

**PENGARUH DIAMETER VENTURI KARBURATOR TERHADAP
UNJUK KERJA MOTOR BAKAR 6 LANGKAH 1 SILINDER
KAPASITAS 125CC**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :
GILANG RAUSAN FIKRI NOOR
NIM. 135060209111014

**KEMENTERIAN RISET, TEKNOLOGI DAN PENDIDIKAN TINGGI
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN MESIN
MALANG
2015**

LEMBAR PERSETUJUAN

PENGARUH DIAMETER VENTURI KARBURATOR TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR BAKAR 6 LANGKAH 1 SILINDER KAPASITAS 125CC

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :
GILANG RAUSAN FIKRI NOOR
NIM. 135060209111014

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dr. Eng. Eko Siswanto, ST., MT.
NIP. 19701017 199802 1 001

Dosen Pembimbing II

Dr. Eng. Denny Widhiyanuriyawan, ST., MT.
NIP. 19750113 200012 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH DIAMETER VENTURI KARBURATOR TERHADAP UNJUK KERJA MOTOR BAKAR 6 LANGKAH 1 SILINDER KAPASITAS 125CC

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :
GILANG RAUSAN FIKRI NOOR
NIM. 135060209111014

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 28 Juli 2015 :

Majelis Penguji

Skripsi I

Skripsi II

Prof. Ir. I.N.G. Wardana, M.Eng., Ph.D.
NIP. 19590703 198303 1 002

Ir. Hastono Wijaya, MT.
NIP. 19601204 198601 1 002

Skripsi III

Bayu Satriya Wardhana, ST., M.Eng.
NIP. 19841007 201212 1 001

Mengetahui,
Ketua Program Studi S1
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

Dr. Eng. Widya Wijayanti, ST., MT.
NIP. 19750802 199903 2 002

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



*for my Parents,
no matter how tall I have grown,
I will always look up to you*

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala berkah dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul **“Pengaruh Diameter Venturi Karburator terhadap Unjuk Kerja Motor Bakar 6 Langkah 1 Silinder Kapasitas 125cc”**, sebagai pemenuhan syarat akademik dalam memperoleh gelar Sarjana Teknik dari Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.

Dengan selesainya Skripsi ini penulis menyampaikan terimakasih kepada :

1. Bapak Dr. Eng. Eko Siswanto, ST., MT., selaku Pembimbing I atas segala arahan, bimbingan, saran dan motivasi selama penyusunan skripsi.
2. Bapak Dr. Eng. Denny Widhiyanuriyawan, ST. MT., selaku Pembimbing II yang telah memberikan arahan dan bimbingan dalam penyusunan skripsi.
3. Kedua orang tua dan keluarga tercinta untuk segala doa serta dukungan moril maupun materil selama penelitian dan penyusunan skripsi ini berlangsung.
4. Bapak Dr. Eng. Nurkholis Hamidi ST., M. Eng. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang beserta Staf Jurusan atas bantuan dan kelancaran administrasi.
5. Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin, khususnya Konsentrasi Konversi Energi untuk *sharing* ilmu pengetahuan yang mendukung penyusunan skripsi ini.
6. Teman seperjuangan Mas Chandra, tim S2 KE Mas Elka, Pak Dodi, Pak Farid, tim penguji Yaqin dan Marion, Asisten Laboratorium khususnya Lab. Motor Bakar dan PP1, para sahabat serta teman-teman SAP Mesin Brawijaya.
7. Seluruh pihak yang telah membantu dan tidak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa skripsi ini jauh dari sempurna, oleh karena itu saran dan kritik yang bersifat membangun sangat penulis harapkan di masa mendatang. Akhir kata penulis mengharapkan skripsi ini dapat memberikan manfaat positif bagi pembaca, dan menambah semangat juga khazanah keilmuan untuk pengembangan motor bakar 6 langkah berbasis penambahan durasi difusi massa campuran dan termal.

Malang, Juli 2015

Penulis

RINGKASAN

Gilang Rausan Fikri Noor, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Juli 2015, Pengaruh Diameter *Venturi* Karburator terhadap Unjuk Kerja Motor Bakar 6 Langkah Kapasitas 125cc. Dosen Pembimbing : Eko Siswanto dan Denny Widhyanuriyawan.

Berdasar penggunaannya secara luas pada kendaraan bermotor, industri hingga pembangkitan daya, motor pembakaran dalam adalah yang paling banyak digunakan. Saat ini hampir seluruh motor pembakaran dalam menggunakan siklus 4 langkah Otto. Alasan utama siklus 4 langkah Otto lebih diminati dari siklus 2 langkah Otto adalah kehematan bahan bakarnya. Oleh karena itu dapat dibuat deduksi bahwa motor bakar 6 langkah lebih hemat dari motor bakar 4 langkah Otto.

Penelitian ini bertujuan mengawali pengembangan motor bakar enam langkah berbasis penambahan durasi difusi massa campuran udara-bahan bakar dan durasi difusi termal dari komponen dinding silinder ke campuran udara-bahan bakar. Dengan melakukan pengujian unjuk kerja dari motor bakar 6 langkah tersebut, juga dilakukan metoda pembesaran diameter venturi karburator seperti lazim digunakan pada motor bakar 4 langkah sebagai metoda peningkatan unjuk kerja. Diameter venturi yang dipilih adalah 18 mm dan 20 mm. Dengan interval 400 rpm putaran motor saat pengujian dan bukaan *throttle* dikondisikan konstan 30 %. Unjuk kerja dari motor bakar dinilai dari torsi poros engkol, daya, efisiensi termal efektif dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif. Kemudian dibandingkan kinerja dari kedua venturi yang diuji juga kinerja motor bakar 6 langkah yang dikembangkan dengan 4 langkah konvensional.

Hasil yang diperoleh pada penggunaan diameter venturi 20 mm diperoleh peningkatan nilai rata-rata dari torsi, daya, SFCE, efisiensi termal dan putaran motor berturut-turut sebesar 21 %, 21 %, 16 % dan 23 %. Pada perbandingan terhadap 4 langkah spesifikasi sama, motor bakar 6 langkah juga mengalami peningkatan dalam nilai rata-rata torsi, daya dan putaran motor masing-masing sebesar 15 %. Meskipun mengalami nilai yang lebih rendah dalam SFCE dan efisiensi termal. Mengacu pada torsi, daya dan putaran poros engkolnya motor bakar 6 langkah menunjukkan potensi besar untuk menjadi mesin masa depan.

Kata Kunci : *Venturi*, Karburator, Motor Bakar 6 Langkah, Unjuk Kerja

SUMMARY

Gilang Rausan Fikri Noor, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Brawijaya University, July 2015, Carburetor's Venturi Diameter Effect on a 125cc Single Silinder Six-Stroke Internal Combustion Engine Performance. Academic Supervisor : Eko Siswanto and Denny Widhyanuriyawan.

Based on its widespread usage in automotive, industry and power plant, the internal combustion engine is well known as the most widely used. Nowadays, almost all of the internal combustion engine operate with the four-stroke Otto cycle. The main reason four-stroke Otto cycle more popular and commonly used than the two-stroke one is the fuel efficiency. Therefore, it may be possible to argue that six-stroke internal combustion engine will be more efficient than the four-stroke.

This study aims to initiate the development of the six-stroke internal combustion engine based on addition of duration masses diffusion of air-fuel mixture and the duration of thermal diffusion from cylinder wall component to mixture. By testing the performance of the six-stroke internal combustion engine, also performing the enlarging method of the carburetor venturi's diameter as commonly applied in four-stroke Otto cycle in order to increas the performance. The venturi's diameter chosen was 18 mm and 20 mm. With 400 rpm intervals of rotation speed and the throttle opening was conditioned constantly at 30% during the test. The performance was assessed from the crankshaft's torque, power, effective thermal efficiency and specific fuel consumption effective. Then both of the venturi performances were compared, this study also compared the performance of the developed six-stroke internal combustion engine with the conventional four-stroke Otto.

The results obtained, the usage of 20 mm venturi diameter was increase the average value of torque, power, SFCe, thermal efficiency and rotation speed respectively 21%, 21%, 16% and 23%. In the comparison to the same specification of conventional four-stroke, the six-stroke engine also ascended the average value of torque, power and rotation speed each by 15%. Despite the engine had lower value in SFCe and thermal efficiency, due to torque, power and rotation speed the six-stroke internal combustion engine shows great potential to be future engine.

Keywords : Venturi, Carburetor, Six-stroke Internal Combustion Engine, Performance

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR.....	i
RINGKASAN	ii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	vii
DAFTAR TABEL	viii
DAFTAR LAMPIRAN.....	ix
DAFTAR SIMBOL.....	x
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Identifikasi Masalah	2
1.3 Rumusan Masalah	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Tujuan Penelitian.....	3
1.6 Manfaat Penelitian.....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Motor Bakar Torak.....	5
2.3 Motor Bakar Otto	5
2.3.1 Siklus 4 Langkah	6
2.3.2 Motor Bakar 6 Langkah.....	10
2.4 Karburator.....	14
2.4.1 Definisi Karburasi.....	17
2.4.2 Faktor yang Menyebabkan Karburasi.....	17
2.4.3 Kebutuhan Campuran Udara-Bahan Bakar pada Beban dan Kecepatan Tertentu.....	17

2.4.4	Kebutuhan Campuran Udara-Bahan Bakar Otomotif.....	18
2.5	Teori Pembakaran.....	19
2.5.1	Proses Pembakaran	20
2.5.2	Pembakaran pada Motor Otto	21
2.6	Unjuk Kerja Motor Bakar.....	22
2.6.1	Torsi.....	23
2.6.2	Daya Efektif.....	23
2.6.3	Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif	24
2.6.4	Efisiensi Termal Efektif.....	24
2.7	Hipotesis.....	24
BAB 3	METODOLOGI PENELITIAN	26
3.1	Metode Penelitan	26
3.2	Variabel Penelitian	26
3.2.1	Variabel Bebas (<i>Independent Variable</i>)	26
3.2.2	Variabel Terikat (<i>Dependent Variable</i>)	26
3.2.3	Variabel Terkontrol (<i>Controlled Variable</i>)	26
3.3	Tempat Penelitan	27
3.4	Alat dan Bahan Penelitian	27
3.4.1	Alat yang Digunakan dalam Penelitian	27
3.5	Instalasi Penelitian.....	28
3.6	Proses Pengujian Kinerja Motor Bakar	29
3.7	Prosedur Penelitian	29
3.7.1	Prosedur Pengujian Prestasi Motor Bakar	29
3.8	Diagram Alir.....	31
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN	32
4.1	Analisis Data	32
4.1.1	Data Hasil Pengujian	32

4.1.2	Pengolahan Data	32
4.2	Pembahasan	35
4.2.1	Hubungan antara Putaran Mesin dengan Torsi.....	35
4.2.2	Hubungan antara Putaran Mesin dengan Daya Efektif.....	38
4.2.3	Hubungan antara Putaran Mesin dengan <i>Spesific Fuel Consumption Effective</i>	40
4.2.4	Hubungan antara Putaran Mesin dengan Efisiensi Termal Efektif	42
4.2.5	Rangkuman Pengujian	44
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN	46
5.1	Kesimpulan.....	46
5.2	Saran.....	46
DAFTAR PUSTAKA		xi
LAMPIRAN.....		xiv



DAFTAR GAMBAR

No	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Skema langkah kerja motor bensin empat langkah	6
Gambar 2.2	Diagram hubungan (P-v) dan (T-s)	8
Gambar 2.3	Siklus aktual motor Otto empat langkah	9
Gambar 2.4	Skema siklus motor bakar 6 langkah berbasis difusi	12
Gambar 2.5	Fraksi massa hidrogen untuk kecepatan mesin tertentu	13
Gambar 2.6	Karburator sepeda motor	14
Gambar 2.7	Diameter <i>venturi</i> standar dan diameter <i>venturi</i> modifikasi	15
Gambar 2.8	Efek <i>venturi</i>	15
Gambar 2.9	Skema karburator	16
Gambar 2.10	Skema operasi karburator	16
Gambar 2.11	Variasi daya <i>output</i> dan BSFC fungsi AFR pada motor bensin	18
Gambar 2.12	Kinerja karburator untuk memenuhi kebutuhan mesin	19
Gambar 2.13	Ilustrasi proses pembakaran	20
Gambar 2.14	Skema campuran udara-bahan bakar motor bensin	21
Gambar 3.1	Skema instalasi penelitian	28
Gambar 3.2	Diagram alir penelitian	31
Gambar 4.1	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan torsi	35
Gambar 4.2	Grafik hubungan antara putaran mesin dengan daya efektif	38
Gambar 4.3	Grafik hubungan antara putaran terhadap SFCE	40
Gambar 4.4	Grafik hubungan putaran dengan efisiensi termal efektif	42

DAFTAR TABEL

No	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Spesifikasi motor bakar 6 langkah yang diuji	27
Tabel 3.2	Spesifikasi karburator uji	27
Tabel 4.1	Data pengujian konstan	32
Tabel 4.2	Rasio transmisi	32



