dari motor tanpa penambahan LPG dan motor dengan penggunaan venturi mixer pada bukaan 180°. Daya yang paling besar dihasilkan oleh venturi mixer 4 lubang yaitu sebesar 7.1 HP, sedangkan pada venturi mixer 8 dan 12 lubang diperoleh daya sebesar 6.82 dan 6.82 HP. Hal ini dapat dikarenakan AFR pada venturi mixer 4 lubang lebih baik dari pada venturi mixer 8 dan 12 lubang yaitu sebesar 16.1:1 dibanding 2 venturi mixer lainnya

#### 5.3.1.2. Analisis perbandingan Torsi





**Gambar 5.9** Grafik perbandingan torsi terhadap putaran mesin antar venturi *mixer*

Dari grafik diatas dapat terlihat bahwa penambahan LPG baru terlihat efeknya pada saat bukaan katup  $270^0$  dan  $360^0$ , sedangkan pada bukaan katup  $180^0$  motor tanpa penambahan LPG masih memiliki torsi mesin yang lebih besar dibandingkan dengan motor dengan penambahan LPG. Hal ini berarti bahwa bukaan katup  $180^0$  tidak memberi pengaruh terhadap pembakaran yang terjadi di ruang bakar mesin. Karena *flowrate* gas nya masih sedikit dibandingkan dengan bukaan katup  $270^0$  dan  $360^0$ , sehingga gas yang masuk masih sedikit dan menyebabkan pencampurannya dengan udara belum merata. Namun jika dilihat perbandingan antar venturi *mixer* terlihat bahwa torsi mesin maksimum terjadi di

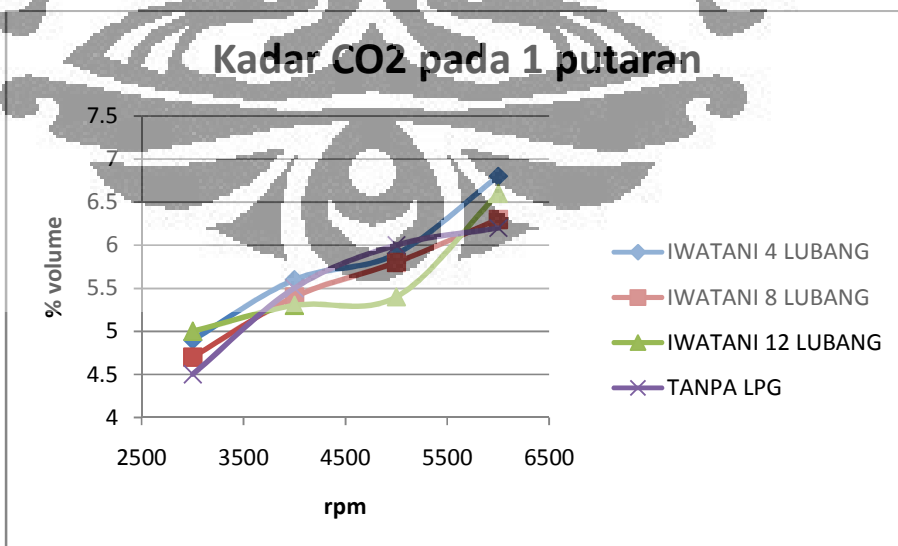
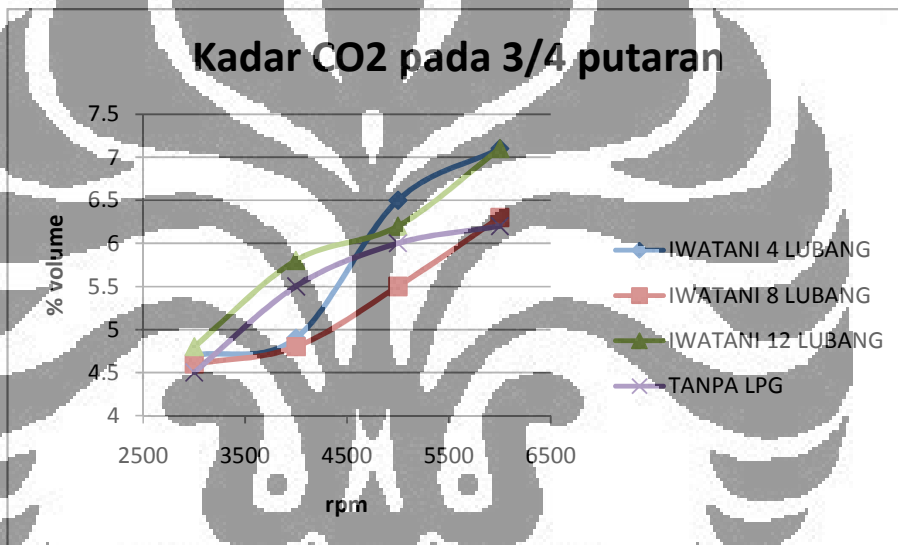
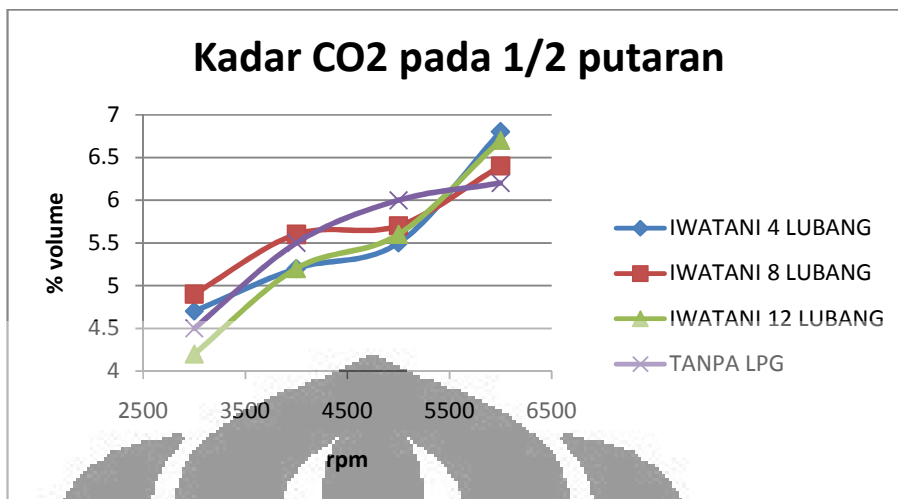
venturi *mixer* 8 lubang yaitu 5.34 ft lb, sedangkan pada venturi *mixer* 4 lubang dan 12 lubang masing – masing bernilai 4.62 ft lb dan 4.86 ft lb.

Grafik perbandingan torsi diatas memperlihatkan pola yang hampir sama dengan grafik perbandingan daya pada bukaan 270°. Torsi yang diperoleh oleh motor dengan penggunaan venturi *mixer* pada semua lubang lebih tinggi dari motor tanpa penambahan LPG. Hal ini membuktikan bahwa penambahan gas berpengaruh pada peningkatan torsi yang didapatkan. Dari grafik di atas terlihat torsi terbesar dicapai pada penggunaan venturi *mixer* 4 lubang yaitu 6.40 ftlb. Hal ini sama saja dengan grafik perbandingan daya mesin pada bukaan 270° karena laju kenaikan daya dan torsi adalah berbanding lurus karena di pengaruhi oleh hal yang sama yaitu AFR.

Grafik perbandingan torsi pada bukaan 360° diatas juga memperlihatkan pola yang hampir sama dengan grafik perbandingan dayanya. Torsi yang diperoleh oleh motor dengan penggunaan venturi *mixer* pada semua lubang lebih tinggi dari motor tanpa penambahan LPG. Hal ini membuktikan bahwa penambahan gas berpengaruh pada peningkatan torsi yang didapatkan. Dari grafik di atas terlihat torsi terbesar dicapai pada penggunaan venturi *mixer* 4 lubang yaitu 6 ftlb. Hal ini sama saja dengan grafik perbandingan daya mesin pada bukaan 360° karena laju kenaikan daya dan torsi adalah berbanding lurus karena di pengaruhi oleh hal yang sama yaitu AFR.