DAFTAR LAMPIRAN

No	Judul	Halaman
Lampiran 1.	Instalasi Pengujian	48
Lampiran 2.	Karburator Pengujian 1 ($\emptyset$ venturi 18mm)	48
Lampiran 3.	Karburator Pengujian 2 ($\emptyset$ venturi 20mm/reamer)	48
Lampiran 4.	Karburator <i>Jet</i> Pengujian	48
Lampiran 5.	<i>Intake Manifold</i> Pengujian	48
Lampiran 6.	Spesifikasi Bahan Bakar Pengujian	49
Lampiran 7.	Sifat-sifat Bahan Bakar yang Diuji	49
Lampiran 8.	Aktivitas Pengujian	49
Lampiran 9.	Data Hasil Pengujian Motor Bakar 6 Langkah <i>Venturi</i> 18 mm	50
Lampiran 10.	Data Hasil Pengujian Motor Bakar 6 Langkah <i>Venturi</i> 20 mm	51
Lampiran 11.	Data Hasil Pengujian Motor Bakar 4 Langkah <i>Venturi</i> 18 mm	52
Lampiran 12.	Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 6 Langkah <i>Venturi</i> 18 mm	53
Lampiran 13.	Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 6 Langkah <i>Venturi</i> 20 mm	54
Lampiran 14.	Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 4 Langkah <i>Venturi</i> 18 mm	55
Lampiran 15.	Data Perhitungan Rata-rata Pengujian Motor Bakar 4 Langkah dan 6 Langkah <i>Venturi</i> 18 dan 20 mm	56
Lampiran 16.	Grafik Fluktuasi Pembebanan pada Putaran Motor Tinggi	57
Lampiran 17.	Grafik Emisi Gas Buang CO dan HC	58
Lampiran 18.	Grafik <i>Air/Fuel Ratio</i> dan Unjuk Kerja Motor Bakar 6 Langkah	59
Lampiran 19.	Gambar Perkiraan Diagram P-v dan T-s Siklus Udara Ideal 6 Langkah	59
Lampiran 20.	Perbandingan Siklus Udara Ideal 6 Langkah dan 4 Langkah	59
Lampiran 21.	Perkiraan Siklus Kerja Aktual 6 Langkah	60
Lampiran 22.	Pendekatan Siklus Kerja dan Efisiensi Motor Bakar 6 Langkah	60

DAFTAR SIMBOL

Besaran dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Daya	Horsepower atau hp	N
Torsi	kilogram meter atau kg·m	F
Massa	kilogram atau kg	m
Panjang	meter atau m	L
Temperatur dalam celcius	derajat celcius atau °C	T
Tekanan	Pascal atau Pa	Ps
Volume	cubic centimeter atau cc	V
Kecepatan Putar	<i>Revolutions per minute</i> atau rpm	n
Debit	kilogram per jam atau kg·jam ⁻¹	Q
Konsumsi spesifik	kilogram per jam daya atau kg·jam ⁻¹ ·hp ⁻¹	SFC _e
Kecepatan Linear	meter per sekon atau m·s ⁻¹	v
Efisiensi (prosentase)	persen atau %	η _e
Kecepatan Anguler	radian per sekon atau rad·detik ⁻¹	ω
Nilai Kalor Bahan bakar rendah	kilokalori per kilogram atau kkal·kg ⁻¹	LHV _{bb}
Diameter	millimeter atau mm	Ø
Waktu	sekon atau s	t
Kelembapan relatif	persen atau %	φ

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berdasar penggunaannya secara luas pada kendaraan bermotor, industri hingga pembangkitan daya, motor pembakaran dalam adalah yang paling banyak digunakan. Hal ini tidak lepas dari banyaknya keunggulan pada performa, faktor ekonomis, ketahanan alat, kemudahan pengoperasian juga tanpa mengesampingkan belum adanya kompetitor alternatif (Elmer, 2015).

Tingginya nilai penggunaan saat ini juga bukan tanpa tantangan. Kebutuhan untuk menurunkan konsumsi bahan bakar dan peningkatan efisiensi menjadi faktor yang semakin penting seiring harga bahan bakar yang kian melonjak. Belakangan efek rumah kaca dan berbagai isu lingkungan juga memberikan tantangan baru untuk perbaikan efisiensi dan polutan gas buang dimasa mendatang.

Banyak teknologi *fuel management* yang hanya mengatur suplai bahan bakar agar lebih efisien tetapi bukan untuk meningkatkan suplai udara yang masuk ke ruang bakar. Hasil riset menemukan sumber masalah terletak pada kurang seimbangnya jumlah udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar, sehingga mengakibatkan pembakaran kurang sempurna. Pembakaran sempurna sendiri dapat menghasilkan daya yang lebih besar dan gas buang yang dihasilkan juga lebih bersih.

Sering terjadi keterlambatan pemasukan udara karena waktu untuk memasukkan udara terlalu singkat pada saat akselerasi maupun pada putaran tinggi. Faktor lain yang belakangan diteliti adalah kurang baiknya kualitas campuran udara-bahan bakar yang disuplai ke ruang bakar karena keterbatasan waktu tersebut yang ikut juga mengurangi kualitas dari pembakaran (Khovakh, 1979).

Saat ini hampir seluruh motor pembakaran dalam menggunakan siklus 4 langkah Otto. Alasan utama siklus 4 langkah Otto lebih diminati dari siklus 2 langkah Otto adalah kehematan bahan bakarnya. Oleh karena itu dapat dibuat deduksi bahwa motor bakar 6 langkah lebih hemat dari motor bakar 4 langkah Otto.

Eko Siswanto, et al. (2014), melakukan pengembangan motor bakar dengan siklus 6 langkah berbasis penambahan durasi difusi massa campuran udara-bahan bakar dan durasi difusi termal dari dinding silinder ke campuran udara-bahan bakar. Penelitian tersebut menampilkan sebuah konsep baru penambahan dua langkah terhadap siklus Otto

4 langkah. Sehingga mesin memiliki 2 tahap langkah kompresi pada satu siklus. Ini memungkinkan untuk terjadinya peningkatan homogenitas maupun temperatur dari campuran udara-bahan bakar jelang terbakar untuk mendapatkan daya ekspansi yang lebih baik. Sehingga, dapat disimpulkan bahwa konsep motor bakar 6 langkah tersebut memiliki potensi yang besar untuk dikembangkan sebagai suatu alternatif baru teknologi motor bakar masa depan.

Berdasarkan hal tersebut, maka penelitian ini bertujuan mengawali pengembangan motor bakar enam langkah berbasis penambahan durasi difusi massa campuran udara-bahan bakar dan durasi difusi termal. Penelitian ini melakukan pengujian unjuk kerja dari motor bakar 6 langkah tersebut. Juga dilakukan perbaikan sistem suplai campuran udara-bahan bakar. Sehingga kendala utama dari proses pembakaran pada motor bakar saat ini secara teoritis terselesaikan.

Sistem suplai bahan bakar pada motor bakar ini menggunakan karburator, komponen yang melakukan proses percampuran udara dan bahan bakar serta pengkabutan. Karburator bekerja dengan efek *venturi*, sehingga pengujian kinerja akan menggunakan diameter *venturi* karburator berbeda kemudian dibandingkan unjuk kerja yang diperoleh. Pembesaran diameter *venturi* pada motor bakar 4 langkah lazim digunakan sebagai salah satu metoda peningkatan performa. Diameter *venturi* yang digunakan adalah 18 mm sebagai standar motor bakar 4 langkah 125cc dan diameter 20mm (modifikasi). Proses perubahan lubang *venturi* (modifikasi) tersebut mengacu pada standar 4 langkah dengan maksimal proses pembesaran 2 mm (Motor-Plus 2005).

Unjuk kerja dari motor bakar yang dilakukan akan dinilai dari torsi poros engkol, daya, efisiensi terma efektif dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif.

1.2 Identifikasi Masalah

Dari berbagai aspek yang telah dirangkum tersebut, diperoleh masalah belum ditemukan data empiris hasil unjuk kerja motor bakar 6 langkah yang telah dikembangkan. Juga belum dilakukan peluang pengembangan peningkatan unjuk kerja dalam sistem suplai bahan bakar. Dengan beragam kemungkinan keunggulan akan dilakukan pengujian unjuk kerja dan peluang peningkatannya dengan modifikasi pada bagian suplai bahan bakar pada komponen karburator.

1.3 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang di atas dapat dirumuskan sebuah permasalahan yaitu bagaimana pengaruh diameter *venturi* karburator terhadap unjuk kerja motor bakar 6 langkah 1 silinder kapasitas 125cc. Selanjutnya, untuk memastikan performa dari hasil pengembangan motor bakar 6 langkah ini tidak keliru, dilakukan perbandingan secara komparatif pada motor bakar 4 langkah konvensional spesifikasi sama.

1.4 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak meluas dan terfokus, maka perlu diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

1. Tidak membahas konstruksi mesin.
2. Pengambilan data dilakukan pada kondisi lingkungan yang dianggap tetap.
3. Tidak memperhitungkan rugi-rugi yang terjadi pada saluran fluida dan transmisi.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Sistem beroperasi pada kondisi tunak (*steady state*).

1.5 Tujuan Penelitian

1. Mengetahui pengaruh diameter *venturi* karburator terhadap unjuk kerja motor bakar 6 langkah.
2. Mengetahui hasil unjuk kerja dan diameter *venturi* karburator optimum untuk motor bakar 6 langkah.
3. Membandingkan unjuk kerja motor bakar 6 langkah dengan motor bakar 4 langkah spesifikasi serupa.

1.6 Manfaat Penelitian

Setelah dilakukannya penelitian ini diharapkan agar :

1. Mengembangkan teknologi yang dapat diaplikasikan untuk peningkatan performa motor bakar.
2. Dapat menjadi acuan untuk pengembangan sistem motor bakar 6 langkah di masa mendatang secara optimum sesuai karakternya.
3. Menambah literatur untuk meningkatkan minat terhadap inovasi teknologi dan otomotif.

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

R. Saidur, et al. (2012) merangkum teknologi-teknologi yang melakukan pemanfaatan kembali energi pada mesin termal. Diantara beberapa konsep yang dipaparkan, terdapat rangkuman dari beragam jenis motor bakar 6 langkah yang menggunakan pemanfaatan kembali energi termal dari gas buang. Hasilnya, pemanfaatan ini dapat meningkatkan unjuk kerja motor bakar dibanding motor bakar Otto 4 langkah konvensional. Hal ini yang menginspirasi desainer motor bakar secara umum, bahwa motor bakar 6 langkah (dengan penambahan 2 langkah dari siklus Otto) akan memiliki unjuk kerja yang lebih baik dari motor bakar 4 langkah Otto. Termasuk Eko Siswanto (Siswanto, et al. 2014) yang menggunakan metode berbeda dengan penambahan durasi difusi massa campuran udara-bahan bakar dan termal.

Aziz Ramdani (Ramadhani, Bugis & Basori, 2012) melakukan penelitian pengaruh variasi diameter *venturi* karburator dan jenis busi terhadap daya pada sepeda motor Bajaj Pulsar 180 DTS-I (4 Langkah). Hasil yang diperoleh adalah terdapat pengaruh baik itu dari variasi diameter *venturi* karburator, jenis busi maupun gabungan keduanya terhadap daya motor. Dengan penggunaan 3 ukuran *venturi* karburator : 26mm, 29mm dan 32mm, diperoleh daya tertinggi pada penggunaan diameter *venturi* karburator terbesar yaitu 32mm.

Amay Suherman (Suherman & Sriyono, 2010) melakukan pengujian modifikasi diameter *venturi* terhadap prestasi motor. Karburator yang digunakan berjumlah satu unit dengan pembesaran ukuran diameter *venturi* yang dilakukan menggunakan aturan formula Gordon P. Blair (Untung, 2007), sedangkan proses perubahan lubang *venturi* pada karburator untuk motor 4 langkah mengikuti aturan pembesaran maksimum 2 mm (Motor-Plus 2005). Ukuran diameter *venturi* yang digunakan adalah 18mm (standar) dan diameter *venturi* modifikasi 20mm, digunakan pada motor Suzuki New Smash 110 tahun 2006. Hasil yang diperoleh adalah terjadi peningkatan daya dan torsi maksimum pada penggunaan diameter *venturi* hasil modifikasi sebesar 0,4 PS pada 7000 rpm dan 0,55 kg·m pada 300 rpm. Sementara itu terjadi pula peningkatan konsumsi bahan bakar spesifik efektif 0.18 kg·PS⁻¹·jam⁻¹ pada 7000 rpm.

Andi Rahayu (2010) melakukan analisa efisiensi termal dan penggunaan bahan bakar pada karburator vakum dan karburator konvensional PE 28 pada motor Suzuki Satria FU 150 (4 langkah). Karburator yang digunakan adalah tipe vakum diameter *venturi* 26mm dan tipe konvensional PE diameter *venturi* 28mm. Hasil yang diperoleh adalah terjadi peningkatan daya sebesar 1,8 kW dan torsi 4,9 N·m pada penggunaan karburator konvensional (28mm) dengan pemakaian bahan bakar yang lebih hemat 2%.

2.2 Motor Bakar Torak

Motor bakar yang digunakan sampai sekarang adalah jenis motor bakar torak, yang beroperasi dengan langkah bolak-balik atau *reciprocating engine*. Motor bakar torak termasuk salah satu jenis penggerak mula yang mengubah energi kimia bahan bakar ke dalam bentuk energi panas atau potensial gas hasil pembakaran untuk melakukan kerja mekanik. Proses ini berlangsung dalam ruangan yang dibatasi dinding silinder, kepala silinder, dan puncak torak, sehingga motor bakar ini termasuk dalam mesin pembakaran dalam (*Internal Combustion Engine*). Gas yang dihasilkan dari proses pembakaran tersebut berfungsi sebagai fluida kerja yang digunakan untuk menggerakkan torak yang oleh batang penghubung dihubungkan dengan poros engkol. Gerak translasi dari torak mengakibatkan terjadinya gerak rotasi atau putaran pada poros engkol dan begitu juga sebaliknya gerak rotasi dari poros engkol mengakibatkan gerak translasi pada torak.