### **5.3.2 Analisis Emisi Gas Buang**

#### **5.3.2.1 Analisis kadar CO<sub>2</sub> (carbon dioksida)**

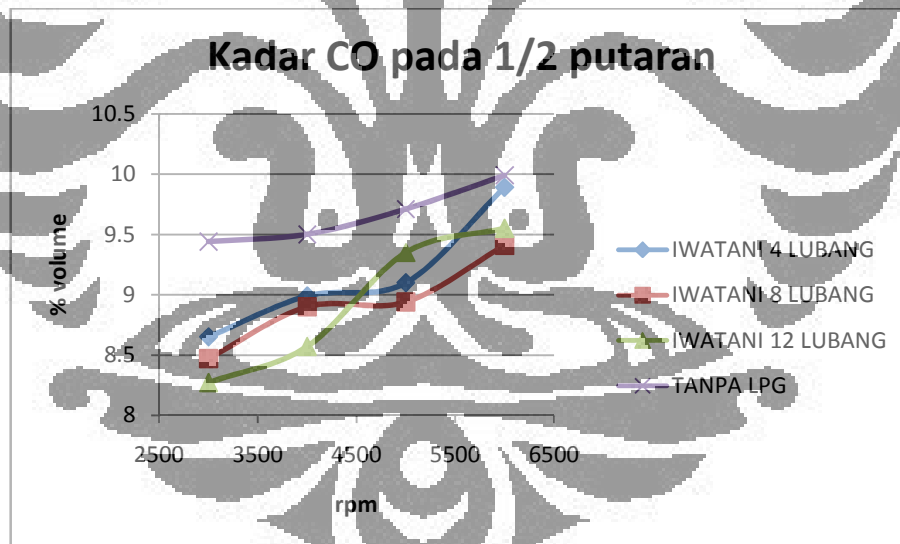


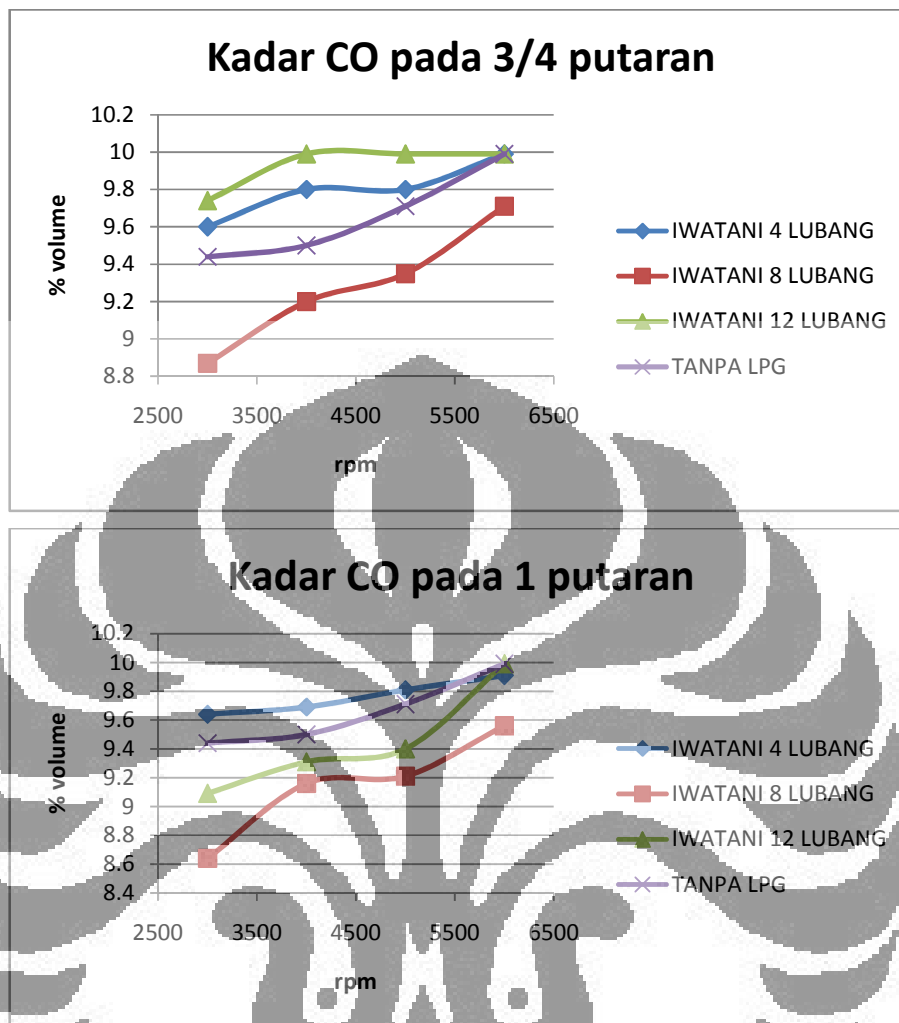
**Gambar 5.10** Perbandingan CO<sub>2</sub> antar venturi *mixer*

**Gambar 5.10** diatas memperlihatkan perbandingan kadar CO<sub>2</sub> pada gas buang antara kondisi tanpa LPG dan kondisi dengan penambahan LPG dari ketiga jenis venturi mixer dengan variasi jumlah lubang dengan bukaan katupnya masing-masing yang menunjukkan hasil optimal dari tiap venturi mixer yang digunakan.

Pada bukaan 180<sup>0</sup> untuk putaran rendah venturi *mixer* 8 lubang menghasilkan kadar CO<sub>2</sub> yang paling banyak, sedangkan pada putaran tinggi terjadi pada venturi *mixer* 4 lubang. Untuk kadar CO<sub>2</sub> pada bukaan 270<sup>0</sup> nilai optimum didapat pada venturi *mixer* 12 lubang baik itu pada putaran rendah maupun putaran tinggi. Sedangkan pada bukaan 360<sup>0</sup> venturi *mixer* 12 lubang menghasilkan kadar CO<sub>2</sub> terbanyak pada putaran rendah dan venturi *mixer* 4 lubang pada putaran tinggi.

#### 5.3.2.2 Analisis kadar CO (carbon monoksida)





Gambar 5.11 Perbandingan CO antar venturi *mixer*

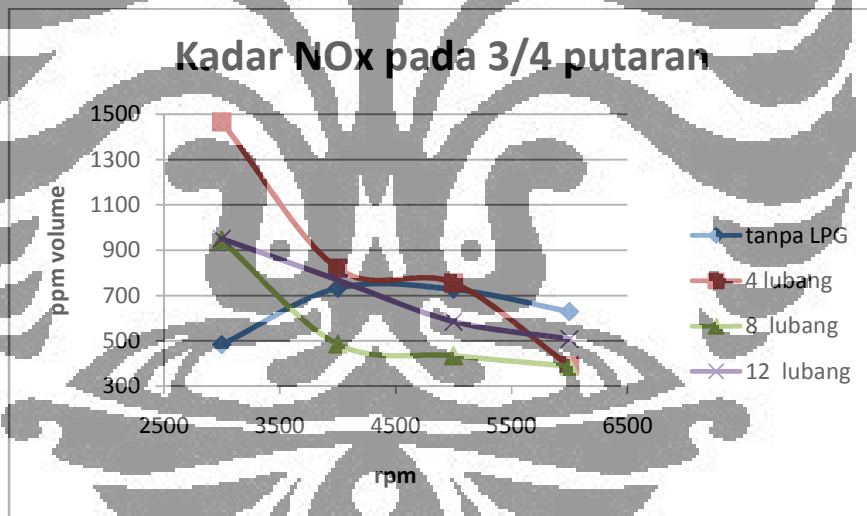
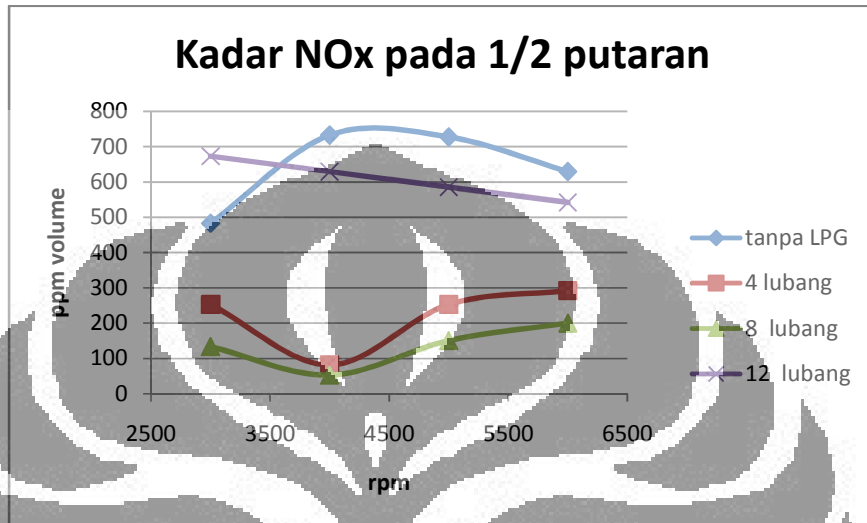
Gambar 5.11 diatas memperlihatkan perbandingan kadar CO pada gas buang antara kondisi tanpa LPG dan kondisi dengan penambahan LPG dari ketiga jenis venturi *mixer* dengan variasi jumlah lubang dengan bukaan katupnya masing-masing yang menunjukkan hasil optimal dari tiap venturi *mixer* yang digunakan.

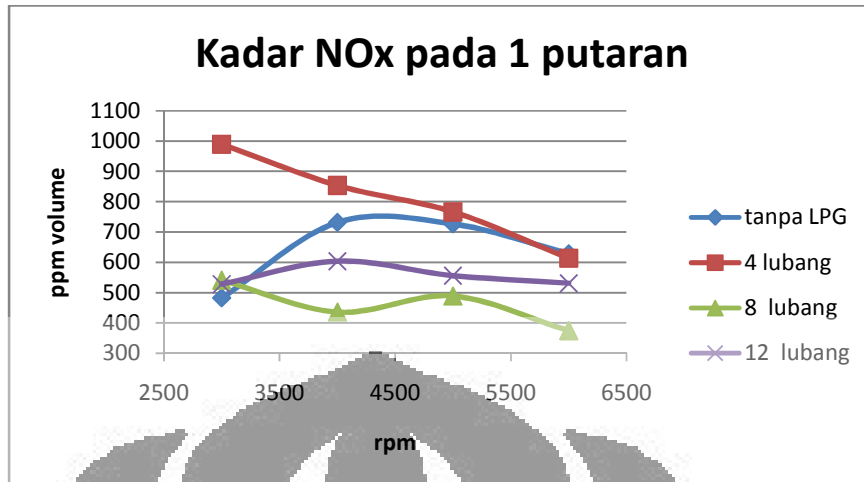
Pada bukaan 180<sup>0</sup> terbukti bahwa kadar CO pada emisi sepeda motor dengan penambahan LPG menunjukkan penurunan untuk keadaan semua bukaan. Pada putaran rendah venturi *mixer* 12 lubang yang memiliki kadar CO paling sedikit dan pada putaran tinggi terjadi pada venturi *mixer* 8 lubang.. Untuk bukaan 270<sup>0</sup> penurunan kadar CO pada motor dengan penambahan LPG hanya terjadi



pada venturi *mixer* 8 lubang. Sedangkan pada bukaan 360° penurunan kadar CO dibanding sepeda motor tanpa LPG terjadi pada venturi *mixer* 8 dan 12 lubang.

### 5.3.2.3 Analisis kadar NOx (nitro oxide)





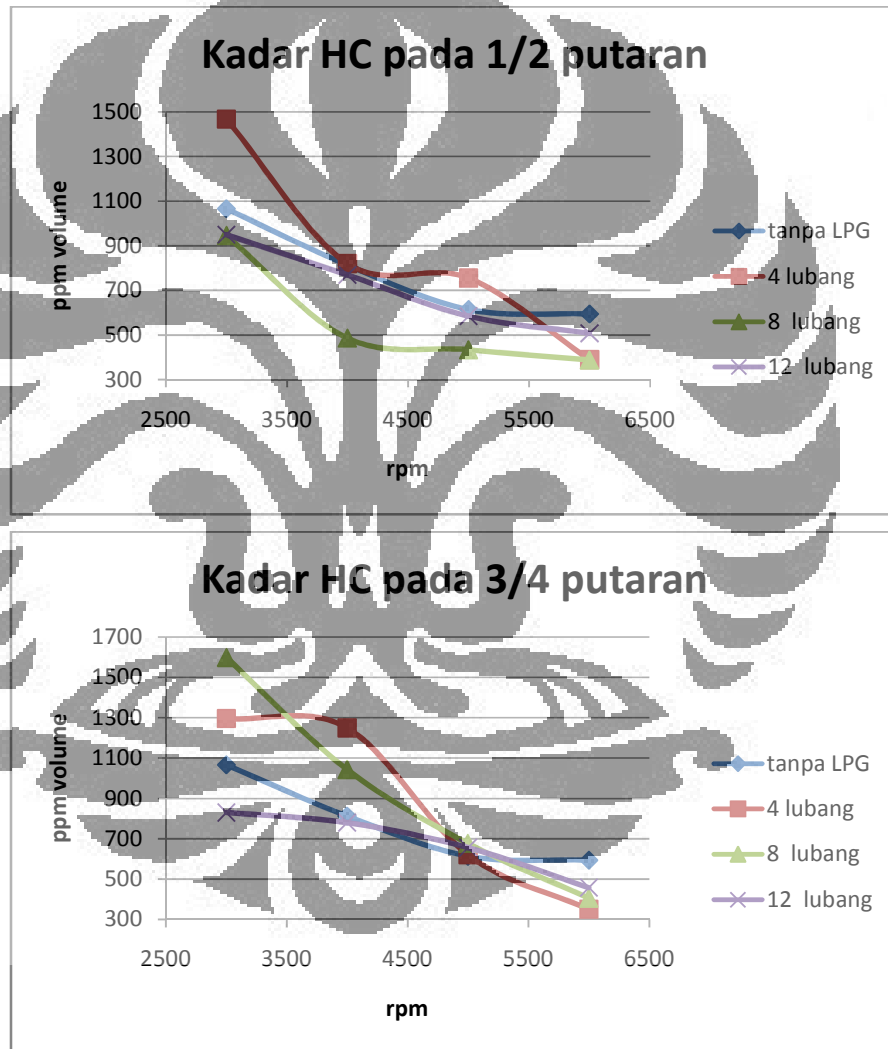
**Gambar 5.12** Perbandingan NOx antar venturi *mixer*

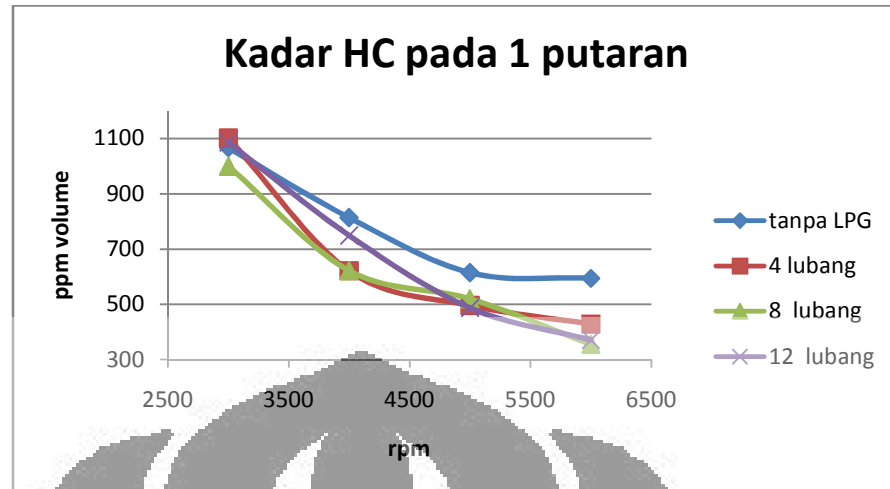
**Gambar 5.12** diatas memperlihatkan perbandingan kadar NOx pada gas buang antara kondisi tanpa LPG dan kondisi dengan penambahan LPG dari ketiga jenis venturi mixer dengan variasi jumlah lubang dengan bukaan katupnya masing-masing yang menunjukkan hasil optimal dari tiap venturi mixer yang digunakan.