Berdasarkan jenis penyalannya motor bakar di bagi 2 macam, yaitu motor bensin (Otto) dan motor diesel. Pada motor diesel, penyalan bahan bakar diperoleh dengan bantuan udara yang terkompresi pada langkah kompresi yang menyebabkan naiknya tekanan yang diikuti kenaikan temperatur sehingga saat bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, akan terbakar dengan sendirinya karena temperatur nyala dari bahan bakar telah tercapai, sehingga motor diesel disebut CIE (*Compression Ignition Engine*).

Sementara berdasarkan langkah kerjanya motor bakar torak dibedakan menjadi dua, yaitu motor bakar empat langkah (*four stroke engine*) dan motor bakar dua langkah (*two stroke engine*). Tergantung jumlah langkah pada tiap siklus kerjanya.

2.3 Motor Bakar Otto

Motor Otto atau lebih dikenal dengan motor bensin dilengkapi dengan busi dan karburator. Busi digunakan untuk menyalakan campuran udara- bahan bakar. Karburator ialah tempat percampuran bahan bakar dengan udara, dimana bahan bakar tersebut disemprotkan melalui *pilot* dan *main jet* akibat perbedaan tekanan pada lubang *venturi*

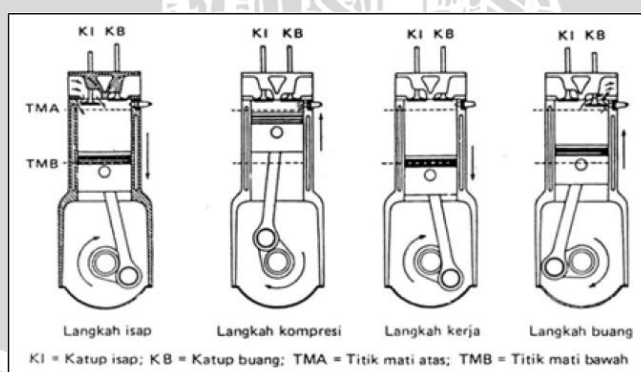
yang dialiri oleh udara. Campuran tersebut kemudian masuk ke dalam ruang bakar melalui *intake manifold* dan dibakar oleh percikan bunga api listrik dari busi menjelang langkah akhir kompresi, sehingga menghasilkan gas pembakaran sebagai fluida kerja yang digunakan untuk melakukan kerja.

2.3.1 Siklus 4 Langkah

2.3.1.1 Siklus Ideal

Proses termodinamika dan kimia yang terjadi di dalam motor bakar torak sangat kompleks untuk dianalisis menurut teori. Untuk memudahkan analisis perlu membayangkan bahwa proses tersebut sebagai suatu keadaan yang ideal, akan tetapi dengan sendirinya akan semakin jauh menyimpang dari keadaan yang sebenarnya. Pada mesin yang ideal proses pembakaran yang dapat menghasilkan gas bertekanan dan bertemperatur tinggi tersebut dimisalkan sebagai proses pemasukan panas kedalam fluida kerja di dalam silinder.

Pada motor Otto empat langkah torak bergerak dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB), dimana setiap kali bergerak dari TMA ke TMB ataupun dari TMB ke TMA dihitung satu kali langkah. Oleh karena itu pada motor bakar empat langkah pada setiap siklusnya terdiri dari empat kali gerakan torak atau dua kali putaran poros engkol. Untuk memperjelas prinsip kerja motor Otto empat langkah tersebut, dapat dilihat pada Gambar 2.1 berikut :



Gambar 2.1 Skema langkah kerja motor bensin empat langkah
Sumber : Arismunandar (2002:8)

Proses pembakaran didalam mesin Otto terjadi secara periodik sebagai berikut:

1. Langkah Hisap (*suction stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMA (Titik Mati Atas) ke TMB (Titik Mati Bawah), dengan katup hisap terbuka dan katup buang tertutup. Karena gerakan torak

tersebut maka campuran udara dengan bahan bakar akan terhisap masuk ke dalam ruang bakar.

2. Langkah Kompresi (*compression stroke*)

Torak bergerak dari posisi TMB ke TMA, dengan katup hisap dan katup buang tertutup, sehingga terjadi proses kompresi yang mengakibatkan tekanan dan temperatur di dalam silinder naik. Sebelum posisi torak mencapai TMA pada langkah kompresi, pada motor bensin busi dinyalakan sehingga terjadi proses pembakaran.

3. Langkah Ekspansi (*expansion stroke*)

Akibat pembakaran tekanan dan temperatur di ruang bakar naik, sehingga torak mampu melakukan langkah kerja atau langkah ekspansi. Langkah ekspansi ini sering disebut dengan *power stroke* atau langkah kerja. Ketika torak mencapai TMB, katup buang terbuka sementara katup isap tetap tertutup

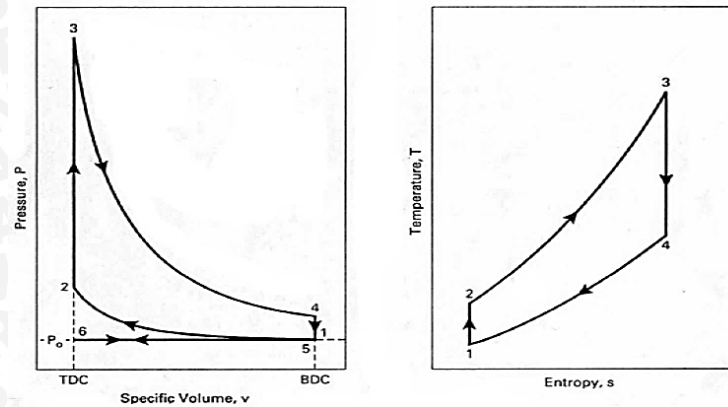
4. Langkah Buang (*exhaust stroke*)

Torak bergerak dari TMB ke TMA, katup hisap tertutup dan katup buang terbuka sehingga gas hasil pembakaran terbuang ke atmosfer.

Dalam menganalisis proses yang terjadi di dalam motor Otto empat langkah akan ditunjukkan melalui skema siklus motor Otto empat langkah secara ideal. Siklus udara menggunakan beberapa keadaan yang sama dengan siklus sebenarnya, misalnya mengenai:

1. Urutan proses
2. Perbandingan kompresi
3. Pemilihan temperatur dan tekanan pada suatu keadaan
4. Penambahan kalor yang sama per satuan berat udara.

Siklus motor Otto empat langkah dapat ditunjukkan dalam diagram (P-v) dan diagram (T-s) pada Gambar 2.2 berikut :



Gambar 2.2 Diagram hubungan (P-v) dan (T-s)

Sumber : Pulkrabek (2004:90)

Langkah kerja siklus Otto terdiri dari:

- Proses 0 – 1 : Langkah isap/pengisian secara *isobaric* ($P=\text{konstan}$)
- Proses 1 – 2 : Langkah kompresi/tekan secara *isentropic* ($s=\text{konstan}$)
- Proses 2 – 3 : Proses pemanasan dan pembakaran secara *isokhorik* ($v=\text{konstan}$)
- Proses 3 – 4 : Langkah kerja/ekspansi secara *isentropic* ($s=\text{konstan}$)
- Proses 4 – 1 : Proses pendinginan/pengeluaran kalor secara *isokhorik* ($v=\text{konstan}$)
- Proses 1 – 0 : Langkah buang/pengeluaran gas sisa hasil pembakaran ($P=\text{konstan}$)

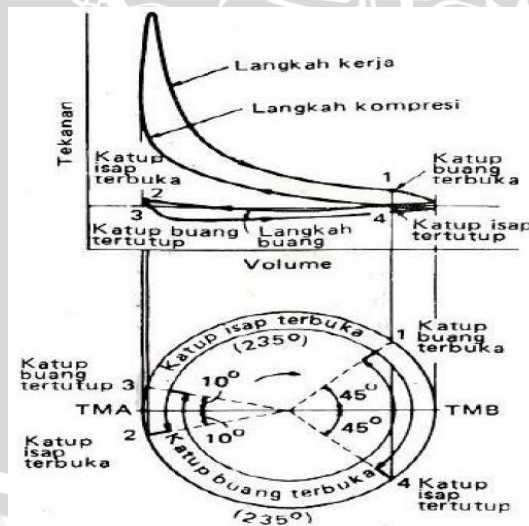
2.3.1.2 Siklus Aktual

Proses langkah kerja motor Otto empat langkah dalam kenyataannya tidak dapat bekerja dalam kondisi ideal. Penyimpangan dari siklus ideal itu terjadi karena dalam keadaan sebenarnya terjadi kerugian yang antara lain disebabkan oleh beberapa hal sebagai berikut (Arismunandar, 2002:29) :

1. Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tidak sempurna.
2. Katup tidak dibuka dan ditutup tepat di TMA dan TMB karena pertimbangan dinamika mekanisme katup dan kelembaman fluida kerja.
3. Fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses siklus berlangsung.
4. Pada motor bakar torak yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan tekanan dan temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder.

5. Proses pembakaran memerlukan waktu, tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak. Dengan demikian proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa saat sebelum torak mencapai TMA dan berakhir beberapa saat setelah torak meninggalkan TMA menuju TMB. Jadi proses pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume konstan atau pada tekanan konstan.
6. Terdapat kerugian kalor yang disebabkan oleh perpindahan kalor dari fluida kerja ke fluida pendingin, terutama pada langkah kompresi, ekspansi dan pada waktu gas buang meninggalkan silinder.
7. Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer.
8. Terjadi kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Dalam siklus udara standar, langkah buang dan langkah isap tidak diperlukan karena fluida kerja udara tetap berada di dalam silinder. Apabila tekanan gas dan volume silinder secara bersamaan pada setiap posisi torak dapat diukur maka dapat digambarkan siklus aktual motor Otto, yang bentuknya seperti ditunjukkan pada gambar Gambar 2.3 berikut :



Gambar 2.3 Siklus aktual motor Otto empat langkah
Sumber : Arismunandar (2002:31)

Berdasarkan semua hal tersebut maka bentuk diagram (P-v) dari siklus yang sebenarnya tidak sama dengan bentuk diagram siklus ideal. Pada siklus yang sebenarnya tidak pernah terjadi suatu proses dengan volume konstan atau tekanan konstan. Karena

semua penyimpangan diatas menimbulkan kerugian energi, maka sebaiknya diusahakan agar siklus yang sebenarnya dapat mendekati siklus yang ideal.

2.3.2 Motor Bakar 6 Langkah

Beberapa literatur dan *prototype* dari motor bakar 6 langkah terdapat di internet. Saidur R (Saidur, et al. 2012) merangkum konsep dari sebuah motor pembakaran dalam dengan siklus 6 langkah mengacu pada dasar konsep motor bakar 4 langkah Otto, tetapi dengan penambahan 2 langkah untuk menghasilkan efisiensi yang lebih tinggi dan menurunkan kadar emisi. Disebutkan beberapa paten yang telah diberikan untuk rancangan-rancangan dari siklus motor bakar (Crower, 2007), (Dyer, 1920), (Kellogg-Smith, 1979), (Larsen, 1988), (Prater, 2001), (Rohrbach & Tamins, 1954), (Singh, 2006) dan (Tibbs, 1976). Namun masih sangat terbatas artikel yang membahas unjuk kerja motor bakar 6 langkah yang telah dipublikasikan. T. Hayasaki (Hayasaki, et al. 1999) mengusulkan sebuah motor bakar 6 langkah injeksi langsung (*Direct Injection*, DI) bahan bakar ganda bermesin diesel yang memiliki langkah kompresi kedua dan proses pembakaran yang berlawanan dari motor bakar diesel 4 langkah konvensional. Mereka menggunakan bahan bakar diesel-methanol yang menurunkan Nitrit Oksida (NO) dengan kadar emisi yang hampir mendekati nol khusus pada kadar emisi. Motor bakar diesel 6 langkah ini juga sedikit menurunkan konsumsi bahan bakar spesifik indikatif (*Indicated Specific Fuel Consumption/ISFC*) motor diesel 4 langkah konvensional. Dengan mengacu pada penelitian tersebut, dapat disimpulkan bahwa sebuah motor bakar siklus 6 langkah potensial untuk memiliki performansi termal dan konsumsi bahan bakar yang lebih baik.

Pada konsep motor bakar 6 langkah dari Conklin dan Szybist (Conklin and Szybist 2010), gas buang yang berekspansi dari siklus 4 langkah diwadahi dan dikompresi ulang dengan 2 langkah tambahan. Secara teoritis, dengan sepasang langkah kerja tambahan tersebut, akan memberikan kerja *output* yang lebih tinggi tanpa penambahan bahan bakar ke dalam silinder, artinya hal tersebut meningkatkan kualitas konsumsi bahan bakar dari mesin. Air di injeksikan dan campuran gas buang-uap akan berekspansi. Dengan menutup katup buang lebih awal, gas buang di dalam silinder akan terperangkap. Air yang diinjeksikan akan mendapat energi dari kompresi ulang gas buang tersebut dan mendorongnya untuk berekspansi sehingga meningkatkan tekanan dalam silinder. Dapat disimpulkan, kerja tambahan yang diperoleh dihasilkan melalui proses ekspansi.