Kadar NOx mempunyai nilai terbaik pada motor dengan penambahan LPG pada bukaan 180° dimana kadar NOx yang diperoleh motor dengan penambahan LPG rata-rata lebih rendah daripada motor tanpa penambahan LPG. Kecuali pada saat 3000 rpm, kadar NOx yang diperoleh motor dengan penambahan LPG yang menggunakan venturi mixer 12 lubang terlihat lebih tinggi yang mungkin disebabkan kondisi pengapian awal mesin yang kurang sempurna. Untuk bukaan 270°, terlihat pada motor dengan penambahan LPG yang menggunakan venturi mixer 4 lubang, kadar NOx yang diperoleh lebih tinggi dari pada motor tanpa penambahan LPG. Sedangkan pada motor dengan penambahan LPG yang menggunakan venturi mixer 8 dan 12 lubang terlihat lebih rendah, hanya pada putaran rendah saja yang terlihat lebih tinggi. Dan pada putaran tinggi, semua venturi mixer pada bukaan 270° menghasilkan kadar NOx yang lebih rendah. Fenomena ini mungkin disebabkan oleh kondisi pengapian mesin pada awal putaran dimana pembakaran yang terjadi belum mencapai kondisi sempurna untuk mesin.

Hal yang sama pada semua venturi saat bukaan 270° juga terjadi pada semua venturi saat bukaan 360° dimana saat putaran rendah yaitu 3000 rpm, motor dengan penambahan LPG menghasilkan kadar NOx yang lebih tinggi daripada motor tanpa penambahan LPG. Sedangkan pada putaran tinggi yaitu 6000 rpm, kadar NOx yang diperoleh semua venturi mixer pada bukaan 360° terlihat lebih rendah.

#### 5.2.3.4 Analisis kadar HC (hydrocarbon)





**Gambar 5.13** Perbandingan HC antar venturi *mixer*

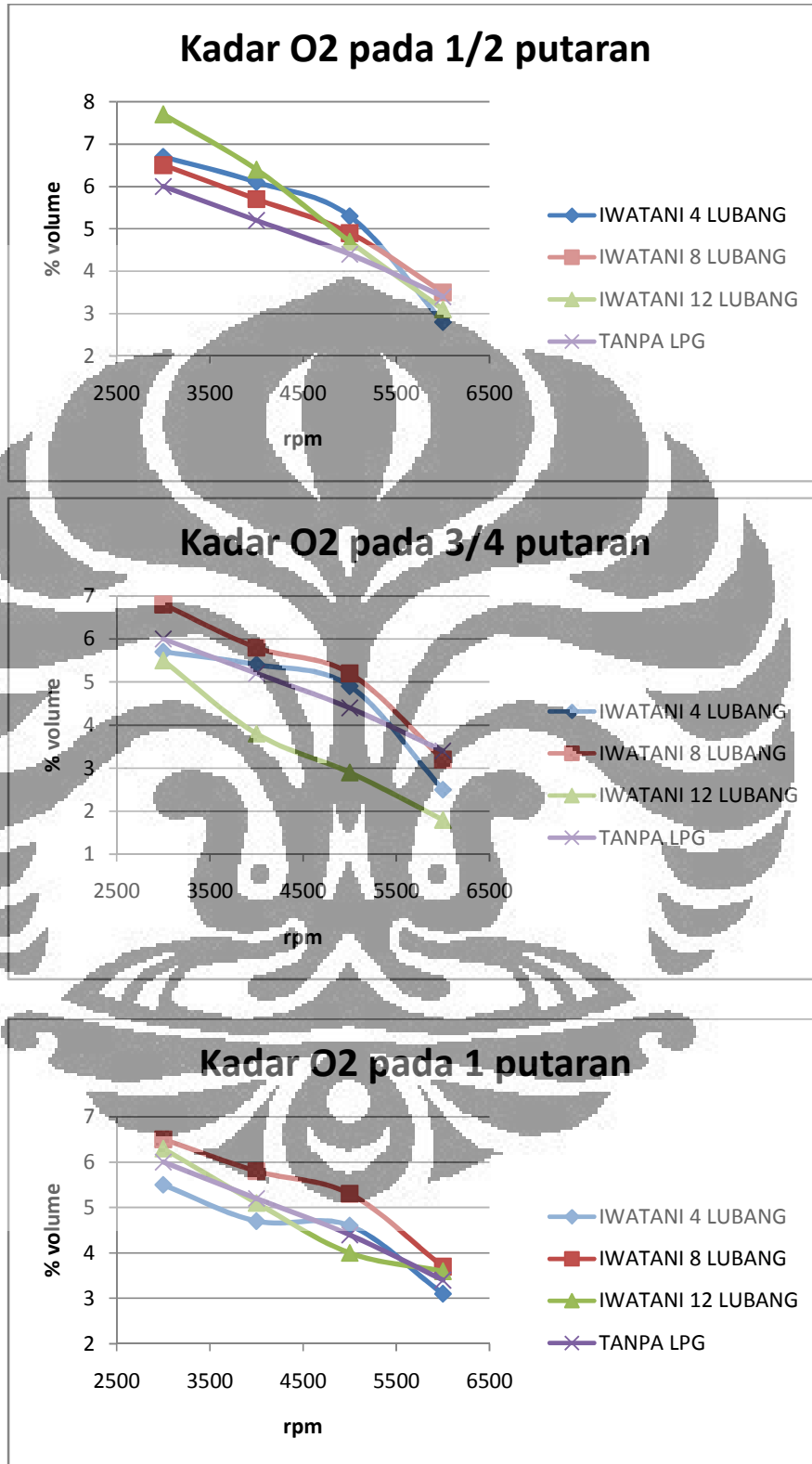
**Gambar 5.13** diatas memperlihatkan perbandingan kadar HC pada gas buang antara kondisi tanpa LPG dan kondisi dengan penambahan LPG dari ketiga jenis venturi mixer dengan variasi jumlah lubang dengan bukaan katupnya masing-masing yang menunjukkan hasil optimal dari tiap venturi mixer yang digunakan.

Pada bukaan katup  $180^0$  saat putaran mesin rendah (3000 RPM), kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan venturi mixer 8 lubang. Begitu juga ketika putaran mesin tinggi (6000 RPM), kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan venturi mixer 8 lubang.

Pada bukaan katup  $270^0$ , kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan menggunakan venturi mixer 12 lubang pada putaran mesin rendah. Sedangkan ketika putaran mesin tinggi, kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan venturi mixer 4 lubang.

Pada bukaan katup  $360^0$  saat putaran mesin rendah, kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan menggunakan venturi mixer 8 lubang. Begitu juga untuk putaran mesin tinggi, kadar HC terendah dicapai ketika motor dengan penambahan LPG pada venturi mixer 8 lubang.