Berbeda dengan itu, motor-motor dengan sepasang langkah tambahan lain (Dyer, 1920), (Kellogg-Smith, 1979), (Larsen, 1988), (Prater, 2001), (Rohrbach & Tamins, 1954)

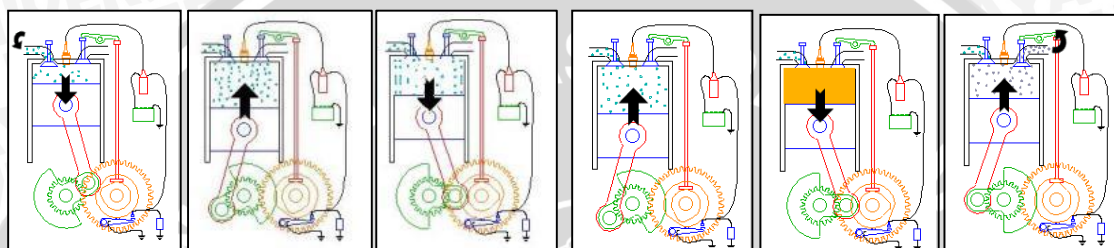
dan (Tibbs, 1976) mengaplikasikan langkah buang sempurna pada sudut *crank* 540-720° kemudian diinjeksikan air sehingga diperoleh tumbukan air dengan permukaan ruang bakar. Namun, Conklin dan Szybist (Conklin & Szybist, 2010) yakin bahwa siklus motor bakar 6 langkah yang mempergunakan injeksi air untuk menyerap kalor secara langsung dari gas buang lebih sederhana daripada menggunakan panas permukaan ruang bakar sebagai sumber panas utama tersebut. Dengan pemodelan termodinamika ideal untuk penambahan 2 langkah tersebut, yaitu : kompresi gas buang, penginjeksian air dan ekspansi, Conklin dan Szybist (Conklin & Szybist, 2010) menemukan bahwa tekanan efektif rata-rata dari langkah ekspansi aliran (MEP_{stream}) dapat dimaksimalkan dengan memodifikasi waktu penutupan katup buang pada langkah keempat. Sebagai hasilnya, nilai dari MEP_{stream} yang telah dihitung sebesar 0.75-2.5 bar menunjukkan peluang peningkatan efisiensi mesin dan konsumsi bahan bakar pada tekanan efektif rata-rata pembakaran ($MEP_{combustion}$) motor bensin yang biasanya 10 bar.

Wikipedia (Wikipedia, 2015) juga mencatat beberapa versi motor bakar 6 langkah yang telah dipublikasikan dari Bajulaz (Bajulaz, 1989), Velozeta (Kapil N. Kariya, 2014), Crower (Crower, 2007), Bazmi (Ziabazmi, 2004) dan Nykado (Anil, 2012). Tiga mesin pertama, Bajulaz, Velozeta dan Crower telah menggunakan sistem 6 langkah utuh, meskipun keenam langkah tersebut memakai 2 langkah kerja untuk menjalankan satu siklus. Dimana dua langkah kerja yang berbeda berlangsung berurutan. Sehingga diperlukan sinkronisasi dari 2 langkah kerja tersebut. Sementara itu, motor bakar 6 langkah Bazmi dan Nykado tidak memerlukan sinkronisasi daya karena masing-masing motor bakar mereka hanya menggunakan 1 langkah kerja untuk satu siklus. Jika dibandingkan dengan motor bakar 4 langkah konvensional, motor bakar 6 langkah Bazmi melakukan penambahan 2 langkah sebagai langkah istirahat. Pada langkah istirahat tersebut tetap ada satu katup dalam posisi terbuka saat piston melakukan gerakan translasi. Menahan satu katup tetap terbuka bertujuan untuk mendapatkan pembuangan gas yang lebih baik. Meskipun begitu, mesin 6 langkah Bazmi berarti 4 langkah siklus konvensional ditambah 2 langkah penyempurnaan pembuangan.

Menyerupai dengan motor bakar Bazmi, motor bakar Nykado juga mengaplikasikan 2 langkah penyempurnaan untuk pembuangan gas buang. Namun katup pada mesin versi Nykado dapat dikondisikan untuk melakukan siklus 6 maupun 4 langkah konvensional.

2.3.2.1 Motor Bakar 6 Langkah berbasis Penambahan Durasi Difusi Massa dan Termal Campuran

Berbeda dengan konsep-konsep motor bakar 6 langkah di atas, penelitian ini menyampaikan suatu konsep baru yang tidak hanya menggunakan 1 langkah kerja pada satu siklus, tidak memerlukan sinkronisasi langkah kerja dan juga mengganti 2 langkah penyempurnaan pembuangan (setelah langkah buang) menjadi 2 langkah difusi (jelang pembakaran, atau langkah kerja). Sehingga siklus motor bakar 6 langkah dalam penelitian ini terdiri dari :



Gambar 2.4 Skema siklus motor bakar 6 langkah berbasis difusi

Seperti terlihat pada Gambar 2.4 penambahan dua langkah terhadap siklus Otto 4 langkah yang dilakukan bertujuan untuk menambah durasi difusi bahan bakar terhadap udara masuk. Dengan penambahan tersebut, mesin memiliki 2 tahap langkah kompresi pada satu siklus. Ini memungkinkan untuk peningkatan baik itu homogenitas dan temperatur dari campuran udara-bahan bakar jelang terbakar untuk mendapatkan daya ekspansi yang lebih baik.

Proses pembakaran didalam motor bakar 6 langkah ini secara siklus menjadi :

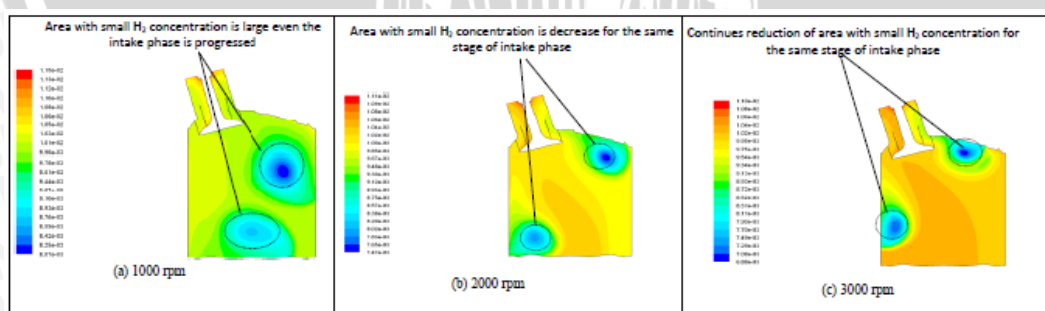
1. Langkah Hisap (*suction stroke*)
2. Langkah Kompresi Difusi (*diffusion's compression stroke*)
3. Langkah Ekspansi Difusi (*diffusion's expansion stroke*)
4. Langkah Kompresi (*compression stroke*)
5. Langkah Ekspansi (*expansion stroke*)
6. Langkah Buang (*exhaust stroke*)

Dengan penambahan 2 langkah tersebut, secara teoritis dapat disimpulkan kualitas dari kerja-ekspansi yang terjadi akan memiliki nilai yang lebih tinggi daripada motor bakar 4 langkah biasa. Dengan peningkatan kualitas tenaga per siklus ini, selain dapat menurunkan rasio konsumsi bahan bakar terhadap putaran, juga diharapkan mampu meningkatkan rasio energi ekspansi terhadap *losses* massa bahan bakar yang tidak terbakar dengan tidak mengorbankan rasio energi ekspansi terhadap rugi energi gesekan.

Sebagai tambahan, oleh karena kalor dinding silinder, kepala silinder dan piston terdifusi ke dalam campuran lebih lama maka operasi motor bakar enam langkah ini juga diharapkan mampu menurunkan temperatur dinding silinder, kepala silinder dan piston yang berarti dapat menyederhanakan desain sistem pendingin dan/atau dapat meningkatkan keandalan komponen-komponen motor. Difusi sendiri secara sederhana dipahami sebagai perpindahan massa karena adanya perbedaan konsentrasi (gradien), perpindahan terjadi dari konsentrasi tinggi ke konsentrasi yang lebih rendah.

Skema dari motor bakar 6 langkah ini didukung oleh beberapa literatur. Seperti rendahnya tingkat homogenitas dari campuran udara-bahan bakar maupun homogenitas temperatur pada campuran pada ruang bakar. Relatif rendahnya kedua homogenitas ini terutama saat putaran tinggi dikarenakan rendahnya kecukupan durasi difusi bahan bakar ke dalam seluruh udara pembakar, (Liakos, Founti & N.C., 2000), dan kecukupan durasi difusi termal dari dinding silinder ke seluruh campuran udara-bahan bakar. Kedua kondisi ini mengakibatkan terdapat lokal-lokal area pembakaran yang tidak sempurna di dalam ruang bakar. Ketidak cukupan durasi ini telah diterangkan oleh Khovakh (1979), bahwa untuk 3000 rpm putaran motor waktu yang tersedia untuk pencampuran hanya sekitar 0.02 detik, sehingga kualitas campuran yang baik sulit diperoleh.

Sumber lain juga membenarkan terjadinya lokal-lokal area (*island*) dari campuran udara-bahan bakar pada silinder. Hal ini dijelaskan oleh M.M. Rahman (Rahman, et al. 2009) melalui simulasi pembakaran menggunakan bahan bahan hidrogen berbasis CFD pada Gambar 2.5 di bawah.



Gambar 2.5 Fraksi massa hidrogen untuk kecepatan mesin tertentu
Sumber : Rahman, et al. (2009:6)

Hidrogen diketahui merupakan suatu zat yang sangat ringan dan oleh karenanya sangat mudah untuk bereaksi dengan zat lain. Dengan karakter yang dimiliki oleh hidrogen tersebut, ternyata masih terdapat *island* dalam campuran udara-bahan bakar pada simulasi menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) pada beragam putaran

mesin. Hal ini membenarkan kurang baiknya kualitas dan homogenitas dalam campuran udara-bahan bakar pada proses pembakaran motor bakar untuk terjadinya pembakaran sempurna.

Keunggulan lain yang mungkin didapatkan adalah *power band* yang didapat dari motor ini, karena secara teoritis motor akan cenderung bekerja pada putaran tinggi. Sehingga *range* dari puncak torsi dengan puncak daya akan tersebar lebih merata secara luas direntang putaran motor tersebut. Ini terjadi apabila dibandingkan secara komparatif terhadap motor bakar 2 langkah dan 4 langkah.

Sehingga, dapat disimpulkan bahwa konsep motor bakar 6 langkah memiliki potensi yang besar untuk di kembangkan sebagai suatu alternatif baru untuk teknologi motor bakar masa depan.

2.4 Karburator

Karburator adalah salah satu komponen utama sistem bahan bakar yang berfungsi untuk mengatur jumlah pemasukan bahan bakar dan udara, pencampuran udara dan bahan bakar, juga mengabutkan bahan bakar ke dalam arus udara sehingga diperoleh campuran bahan bakar dan udara yang sesuai dengan keadaan beban dan putaran poros engkol.



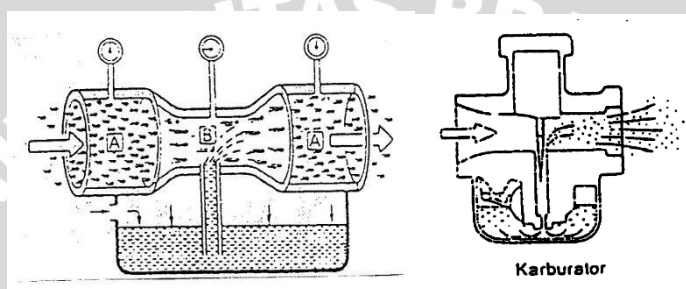
Gambar 2.6 Karburator sepeda motor
Sumber : Suherman & Sriyono (2010:12)

Prinsip kerja karburator pada umumnya sama, hanya konstruksi dan sistem yang berbeda. Udara dialirkan ke dalam silinder ruang bakar melalui karburator. Ketika udara yang mengalir melewati ruang yang lebih sempit (*venturi*), maka kecepatan udara yang mengalir akan lebih tinggi. Dengan bertambahnya kecepatan udara yang mengalir maka tekanan akan lebih rendah. Sehingga bahan bakar akan tertarik ke atas, terjadilah pengabutan gas dan masuk kedalam silinder.



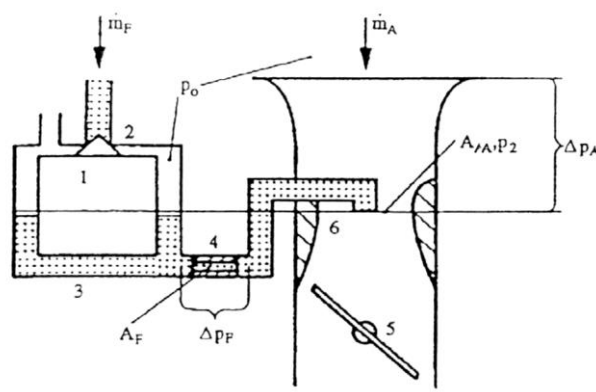
Gambar 2.7 Diameter venturi standar dan diameter venturi modifikasi
Sumber : Suherman & Sriyono (2010:12)

Prinsip kerja untuk mengukur laju aliran pada karburator didasari oleh prinsip hukum-hukum fisika (peningkatan kecepatan menyebabkan penurunan tekanan), persamaan Bernoulli dan persamaan kontinuitas.