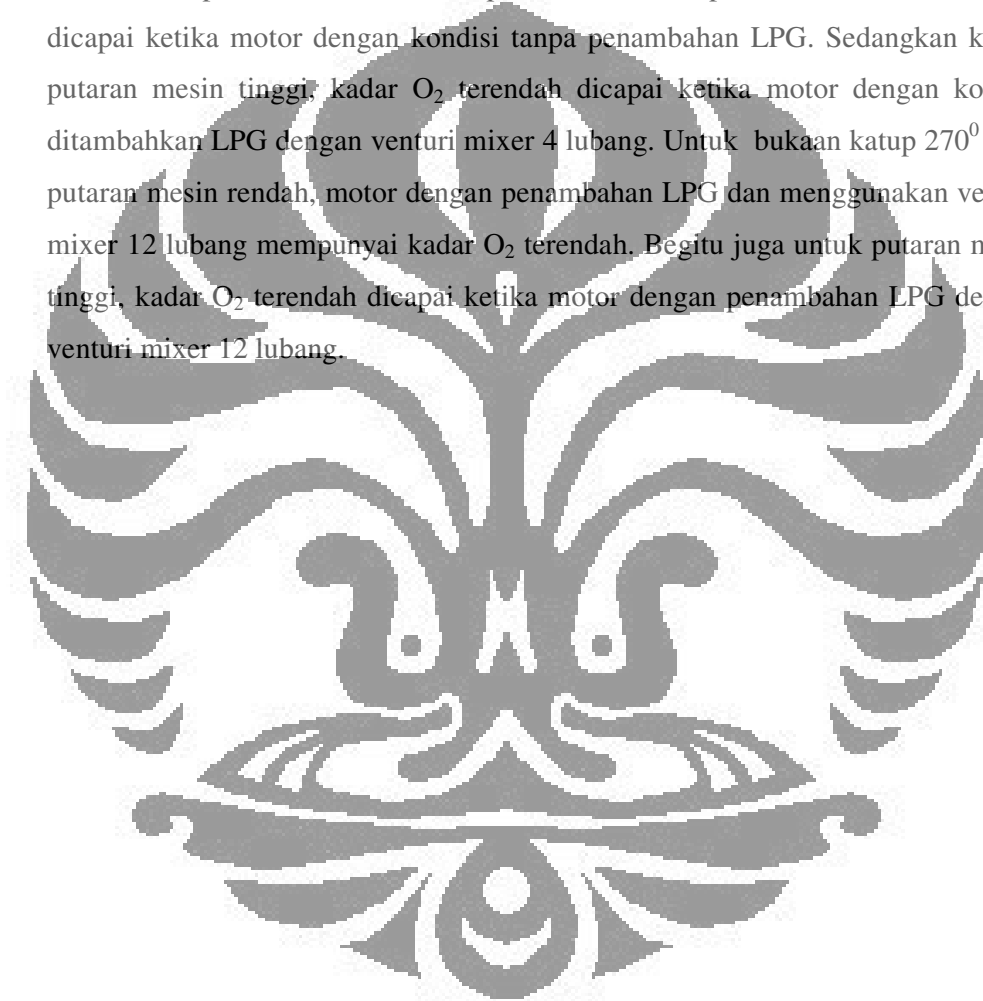
5.3.2.5 Analisis kadar O<sub>2</sub> (oksigen)



Gambar 5.14 Perbandingan O<sub>2</sub> antar venturi *mixer*

**Gambar 5.14** diatas memperlihatkan perbandingan kadar  $O_2$  pada gas buang antara kondisi tanpa LPG dan kondisi dengan penambahan LPG dari ketiga jenis venturi mixer dengan variasi jumlah lubang dengan bukaan katupnya masing-masing yang menunjukkan hasil optimal dari tiap venturi mixer yang digunakan.

Saat putaran mesin rendah pada bukaan katup  $180^\circ$ , kadar  $O_2$  terendah dicapai ketika motor dengan kondisi tanpa penambahan LPG. Sedangkan ketika putaran mesin tinggi, kadar  $O_2$  terendah dicapai ketika motor dengan kondisi ditambahkan LPG dengan venturi mixer 4 lubang. Untuk bukaan katup  $270^\circ$  saat putaran mesin rendah, motor dengan penambahan LPG dan menggunakan venturi mixer 12 lubang mempunyai kadar  $O_2$  terendah. Begitu juga untuk putaran mesin tinggi, kadar  $O_2$  terendah dicapai ketika motor dengan penambahan LPG dengan venturi mixer 12 lubang.



## BAB VI

### KESIMPULAN

#### 6.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian dan analisis yang dilakukan terhadap pengaruh penambahan LPG pada sistem bahan bakar motor empat langkah terhadap prestasi mesin dan gas buang yang dihasilkan. Dapat disimpulkan bahwa:

1. Bukaannya katup regulator kompor yang lebih besar akan menghasilkan *flowrate* yang meningkat.
2. Penambahan LPG pada sistem bahan bakar dengan menggunakan venturi *mixer* 8 lubang dapat meningkatkan performa atau unjuk kerja mesin dibandingkan saat keadaan tanpa penambahan LPG. Terutama pada bukaan  $270^{\circ}$  dan  $360^{\circ}$ .
3. Daya mesin motor dengan LPG menggunakan venturi *mixer* 8 lubang meningkat 6.25 % pada bukaan  $360^{\circ}$ .
4. Torsi motor dengan LPG menggunakan venturi *mixer* 8 lubang meningkat 4.71 % pada bukaan  $360^{\circ}$ .
5. Penambahan gas LPG pada sistem penyaluran bahan bakar motor 4 langkah mengurangi konsumsi bahan bakar.
6. Penambahan LPG yang terlalu banyak kedalam ruang bakar tidak selalu membuat karakteristik prestasi mesin menjadi lebih baik. Karena campuran udara bahan bakar yang terlalu kaya menyebabkan mesin tersendat dan tidak dapat menghasilkan tenaga yang maksimal. Sehingga perlu adanya pengontrol untuk mengatur kuantitas LPG yang masuk ke ruang bakar.

7. Pada venturi *mixer* 8 lubang dapat menurunkan kadar CO sebesar 10.3 % saat bukaan 180°, HC sebesar 40.22% saat bukaan 180°, O2 sebesar 5.88% saat bukaan 270°, dan meningkatkan kadar CO2 sebesar 8.89% saat bukaan 180°.
8. Penurunan terbesar kadar CO 1.17 % terjadi pada venturi *mixer* 12 lubang saat bukaan 180°, HC sebesar 327 ppm pada venturi *mixer* 8 lubang saat bukaan 180°, O2 sebesar 1.6% pada venturi *mixer* 12 lubang saat bukaan 270°, dan meningkatkan kadar CO2 sebesar 0.9% pada venturi *mixer* 4 dan 12 lubang saat bukaan 270°.