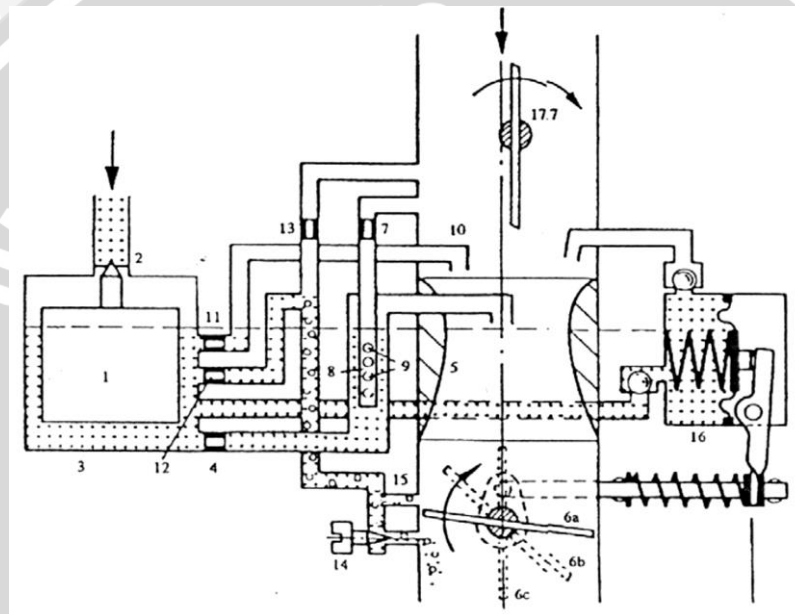


Gambar 2.8 Efek venturi
Sumber : Adam (2007:28)

Prinsip kerja karburator diperlihatkan pada Gambar 2.9. Udara masuk ke dalam bagian hisap karburator dan mengalir ke dalam *venturi* (6) karburator, sebuah konvergen dan divergen nosel, dimana kecepatan meningkat dan tekanan menurun. Perbedaan tekanan bergantung pada aliran massa. Hal ini menyebabkan bahan bakar cair mengalir ke ruang bakar (3), dimana level bahan bakar dijaga konstan, melalui *main jet* (4), *calibrated orifice*, ke dalam tabung saluran *discharge* bahan bakar. Di sini penguapan bahan bakar dimulai dan berlanjut di dalam *manifold*. Aliran tersebut kemudian melalui katup gas (5) dan memasuki saluran masuk pada *manifold*. Rasio udara diatur oleh permukaan menyilang dari *main jet* (4). Kuantitas campuran ditentukan oleh posisi katup gas (*throttle*).



Gambar 2.9 Skema karburator
Sumber : Reksowardojo (2010:2)



Gambar 2.10 Skema operasi karburator
Sumber : Reksowardojo (2010:3)

Untuk merealisasikan kebutuhan-kebutuhan karburator, fitur-fitur tambahan dimasukkan (Gambar 2.10) :

- Beban sedang (posisi katup gas (*throttle*) 6b): *main jet* didukung oleh *jet* (7) yang menambah udara melalui bukaan (9) untuk menjaga rasio udara miskin. (4)
- Beban penuh (posisi katup gas 6c): sistem memperkaya campuran (10), (11) dengan menambah bahan bakar.
- Operasi stasioner tanpa beban (posisi katup gas 6a): sistem terpisah (13), (14), (15) menyediakan bahan bakar.
- Akselerasi : untuk mengurangi efek inersia dan kondensasi, ditambahkan sebuah pompa untuk akselerasi.

- Penyalaan dingin : sebuah *choke* (17) ditambahkan untuk memperkaya campuran dengan meningkatkan perbedaan tekanan.

2.4.1 Definisi Karburasi

Proses pembentukan campuran udara-bahan bakar sehingga mudah terbakar dengan mencampurkan bahan bakar dengan udara dalam jumlah yang tepat sebelum dimasukkan ke dalam silinder dari motor bakar disebut karburasi dan alat yang melakukan aktivitas ini disebut karburator.

2.4.2 Faktor yang Menyebabkan Karburasi

Macam-macam faktor yang menyebabkan terjadinya proses karburasi adalah

1. Kecepatan mesin
2. Karakter penguapan dari bahan bakar
3. Temperatur udara masuk
4. Desain karburator

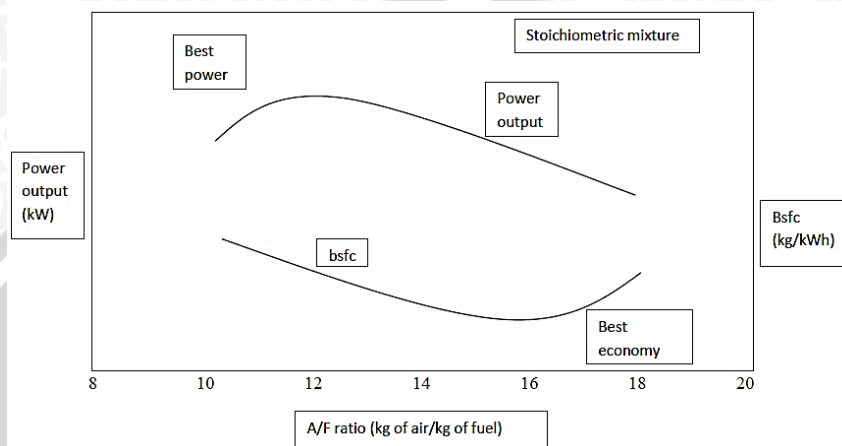
Motor dengan kecepatan yang sangat tinggi memiliki sangat sedikit waktu yang tersedia untuk mempersiapkan pencampuran. Maka untuk memiliki kualitas karburasi yang baik, kecepatan dari udara pada titik pemasukkan bahan bakar perlu untuk ditingkakan. Untuk mendapatkan hal ini, sebuah *venturi* ditempatkan pada jalur udara tersebut.

Sifat dari hidrokarbon yang sangat mudah menguap dalam bahan bakar juga menjadikan kualitas karburasi yang baik. Tekanan dan temperatur udara sekitar juga berpengaruh pada proses karburasi. Semakin tinggi temperatur udara sekitar akan meningkatkan penguapan dari bahan bakar, oleh karena itu campuran yang lebih homogen akan tercipta. Desain dari karburator, sistem suplai bahan bakar dan ruang bakar juga berpengaruh terhadap distribusi campuran.

2.4.3 Kebutuhan Campuran Udara-Bahan Bakar pada Beban dan Kecepatan Tertentu

Performa dari suatu mesin secara umum disebabkan oleh rasio udara-bahan bakar yang disuplai saat dia beroperasi. Daya *output* dan *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) dihasilkan oleh rasio udara-bahan bakar seperti terlihat pada Gambar 2.11. Campuran udara-bahan bakar yang ditunjukkan dengan titik maksimum pada kurva daya *output* disebut campuran daya terbaik (*best power mixture*) dan rasio udara-bahan bakar

pada titik tersebut mendekati 12:1. Sementara campuran yang ditunjukkan dengan titik terendah dari kurva BSFC disebut campuran ekonomis (*economy mixture*) dan rasio udara-bahan bakar pada titik ini sekitar 16:1. Campuran untuk daya terbaik (*best power mixture*) secara umum lebih kaya dari campuran stokiometri sedangkan campuran miskin lebih sedikit dari campuran stokiometri.



Gambar 2.11 Variasi daya *output* dan BSFC fungsi AFR pada motor bensin
Sumber : Ganeshan (2009:237)

2.4.4 Kebutuhan Campuran Udara-Bahan Bakar Otomotif

Secara umum terdapat 3 kondisi *throttle* dimana karburator harus mampu untuk menyediakan rasio udara-bahan bakar yang sesuai demi memenuhi kebutuhan tersebut, antara lain :

1. Stasioner (*Idling*)
2. Kecepatan menengah (*Cruising*)
3. Kecepatan maksimum (*High Power*)

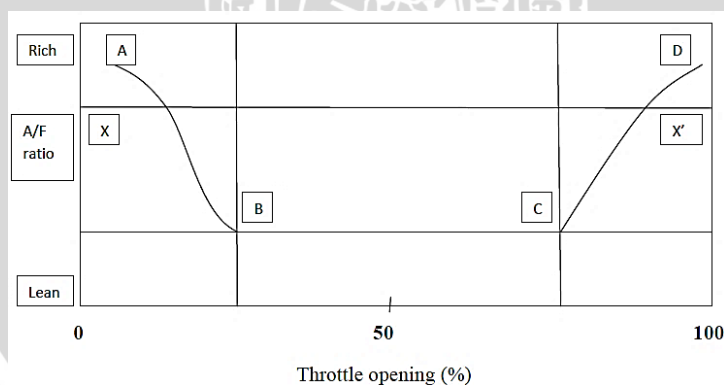
Pada kondisi *idling* campuran harus diperkaya karena mesin beroperasi tanpa beban dimana kondisi *throttle* hampir tertutup, hal ditunjukkan oleh titik A pada Gambar 2.12. Ini terjadi karena tekanan di dalam ruang bakar dan *intake manifold* memicu dilusi gas buang terhadap pasokan udara suplai. Karena volume konstan, massa gas buang juga cenderung konstan selama kondisi *idling*. Udara yang disuplai pada langkah hisap akan lebih sedikit dibanding kondisi *throttle* terbuka penuh dan memicu untuk mencampur gas buang dalam jumlah besar dengan udara suplai yang masuk pada kondisi ini. Saat katup hisap terbuka, beda tekanan antara ruang bakar dan *intake manifold* akan menghasilkan aliran balik pada udara suplai. Tetapi seiring gerakan translasi piston ke bawah campuran udara-bahan bakar akan kembali terhisap ke ruang bakar. Di dalam ruang bakar tersebut terdapat gas buang dengan jumlah yang lebih besar daripada udara masuk, gas buang

tersebut akan mencegah terjadinya ikatan molekul udara dan bahan bakar, dimana hal ini merupakan poin yang sangat penting pada proses pembakaran. Oleh karena itu, penting untuk memasukkan lebih banyak bahan bakar dengan memperkaya campuran udara-bahan bakar. Saat kemudian *throttle* berpindah dari A menuju B, beda tekanan antara ruang bakar dan *intake manifold* menurun dan dilusi gas buang terhadap udara masuk berkurang.

Pada kondisi *cruising* katup *throttle* ditunjukkan posisi B ke C, dilusi pada gas buang tidak terjadi signifikan. Dengan tujuan utama menghasilkan konsumsi bahan bakar yang lebih ekonomis. Maka, pada area ini karburator perlu untuk memberikan campuran ekonomis terbaik.

Pada pengoperasian dengan daya maksimum mesin membutuhkan campuran yang jauh lebih kaya seperti terlihat pada Gambar 2.12 garis CD karena :

1. Selama beroperasi dengan daya maksimum beberapa komponen dari silinder mengalami pemanasan. Maka memperkaya campuran dapat menurunkan temperatur nyala api dan temperatur silinder sehingga masalah pendinginan terselesaikan.
2. Saat diperlukan daya yang tinggi, seting *cruising* harus diubah menjadi seting dimana campuran akan menghasilkan daya maksimum atau menjadi sebuah seting dengan rasio udara-bahan bakar berkisar di 12:1.



Gambar 2.12 Kinerja karburator untuk memenuhi kebutuhan mesin
Sumber : Ganeshan (2009:239)

2.5 Teori Pembakaran

Pembakaran merupakan reaksi kimia antara bahan bakar dan oksigen sebagai oksidator yang menyebabkan timbulnya kenaikan temperatur. Elemen utama bahan bakar adalah karbon, hidrogen, dan sulfur. Pembakaran dikatakan sempurna jika semua kandungan karbon (C) dalam bahan bakar terbakar habis membentuk karbondioksida

(CO₂), semua hidrogen (H) terbakar membentuk uap air (H₂O), dan semua sulfur (S) terbakar membentuk sulfurdioksida (SO₂). Jika kondisi tersebut tidak terpenuhi, berarti pembakaran tidak sempurna.

Ditinjau secara aerodinamika ada dua jenis pembakaran, yaitu:

1. Pembakaran premix (*premixed*)

Pembakaran *premixed* adalah proses pembakaran dimana bahan bakar dan udara (oksigen) dicampur terlebih dahulu secara mekanik (misalnya dengan karburator), kemudian baru dibakar. Contohnya adalah pembakaran pada motor bensin.

2. Pembakaran difusi

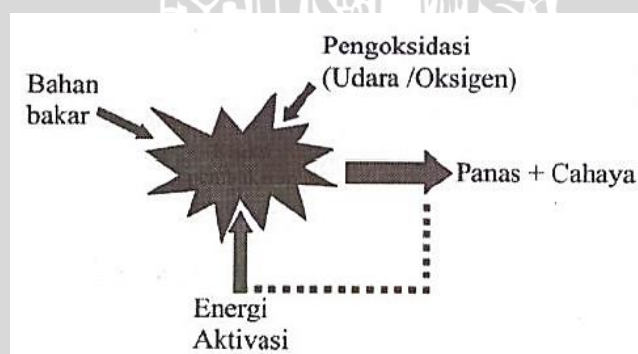
Pembakaran difusi adalah proses pembakaran dimana bahan bakar dan udara pengoksidasi tidak dicampur secara mekanik, melainkan bercampur secara alami melalui proses difusi, kemudian baru dibakar. Contohnya adalah pembakaran pada motor diesel, pembakaran lilin.