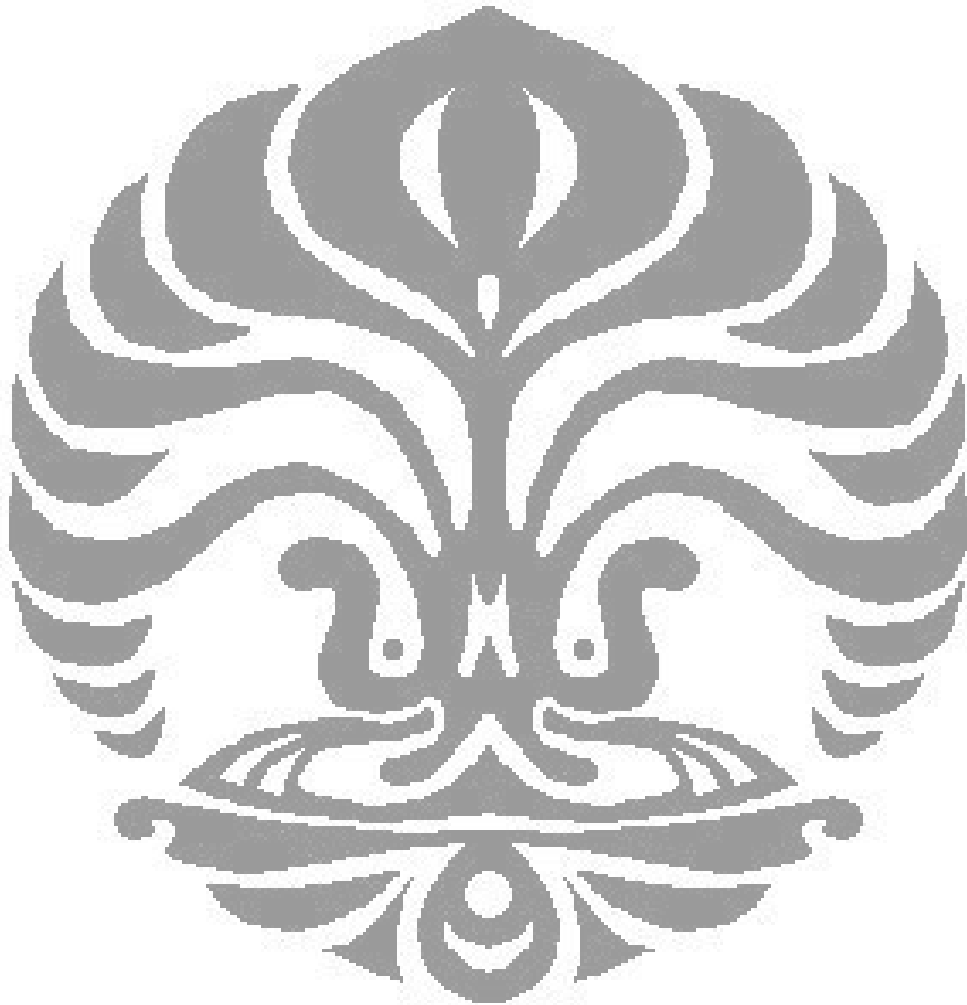
## DAFTAR ACUAN

- [1] Catur Darmawan. “ANALISIS PERUBAHAN PERFORMA DAN EMISI SEPEDA MOTOR 4-LANGKAH / 125 CC DENGAN PENAMBAHAN LPG (PROPANA 4,58% DAN BUTANA 83,14%)”. Skripsi, Program Sarjana Fakultas Teknik UI, Depok, 2006, hal. 64-65.
- [2] Erlangga Dwi Prasetyo. “ANALISIS PENGGUNAAN VENTURI MIXER 8 LUBANG TERHADAP KONSUMSI BENSIN DAN AKSELERASI SEPEDA MOTOR 4 LANGKAH / 125 CC DENGAN PENAMBAHAN LPG”. Skripsi, Program Sarjana Fakultas Teknik UI, Depok, 2007, hal. 89-90.

## DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Yunus A., and Michael A. Boles. *Thermodynamics An Engineering Approach Second Edition*. McGraw Hill International Editions. 1994.
- Sugiarto, Bambang. *Motor Pembakaran Dalam*. ISBN 979-97726-7-2
- Heywood, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill International Editions, 1988.
- Benson, Rowland and N.D. Whitehouse. *Internal Combustion Engine Volume 1*. Pergamon Press. 1983.
- Mathur M.L. and R.P. Sharma. *A Course In Internal Combustion Engines*. Delhi, 1980.
- Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. *Buku Penuntun Pengujian Laboratorium Mesin*.
- Swiss Contact. *Seri Teknik Otomotif: Analisis Kinerja Mesin Bensin Berdasarkan Hasil Uji Emisi*. Jakarta 2000.
- Alternate Energy Systems, Inc. *Technical Data for Propane, Butane and LPG mixture*.
- Alternate Energy Systems, Inc. *2004 LP Symposium Des Moines, 12-13-14 July 2004 Automatic Wobbe Index Control for Peak Shaving Plants Presentation*.
- <http://www.wikipedia.org>
- <http://www.e-lpg.com>
- <http://lpgconversionsltd.co.uk/lpgbenefits>
- <http://dynodynamics.com>

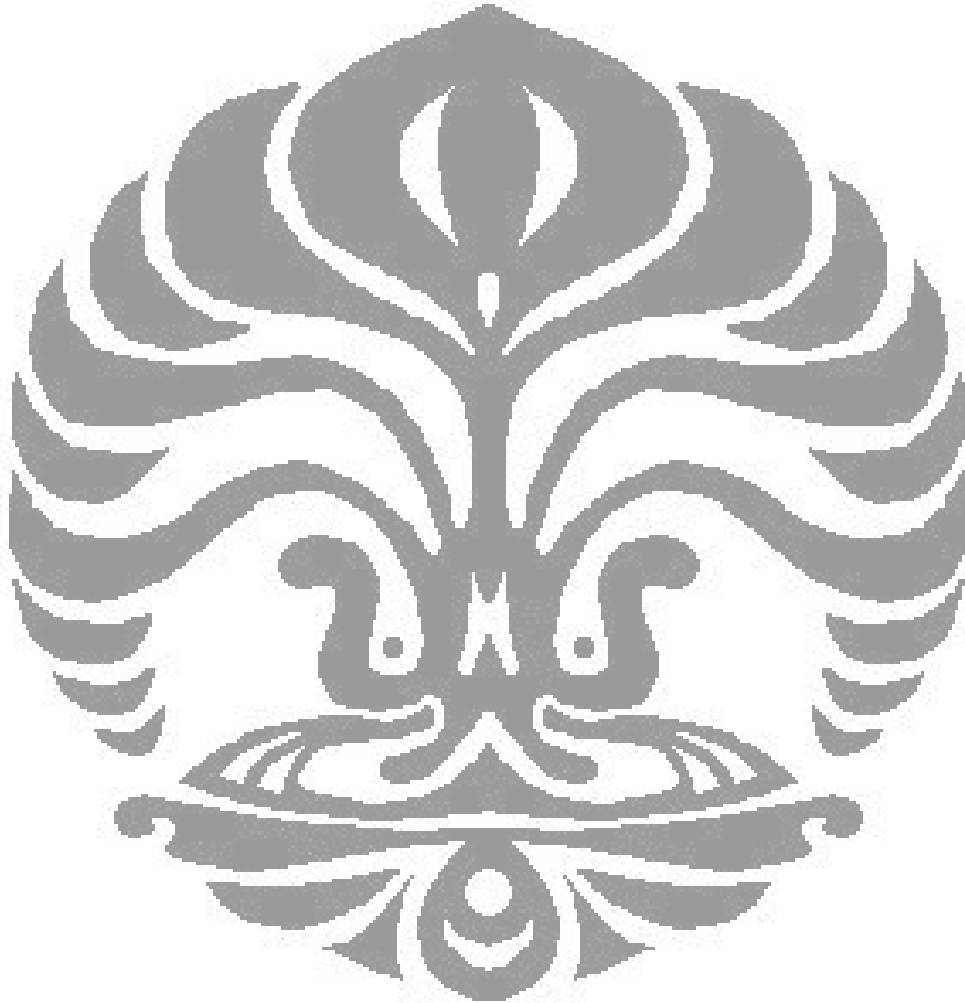
## LAMPIRAN



## LAMPIRAN I

### SNI

1. SNI 09-4405-1997 tentang cara uji unjuk kerja jalan sepeda motor



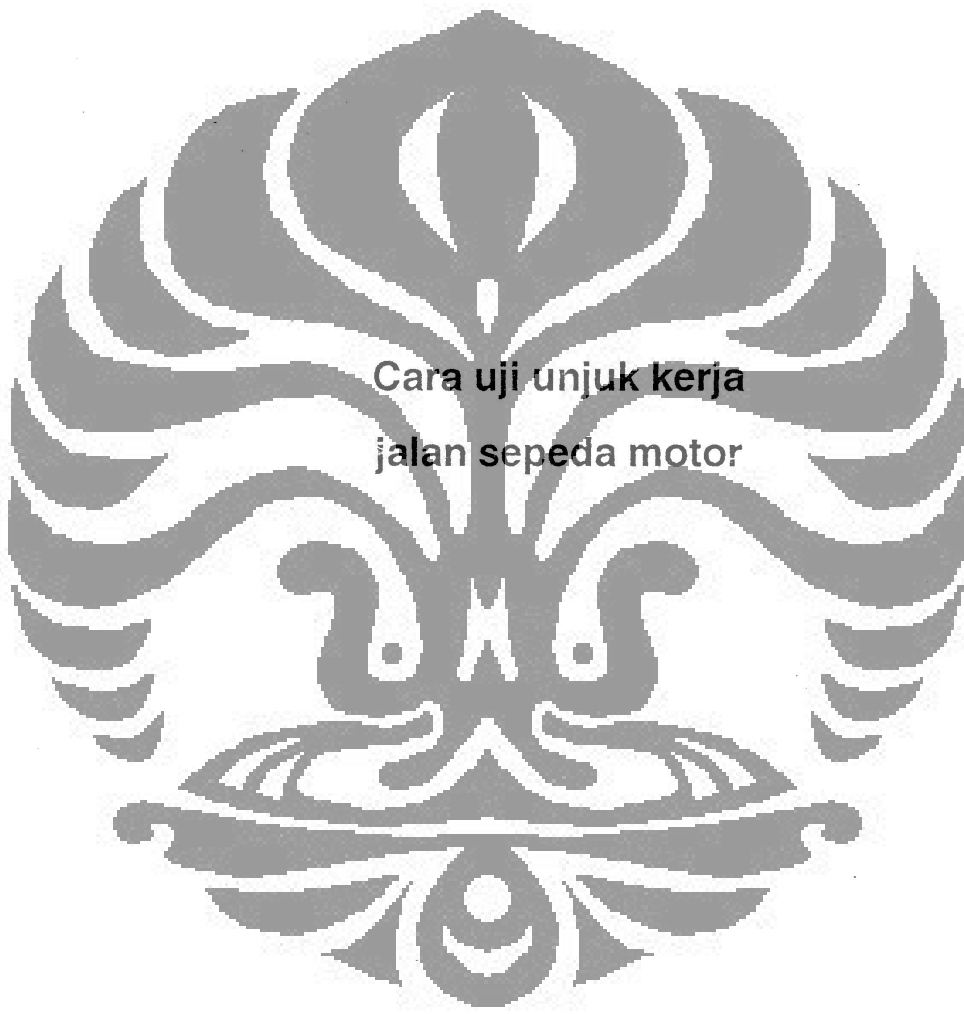
**SNI**

Standar Nasional Indonesia

SNI 09 - 4405 - 1997

ICS.

---



**Cara uji unjuk kerja  
jalan sepeda motor**

---

Dewan Standardisasi Nasional - DSN

## PENDAHULUAN

Standar Cara Uji Unjuk Kerja Jalan Sepeda Motor, disusun untuk mengetahui kondisi dari pada sepeda motor setelah melakukan unjuk kerja jalan sepeda motor.

Penyusunan Standar Industri ini melalui Rapat-rapat Teknis, rapat Pra Konsensus Nasional dan rapat Konsensus Nasional yang diselenggarakan di Jakarta di tempat yang sama pada tanggal 30 Oktober 1995, disusun oleh PT. Honda dan dibantu oleh PT. Yamaha, PASMI, PT. ISI, Balai PLJSKB Bekasi, Dit.Jen. Hub. Darat, PT. KGD Indonesia, Dit.Latas POLRI, Pustan dan Dit.Jen. ILME, Industri ALat Angkut Departemen Perindustrian.

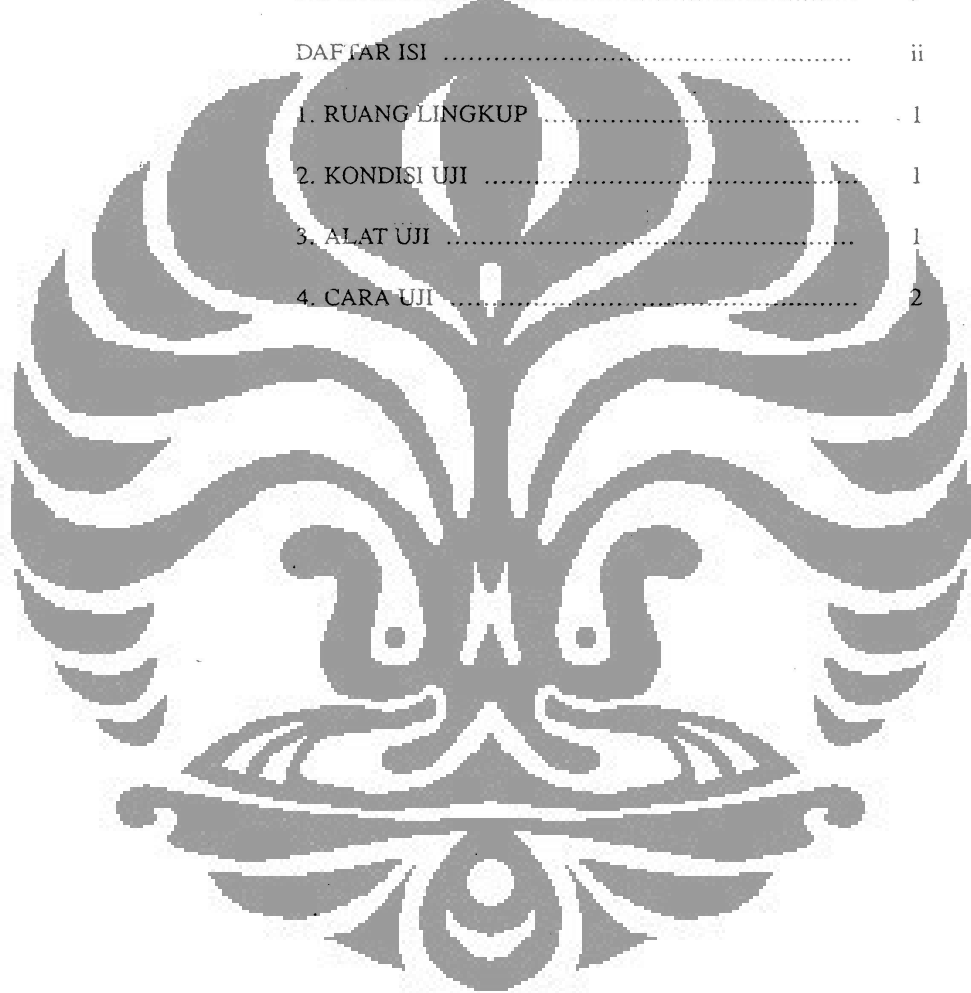
Sebagai acuan :

JIS D. 1040 - 1982

*Hope's and motorcycle, - Method of testing test*

DAFTAR ISI

PENDAHULUAN .....	i
DAFTAR ISI .....	ii
1. RUANG LINGKUP .....	1
2. KONDISI UJI .....	1
3. ALAT UJI .....	1
4. CARA UJI .....	2



## CARA UJI UNJUK KERJA JALAN SEPEDA MOTOR

### 1. RUANG LINGKUP

Standar ini meliputi kondisi uji, alat uji dan cara uji unjuk kerja jalan untuk sepeda motor.

### 2. KONDISI UJI

2.1 Berat Pengendara ( $55 \pm 5$ ) kg

2.2 Kondisi sepeda motor harus sesuai dengan spesifikasi pabrik dan sebelum dilakukan pengujian, sepeda motor sudah harus beroperasi pada normalnya.

2.3 Tempat uji meliputi jalan datar, tanjakan landai, tanjakan tinggi, tikungan, jalan beton, jalan berbatu dan sebagainya.

### 3. ALAT UJI

3.1 Perlengkapan Pengukuran Konsumsi Bahan Bakar

3.2 Alat pencatat waktu otomatis/manual dengan ketelitian minimal 1/100 sekon.

3.3 Alat Pengukur Jarak

3.4 Alat Pengukur Suhu



#### 4. CARA UJI

4.1 Untuk uji unjuk kerja jalan sepeda motor, jarak yang ditempuh 100 km meliputi jalan datar, tanjakan landai, tanjakan tinggi, tikungan, jalan beton, jalan berbatu dan sebagainya.

4.2 Pengukuran dilakukan pada setiap kondisi jalan dan pada total kondisi jalan.

4.3 Pada awal pengujian dan pada setiap perhentian harus diukur dan dicatat mengenai waktu, jarak, konsumsi bahan bakar, suhu busi, suhu minyak pelumas mesin dan transmisi, kondisi jalan dan suhu udara sekitar serta cuaca.