2.5.1 Proses Pembakaran

Proses pembakaran dapat berlangsung jika ada :

1. Bahan bakar
2. Pengoksidasi (oksigen)
3. Panas atau energi aktivasi

Ilustrasi proses pembakaran dapat dilihat pada Gambar 2.13 di bawah ini:

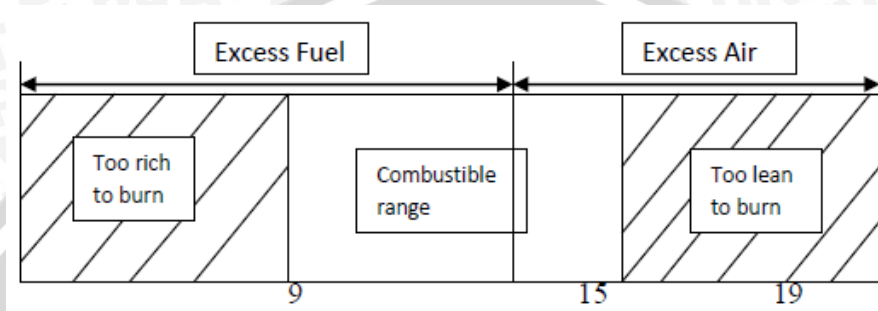


Gambar 2.13 Ilustrasi proses pembakaran
Sumber : Wardana (2008:3)

Panas atau energi di sini diperlukan untuk mengaktifkan molekul-molekul bahan bakar disebut energi aktivasi. Proses pembakaran yang ideal adalah pembakaran yang dapat menghasilkan produk pembakaran secara sempurna. Kondisi ini disebut dengan kondisi stoikiometri. Pembakaran dikatakan sempurna bila campuran bahan bakar dan oksigen (dari udara) mempunyai perbandingan yang tepat, hingga tidak diperoleh sisa.

Bila oksigen terlalu banyak, disebut sebagai campuran miskin (*lean*). Pembakaran ini menghasilkan api oksidasi.

Sebaliknya, bila bahan bakarnya terlalu banyak (atau tidak cukup oksigen), dikatakan campuran kaya (*rich*). Pembakaran ini menghasilkan api reduksi. Api reduksi ditandai oleh lidah api panjang, kadang-kadang sampai terlihat berasap. Keadaan ini juga disebut pembakaran tidak sempurna.



Gambar 2.14 Skema campuran udara-bahan bakar motor bensin
Sumber : Ganeshan (2009:236)

Pada proses pembakaran selalu diusahakan untuk terjadinya pembakaran yang sempurna, karena itu ada beberapa persyaratan yang harus dipenuhi, yaitu :

1. Penguapan yang efisien dari bahan bakar.
2. Digunakan cukup udara.
3. Harus terjadi campuran yang homogen antara bahan bakar dan udara.
4. Temperatur pembakaran harus cukup tinggi.

Jika salah satu syarat ini tidak dipenuhi maka tidak akan terjadi pembakaran sempurna (Soetiari, 1990:35). Pembakaran yang tidak sempurna akan menghasilkan oksida yang menimbulkan polusi udara dan menurunkan efisiensi serta secara ekonomis akan sangat merugikan.

2.5.2 Pembakaran pada Motor Otto

Untuk menghasilkan kerja mesin yang optimal, proses pembakaran memegang peranan yang sangat penting dan proses pembakaran yang terjadi diusahakan mendekati sempurna. Dengan pembakaran yang sempurna berarti bahan bakar akan habis terbakar, sehingga energi panas yang dihasilkan akan tinggi pula dan emisi gas CO akan menurun. Hal ini juga berarti bahwa dengan konsumsi bahan bakar yang sama, tenaga yang dihasilkan oleh mesin akan lebih besar dan polusi udara yang terjadi akan lebih rendah dibandingkan jika pembakaran tidak sempurna.

Pembakaran pada mesin Otto merupakan jenis pembakaran *premixed*, hal ini karena antara bahan bakar dan udara dicampur terlebih dahulu di dalam karburator, sehingga bahan bakar akan mengabut (*droplet*) dan mengalir ke ruang bakar melalui *intake manifold*. Jika menggunakan bahan bakar gas, maka proses pencampuran bahan bakar dan udara terjadi sangat mudah dan cepat pada *intake manifold*. Hal ini dapat menghasilkan campuran bahan bakar dan udara yang homogen.

Pembakaran dalam ruang bakar ini terjadi dengan sangat cepat, tetapi ada jeda waktu sesaat awal penyalaan api oleh busi sampai campuran bahan bakar dan udara terbakar habis. Setelah busi menyala, nyala api akan merambat ke segala arah dengan kecepatan yang sangat tinggi ($20\text{--}50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) dan menyalakan campuran yang dilaluinya sehingga tekanan dalam ruang bakar meningkat sesuai campuran yang terbakar (Arismunandar, 2002:82).

Kecepatan rambat gelombang pembakaran ini sangat menentukan besarnya tekanan yang ditimbulkan pada torak. Jika penyalaan api busi terlalu awal, maka gas sisa yang belum terbakar maupun campuran baru antara bahan bakar dan udara akan terbakar, sehingga meningkatkan temperatur dan tekanan di ruang bakar, sementara proses kompresi masih berlangsung dimana piston masih bergerak ke TMA. Akibatnya gerakan piston akan terhambat oleh gas tersebut sehingga mengurangi tenaga mesin. Jika penyalaan api busi terlambat, tekanan akan turun karena saat terbakar, torak sudah bergerak menuju TMB. Peningkatan tekanan dan temperatur gas hasil pembakaran akan menurun. Gas hasil pembakaran yang masih mempunyai tekanan tinggi akan keluar melalui katup buang, sehingga pemanfaatan energinya akan berkurang.

2.6 Unjuk Kerja Motor Bakar

Pengujian dari suatu motor bakar adalah untuk mengetahui kinerja dari motor bakar itu sendiri. Parameter-parameter yang akan dibahas untuk mengetahui kinerja mesin dalam penelitian motor bakar enam langkah ini meliputi:

1. Torsi (T).
2. Daya efektif (Ne).
3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe).
4. Efisiensi Termal Efektif (η_e).

2.6.1 Torsi

Torsi merupakan momen putar yang dihasilkan oleh poros mesin. Besarnya torsi suatu mesin dapat diukur dengan menggunakan alat yang disebut *dynamometer*, yang akan menunjukkan besarnya gaya atau beban pengereman pada poros, sehingga harga torsi dapat dicari dari hubungan antara perkalian besarnya beban pengereman dengan panjang lengan yang menghubungkan timbangan dengan poros. Besarnya torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = F \times L \quad (2-1)$$

dengan :

- T = torsi yang dihasilkan (kg·m)
- F = besarnya beban pengereman (kg)
- L = panjang lengan dinamometer (m)

Ada juga alat yang langsung menunjukkan hasil besarnya torsi yang dihasilkan oleh poros dengan satuan (kg·m).

2.6.2 Daya Efektif

Daya efektif merupakan daya yang dihasilkan oleh poros engkol untuk menggerakkan beban. Daya efektif ini dibangkitkan oleh daya indikasi, yaitu suatu daya yang dihasilkan oleh torak, dimana sebagian dari daya ini digunakan untuk mengatasi gesekan mekanis, misalnya gesekan antara torak dan dinding silinder, gesekan antara poros dan bantalan, untuk menggerakkan peralatan bantu (pompa oli pelumas), dan lainnya. Daya efektif didapatkan dengan mengalikan torsi (T) dengan kecepatan anguler poros (ω). Persamaannya adalah sebagai berikut :

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,5} \quad (2-2)$$

dengan:

- Ne = daya efektif (hp)
- T = torsi (kg·m)
- ω = kecepatan anguler poros (rad·detik⁻¹)
- n = putaran poros (rpm)

Atau daya efektif ini bisa juga diperoleh dengan :

2.6.3 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif selama 1 jam. *Specific Fuel Consumption Effective* (SFCe) dengan persamaan sebagai berikut:

$$SFC_e = \frac{F_c}{N_e} \quad (2-3)$$

dengan:

SFCe = *Specific Fuel Consumption Effective* (kg·HP⁻¹·jam⁻¹)

Fc = konsumsi bahan bakar (kg·jam⁻¹)

Ne = daya efektif (hp)

2.6.4 Efisiensi Termal Efektif

Efisiensi termal efektif merupakan perbandingan antara banyaknya kalor yang dihasilkan bahan bakar dengan daya efektif yang dihasilkan oleh mesin. Nilai ini digunakan sebagai ukuran ekonomis atau tidaknya penggunaan bahan bakar. Karena nilai efisiensi termal efektif adalah berbanding terbalik dengan nilai SFCe. Hal ini ditunjukkan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{F_c / N_e \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100\% \quad (2-4)$$

dengan :

1 hp = 632 (kkal·jam⁻¹)

ηe = Efisiensi termal efektif (%)

LHV_{bb} = Nilai kalor dari bahan bakar (kkal·kg⁻¹)

FC = Konsumsi bahan bakar (kg·jam⁻¹)

Ne = Daya efektif (hp)

SFCe = Konsumsi bahan bakar spesifik (kg·hp⁻¹·jam⁻¹)

2.7 Hipotesis

Dengan penambahan diameter *venturi* karburator pada motor bakar 6 langkah akan menambah pasokan massa udara pada campuran udara-bahan bakar ke dalam ruang bakar dan didapat pencampuran bahan bakar dan udara yang lebih baik, sehingga semakin besar diameter *venturi* karburator semakin baik unjuk kerja motor bakar 6 langkah.

Kemudian, akibat efek *venturi* yang terjadi pada karburator dengan diameter besar lebih dominan, maka dapat dibuat dugaan sementara bahwa karburator dengan *venturi*

lebih besar dapat menghasilkan kinerja yang lebih optimum daripada penggunaan diameter *venturi* kecil.

Dengan penambahan durasi difusi campuran udara-bahan bakar dan difusi termal yang lebih terakomodasi, maka pembakaran semakin sempurna sehingga daya ekspansi persiklus pada motor bakar 6 langkah lebih baik dari 4 langkah.



BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode penelitian eksperimental nyata (*true experimental research*), dan secara langsung diuji pada objek yang dituju. Yaitu melakukan pengamatan untuk mencari data sebab akibat dalam suatu proses melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Untuk mengetahui pengaruh diameter *venturi* karburator terhadap unjuk kerja motor bakar 6 langkah.

3.2 Variabel Penelitian

3.2.1 Variabel Bebas (*Independent Variable*)

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya dapat diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian, sehingga dapat diperoleh hubungan keduanya (Murdalis, 2006:20). Variabel bebas dalam penelitian ini adalah :

1. Diameter *Venturi* Karburator
Variasi diameter *venturi* yang digunakan adalah : 18 mm dan 20 mm (modifikasi)
2. Putaran *crankshaft* dengan interval 400rpm

3.2.2 Variabel Terikat (*Dependent Variable*)

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan (Murdalis, 2006:20). Adapun variabel yang terikat dalam penelitian ini adalah prestasi kerja motor bakar, antara lain :

1. Beban Pengereman *Prony Disk Brake*
2. Torsi
3. Daya
4. Efisiensi termal efektif
5. *Specific fuel consumption*

3.2.3 Variabel Terkontrol (*Controlled Variable*)

Variabel terkontrol adalah variabel yang nilainya ditentukan peneliti dan dikondisikan konstan (Murdalis, 2006:20). Dalam penelitian ini variabel terkontrolnya adalah :

1. Buka *throttle* 30%.

2. Motor bakar 6 langkah 125cc yang diuji ditetapkan sebagai kondisi standar.
3. Bahan bakar yang digunakan adalah pertamax (RON 92) diasumsikan memiliki komposisi yang seragam (homogen).
4. Mesin uji dalam keadaan tidak bergerak (*stationery*).
5. Analisa siklus menggunakan pendekatan siklus Otto 4 langkah.
6. Sudut *overlap* motor bakar adalah 0°.

3.3 Tempat Penelitian

Penelitian dilakukan pada periode 7 Mei 2015 – 30 Juni 2015. Bertempat di Laboratorium Proses Produksi 1 Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

3.4 Alat dan Bahan Penelitian

3.4.1 Alat yang Digunakan dalam Penelitian

1. *Prototype* Motor Bakar Torak 6 Langkah

Tabel 3.1 Spesifikasi motor bakar 6 langkah yang diuji

Merk	Honda (<i>modified</i>)	Stroke length	49 mm
Model	N/A	Volume langkah	124, 97 cc
Negara pembuat	Indonesia	Rasio kompresi	9.3 : 1
Tipe mesin	6 Langkah SOHC	Pendingin	Udara
Jumlah silinder	1 (satu)	Daya Poros	N/A
Bore diameter	57 mm		

2. Karburator

Tabel 3.2 Spesifikasi karburator uji

Karburator I		Karburator II	
Merk	Shingwey	Merk	Keihin
Tipe	<i>Venturi</i> bergerak	Tipe	<i>Venturi</i> bergerak
Diameter <i>venturi</i>	18 mm	Diameter <i>venturi</i>	20 mm (reamer)
Ukuran <i>pilot jet</i>	# 36	Ukuran <i>pilot jet</i>	# 36
Ukuran <i>main jet</i>	#75	Ukuran <i>main jet</i>	# 75
Tipe <i>throttle</i>	Lingkaran	Tipe <i>throttle</i>	Lingkaran
Pembukaan <i>pilot</i>	1-7/8 putaran keluar	Pembukaan <i>pilot</i>	1,75 putaran keluar
Tinggi pelampung	11,7 mm	Tinggi pelampung	11 mm
Putaran stasioner	1.400 rpm	Putaran stasioner	1.400 rpm

3. *Prony Disk Brake*

Dynamometer, digunakan untuk mengetahui besarnya gaya pengereman (BHP), untuk menghitung besarnya torsi.