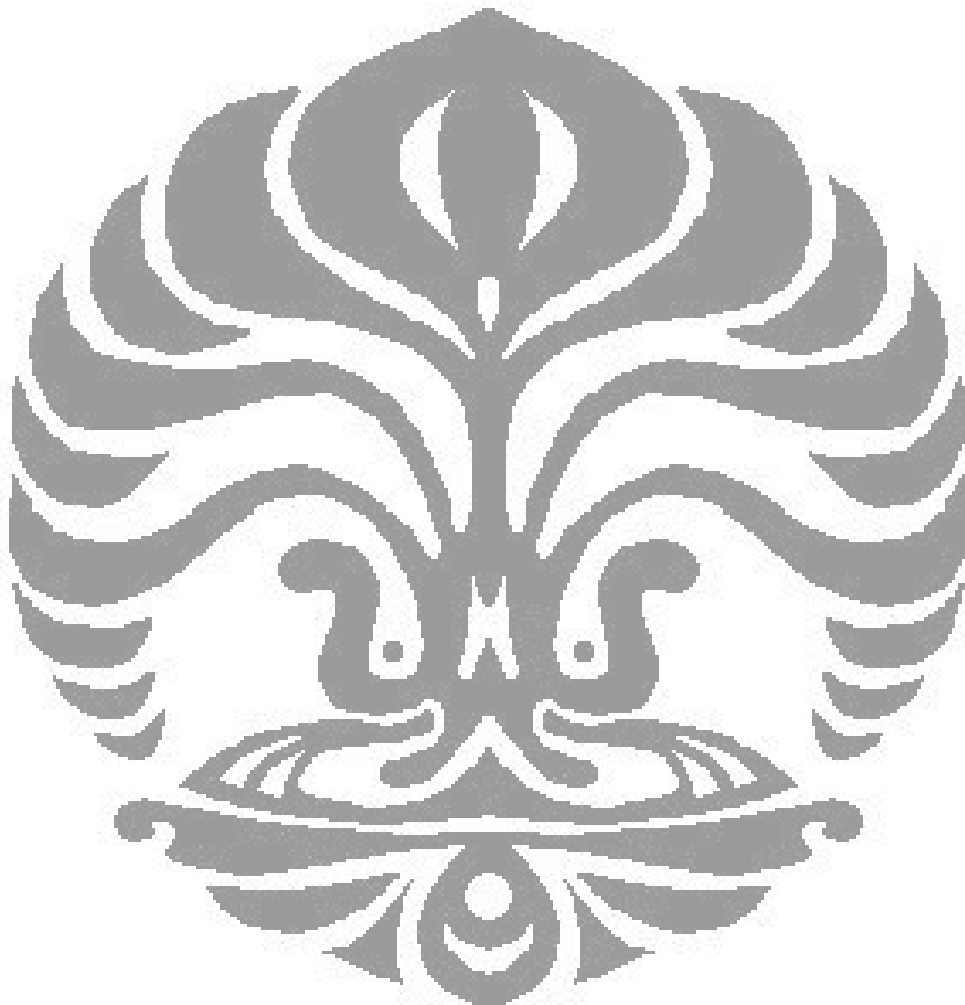
4.4 Pada saat pengujian, harus diperhatikan terutama pada mesin, kopling, pergantian gigi, pengereman, kemampuan pengendalian, stabilitas kendaraan, percepatan, kenyamanan berkendara dan kondisi jalan.

4.5 Hasil harus diperhatikan dan dicatat adanya perubahan dari komponen sepeda motor setelah pengujian.

4.6 Hasil uji harus dimasukkan dalam tabel berikut ini.

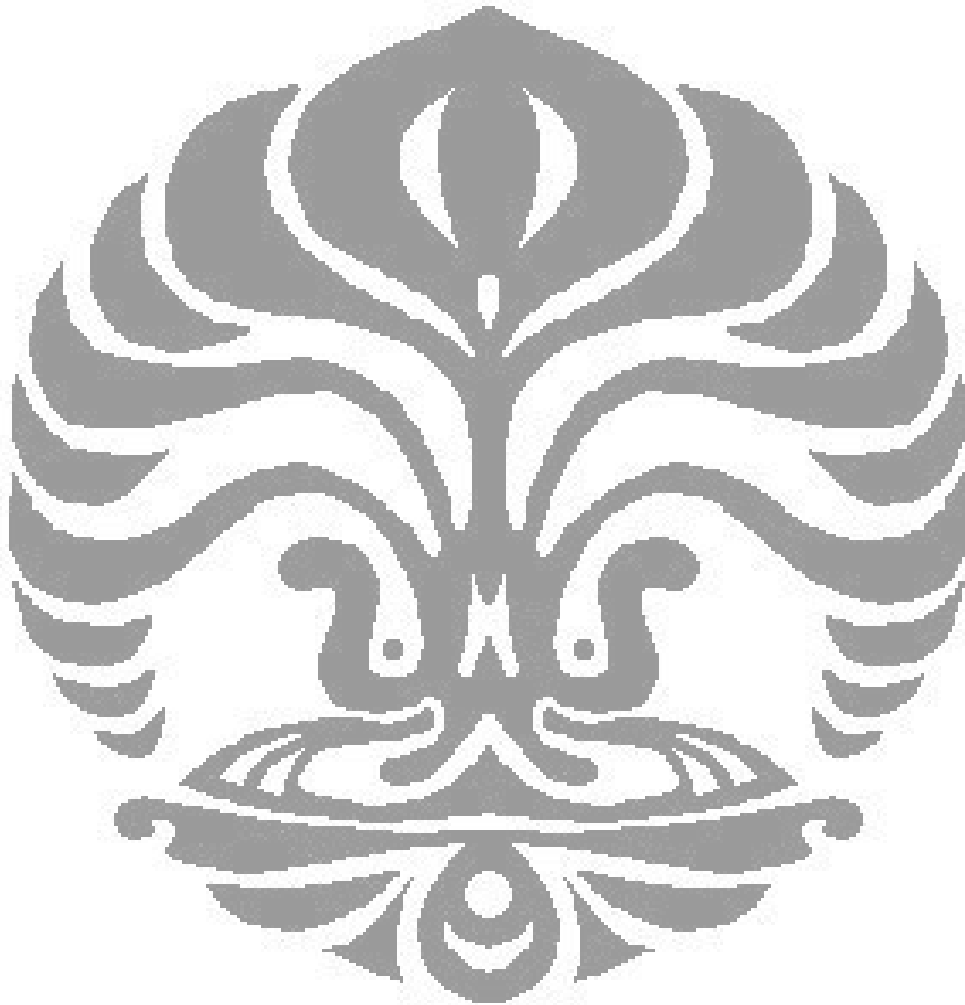
## Lampiran 2 DATA PERCOBAAN DYNOTEST

1. Grafik daya hasil dynotest Venturi 8 lubang.
2. Grafik torsi hasil dynotest Venturi 8 lubang.



### Lampiran 3 DATA PERCOBAAN UJI EMISI

1. Tabel hasil uji emisi Venturi 8 lubang.



## VENTURI MIXER 8 LUBANG

### bukaan 180

rpm	CO	CO2	HC	O2	Lambda	Nox
3000	8.47	4.9	945	6.5	0.981	134
4000	8.9	5.6	486	5.7	0.968	53
5000	8.94	5.7	434	4.9	0.928	151
6000	9.41	6.4	388	3.5	0.841	200

### bukaan 270

rpm	CO	CO2	HC	O2	Lambda	Nox
3000	8.87	4.6	1598	6.8	0.953	421
4000	9.2	4.8	1043	5.8	0.94	473
5000	9.35	5.5	677	5.2	0.901	444
6000	9.71	6.3	405	3.2	0.841	400

### bukaan 360

rpm	CO	CO2	HC	O2	Lambda	Nox
3000	8.64	4.7	999	6.5	0.933	541
4000	9.16	5.4	622	5.8	0.955	436
5000	9.21	5.8	520	5.3	0.915	489
6000	9.56	6.3	356	3.7	0.852	375