- Kapasitas Neraca Pegas : 100 kg
- Panjang Lengan : 125 mm
- Ukuran Torsi Maksimum : 12,5 kg·m

4. *Tachometer*

Digunakan untuk mengukur kecepatan putar mesin dalam (*revolutions per-minute*)

5. *Stopwatch*

Digunakan untuk mengetahui waktu konsumsi 1 ml bahan bakar per satuan waktu.

6. Gelas Ukur

Digunakan mengukur debit bahan bakar yang dikonsumsi selama penelitian.

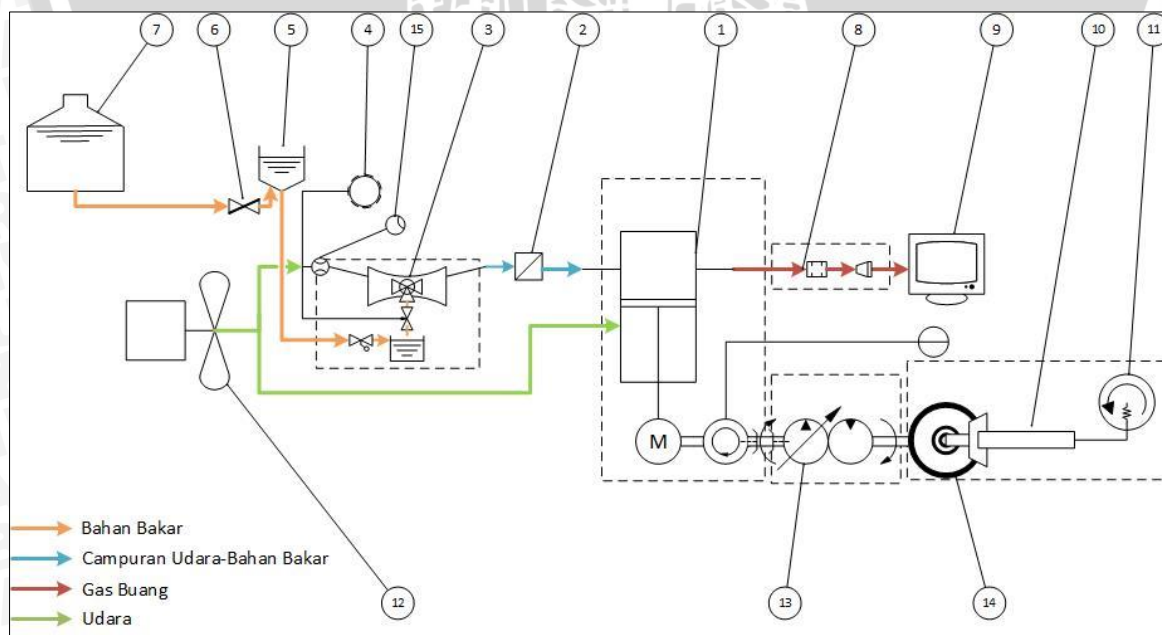
7. *Intake Manifold*

Saluran antara ruang bakar motor bakar dan karburator. Diperlukan beragam karena penelitian menggunakan dua motor dengan konstruksi *intake* berbeda.

8. *Fan*

Fan/Kipas angin sebagai media pendinginan karena proses pengujian berlangsung pada kondisi diam (*stationery*)

3.5 Instalasi Penelitian



Gambar 3.1 Skema instalasi penelitian

Sebelum penelitian dilaksanakan dilakukan persiapan dan penyusunan alat-alat penelitian. Mempersiapkan instalasi utama (Gambar 3.1) yang dirangkai menjadi satu kesatuan. Peralatannya terdiri dari :

- | | |
|----------------------------------|--------------------------|
| 1. Motor bakar 6 langkah. | 9. <i>Gas analyzer</i> |
| 2. <i>Intake manifold</i> | 10. <i>Dynamometer</i> |
| 3. Karburator <i>assy</i> | 11. Neraca |
| 4. <i>Throttle valve control</i> | 12. <i>Fan pendingin</i> |
| 5. Gelas ukur | 13. Transmisi |
| 6. Keran bahan bakar | 14. <i>Disk brake</i> |
| 7. Tangki bahan bakar | 15. <i>Anemometer</i> |
| 8. <i>Exhaust muffler assy</i> | |

3.6 Proses Pengujian Kinerja Motor Bakar

Proses evaluasi unjuk kerja dilakukan dengan menggunakan *prony disk brake*, dimana pada kaliper rem yang bekerja secara bebas dihubungkan dengan neraca pegas sehingga beban pengereman pada piringan dapat terukur pada neraca tersebut. Kondisi atmosfer sekitar saat pengujian kelembaban relatif (ϕ) 63 %, temperatur ruangan 24°C dan tekanan ruangan (Ps) 952 kPa.

3.7 Prosedur Penelitian

3.7.1 Prosedur Pengujian Prestasi Motor Bakar

Dengan kombinasi beban pengereman dan kecepatan putar dari piringan rem, dihitung daya dan torsi dari piringan rem. Kemudian daya dan torsi pada *crankshaft* ditentukan dari reduksi transmisi kecepatan rotasi antara piringan rem dan *crankshaft*.

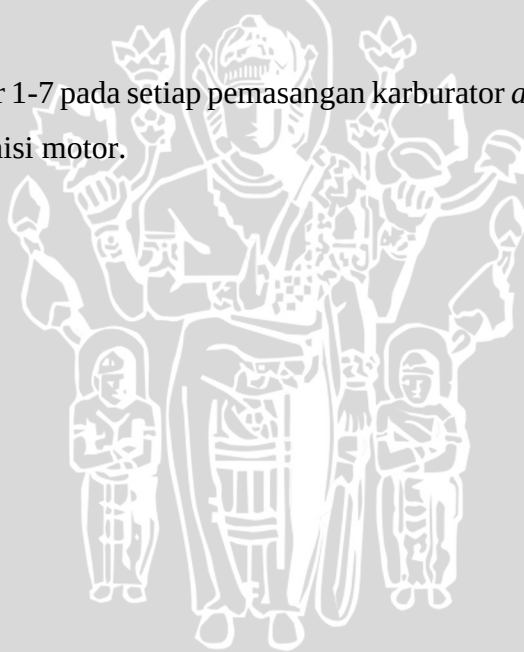
Pengukuran unjuk kerja motor bakar dilakukan dengan prosedur pengujian putaran berubah dengan pembebanan bertambah. Prosedurnya adalah :

1. Persiapan Sebelum Mesin Beroperasi
 - a. Mempersiapkan motor dan alat-alat yang diperlukan dalam pengujian.
 - b. Memastikan seluruh alat terpasang dan bekerja sesuai fungsinya.
2. Cara Menghidupkan Mesin
 - a. Setelah persiapan terpenuhi, hubungkan kabel daya ke kutub + *accumulator*.
 - b. Nyalakan *fan* sebagai penyuplai udara pendingin motor bakar.
 - c. Lakukan penyalaan mula menggunakan *kick starter*.

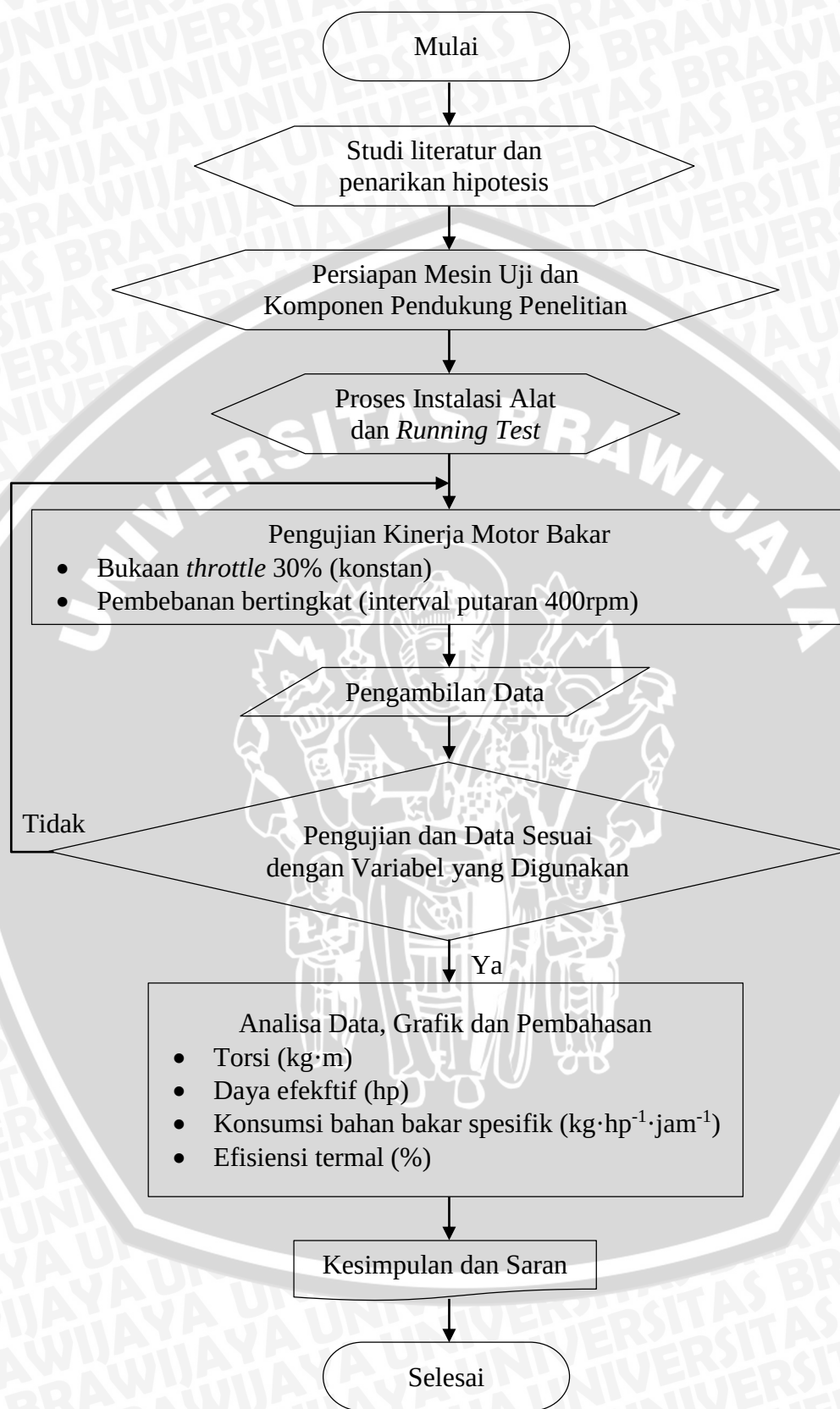
d. Setelah mesin menyala, biarkan mesin beroperasi beberapa saat pada kondisi stasioner untuk menstabilkan kondisi mesin.

3. Cara Mengambil Data

- a. Atur bukaan *throttle* pada bukaan yang diinginkan (30%).
- b. Atur beban pengereman (kg) dengan mengatur kuatnya pengereman pada dynamometer sampai mendapatkan interval putaran yang diinginkan (rpm).
- c. Tunggu kondisi mesin stabil kemudian lakukan pengambilan data (beban dari *prony brake*, waktu konsumsi 1 ml bahan bakar dengan *stopwatch*).
- d. Untuk pengamatan selanjutnya, beban pengereman dinaikkan hingga tercapai penurunan putaran interval 400 rpm kemudian diambil data seperti pada poin c, hingga motor bakar mati (*stall*) dengan menambah kuatnya daya pengereman *dynamometer* dan tidak merubah bukaan *throttle*.
- e. Mengulangi langkah poin b-d sebanyak satu kali, sehingga total percobaan dua kali.
- f. Ulangi prosedur 1-7 pada setiap pemasangan karburator *assy* yang berbeda pada keempat transmisi motor.



3.8 Diagram Alir



Gambar 3.2 Diagram alir penelitian

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisis Data

4.1.1 Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut :

1. Data Pengujian Awal dan Konstanta

Tabel 4.1 Data pengujian konstan

v (ml)	$\varnothing_{anemo}$ (mm)	A_{anemo} (mm ²)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)	m (kg)	T _{add} (kg·m)	Kelembaban relatif, ϕ (%)	Pa (kPa)	T _{st} (°C)
1	66	3419.46	250	220	6	1.5	0.69	949	24

Tabel 4.2 Rasio transmisi

Rasio Transmisi		
	6T	4T
Gigi 1	1/27.705	1/23.430
Gigi 2	1/18.656	1/13.437
Gigi 3	1/14.659	1/9.906
Gigi 4	1/11.448	1/7.715

2. Data Hasil Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi

Data hasil pengujian terhadap motor bakar 6 langkah dapat dilihat pada Lampiran 9, Lampiran 10 dan Lampiran 11.

4.1.2 Pengolahan Data

Dari data hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian motor bakar 6 langkah menggunakan diameter venturi karburator 18 mm terhadap torsi, daya efektif, efisiensi termal efektif dan konsumsi bahan bakar spesifik. Adapun data yang diambil adalah sebagai berikut :

1. Gigi transmisi = 1, faktor reduksi = 27,705
2. Putaran mesin (n) = 5800 rpm
2. Besar beban pengereman (F) = 3 kg
3. Panjang lengan *dynamometer* (L) = 0,25 m
4. Waktu konsumsi bahan bakar (t) = 3,04 detik

Dari hasil data pengujian tersebut didapatkan nilai dari :

1. Torsi (T)

Rumusan umum untuk torsi adalah sesuai persamaan (2-1) berikut:

$$T = F \times L$$

dengan :

T = torsi yang dihasilkan (kg·m)

F = besarnya beban pengereman (kg)

L = panjang lengan dinamometer (m)

Didapatkan nilai torsi pada *disk brake* poros roda belakang yaitu :

$$Td = (F \times L) + (f \times l) \quad (4-1)$$

$$Td = (3 \times 0,25) + (6 \times 0,22)$$

$$Td = 2 \text{ (kg·m)}$$

dengan :

Td = torsi *disk brake* (kg·m)

F = besarnya beban pengereman (kg)

L = panjang lengan dinamometer (m)

f = besarnya beban *caliper* rem (kg)

l = panjang lengan *mounting caliper* (m)

Torsi di atas dihitung pada poros roda belakang, sehingga untuk torsi pada poros engkol nilai tersebut dibagi dengan faktor reduksinya. Sehingga :

$$Tc = Td / i_n \quad (4-2)$$

$$Tc = 2 / 27,705$$

$$Tc = 0,0747 \text{ (kg·m)}$$

dengan :

Tc = torsi *crankshaft* (kg·m)

Td = torsi *disk brake* (kg·m)

i_n = faktor reduksi transmisi

2. Daya Efektif (Ne) sesuai persamaan (2-2) diperoleh :

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,5}$$

$$Ne = \frac{0,0747 \cdot 5800}{716,5}$$

$$Ne = 0,6 \text{ (hp)}$$

dengan :

- N_e = daya efektif (hp)
 T = torsi (kg·m)
 ω = kecepatan anguler poros (rad·detik⁻¹)
 n = putaran poros (rpm)

3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFC_e)

Sebelum diperoleh konsumsi bahan bakar spesifik efektif, terlebih dahulu dihitung konsumsi bahan bakar dengan :

$$FC = \frac{b}{t} \cdot \rho_f \cdot \frac{3600}{1000} \quad (4-3)$$

$$FC = \frac{1}{2,7} \cdot 740 \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$FC = 0,88 \text{ (kg·jam}^{-1}\text{)}$$

dengan :

b = Volume konsumsi bahan bakar (ml)

t = Waktu konsumsi bahan bakar (s)

ρ_f = massa jenis bahan bakar (kg·m⁻³)

Dari perhitungan konsumsi bahan bakar tersebut dapat dihitung konsumsi bahan bakar spesifik efektif sesuai persamaan (2-3) berikut :

$$SFC_e = \frac{F_c}{N_e}$$

$$SFC_e = \frac{0,88}{0,6}$$

$$SFC_e = 1,449 \text{ (kg·hp}^{-1}\text{·jam}^{-1}\text{)}$$

dengan:

SFC_e = *Specific Fuel Consumption Effective* (kg·hp⁻¹·jam⁻¹)

F_c = konsumsi bahan bakar (kg·jam⁻¹)

N_e = daya efektif (hp)

4. Efisiensi Termal Efektif (η_e), berdasarkan persamaan (2-4) diperoleh :

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{F_c / N_e \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100\%$$

$$\eta_{te} = \frac{632}{1,449 \cdot 10575} \times 100\%$$

$$\eta_{te} = 4,1 \%$$

dengan :

$$1 \text{ hp} = 632 \text{ (kkal·jam}^{-1}\text{)}$$

η_e = Efisiensi termal efektif (%)

LHV_{bb} = Nilai kalor dari bahan bakar ($\text{kkal} \cdot \text{kg}^{-1}$)

FC = Konsumsi bahan bakar ($\text{kg} \cdot \text{jam}^{-1}$)

N_e = Daya efektif (hp)

SFCe = Konsumsi bahan bakar spesifik ($\text{kg} \cdot \text{hp}^{-1} \cdot \text{jam}^{-1}$)

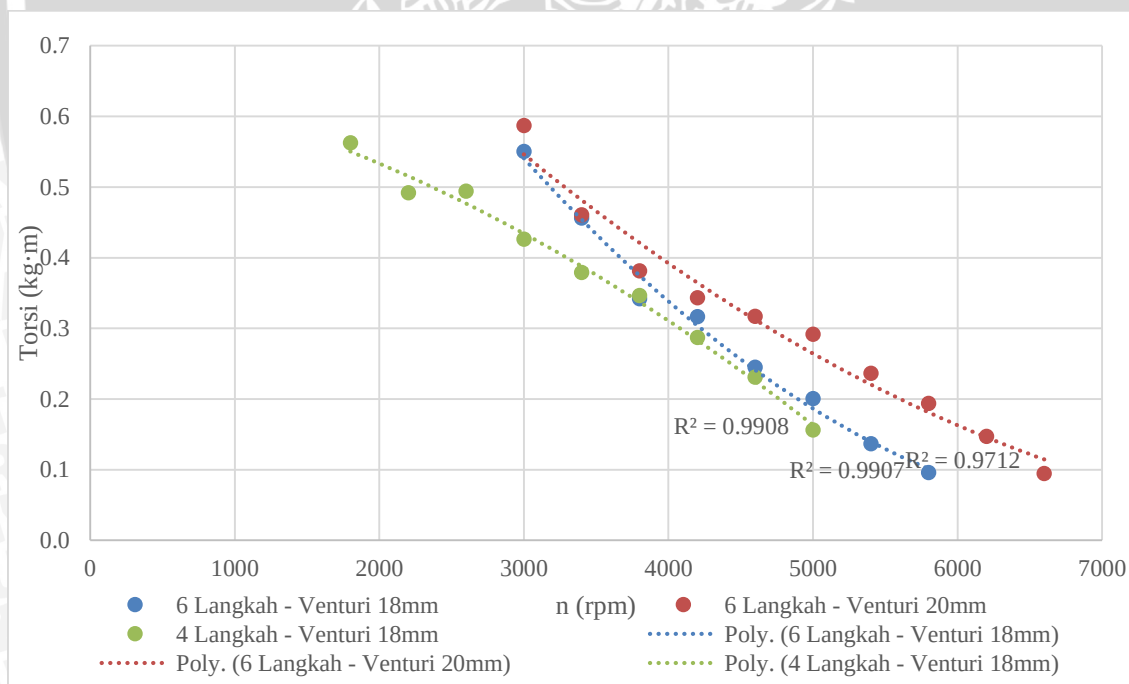
Untuk pengolahan data-data lain sesuai dengan perhitungan di atas dapat dilihat pada Lampiran 12, Lampiran 13, Lampiran 14 dan Lampiran 15.

Sementara untuk mempermudah proses analisis dan pembahasan maka dari hasil pengolahan data di atas dibuat Gambar 4.1, Gambar 4.2, Gambar 4.3 dan Gambar 4.4.

4.2 Pembahasan

Dari hasil perhitungan data pengujian pada bukaan *throttle* 30% didapatkan karakteristik kinerja motor bakar 6 langkah. Selanjutnya data hasil perhitungan tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik untuk mempermudah proses analisis data perhitungan.

4.2.1 Hubungan antara Putaran Mesin dengan Torsi



Gambar 4.1 Grafik hubungan antara putaran mesin dengan torsi

Gambar 4.1 menggambarkan hubungan antara putaran mesin dengan torsi, terlihat bahwa semakin besar putaran poros mesin maka torsi yang dihasilkan akan semakin menurun. Karena saat pengujian putaran mesin diturunkan dengan penambahan beban pengereman pada poros sampai pada putaran mesin yang dikehendaki. Dapat disimpulkan,

dengan semakin besarnya beban pengereman yang diterima oleh poros maka besarnya torsi yang terjadi juga semakin besar. Hubungan antara gaya pengereman (F) dengan torsi (T) ditulis dalam persamaan (2-1) berikut :

$$T = F \times L$$

dengan :

T = torsi yang dihasilkan ($\text{kg}\cdot\text{m}$)

F = besarnya beban pengereman (kg)

L = panjang lengan dinamometer (m)

Dari persamaan di atas terlihat bahwa besarnya torsi berbanding lurus dengan besarnya beban pengereman yang dikenakan pada poros.

Selain itu, semakin tinggi putaran yang terjadi, gerakan bolak-balik torak akan semakin cepat menyebabkan gesekan antara torak dengan dinding silinder akan semakin banyak, sehingga kerugian mekanis akibat gesekan semakin besar. Hal ini juga menyebabkan gerakan buka tutup katup hisap juga semakin cepat, sehingga massa campuran udara dan bahan bakar yang masuk dan terbakar ke dalam ruang silinder semakin berkurang tiap siklus. Sehingga tekanan efektif pembakaran yang dihasilkan akan semakin kecil. Akibatnya energi tekanan yang digunakan untuk mendorong torak pada saat langkah kerja (ekspansi) juga berkurang, sehingga torsi yang dihasilkan semakin menurun.

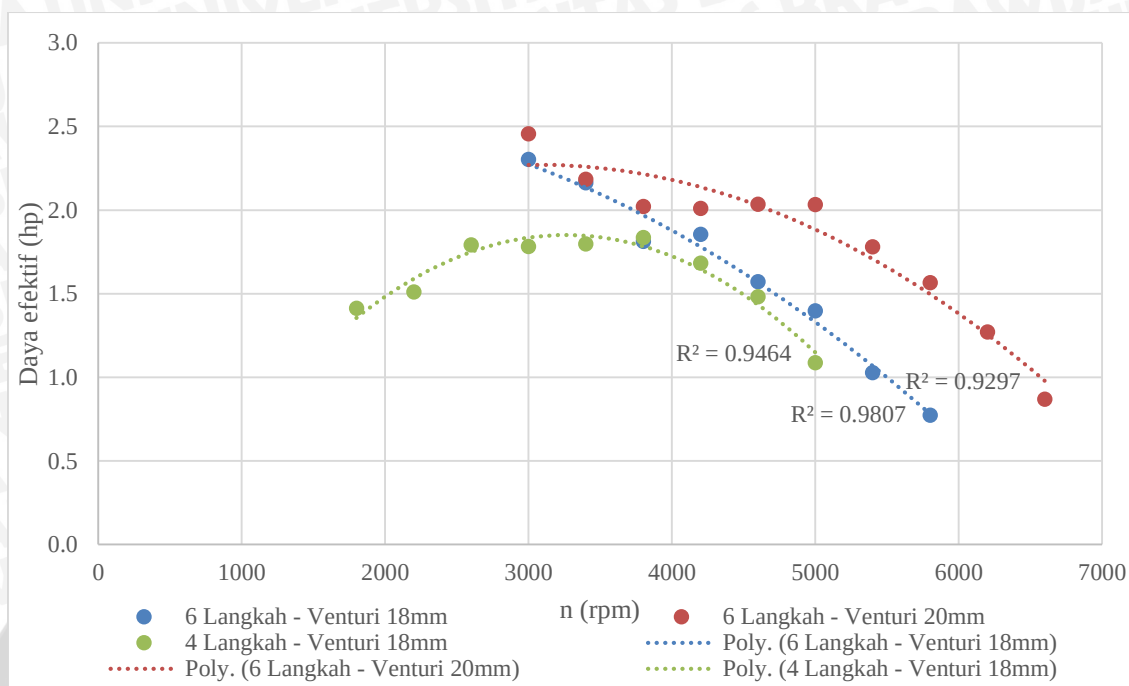
Melihat kecenderungan dari Gambar 4.1, dapat diketahui bahwa pada pengujian motor bakar 6 langkah dengan penggunaan *venturi* 20 mm diperoleh rata-rata nilai torsi yang lebih tinggi dibandingkan penggunaan *venturi* 18 mm pada putaran yang sama. Hal tersebut dikarenakan, dengan peningkatan diameter *venturi* karburator menyebabkan bertambahnya kualitas campuran udara-bahan bakar yang dikonsumsi. Pada kondisi ini, terjadi penambahan jumlah suplai udara karena pembesaran *venturi* menghasilkan campuran udara-bahan bakar yang lebih baik untuk menghasilkan juga pembakaran yang lebih baik. Karena bertambahnya kualitas campuran udara-bahan bakar hingga mendekati stokiometri, campuran yang mengalami proses pembakaran tersebut menghasilkan gaya dorong yang lebih besar pada torak mengakibatkan torsi yang dihasilkan semakin besar. Hal ini mengacu pada Gambar 2.11 dan Gambar 2.14. Didapatkan juga peningkatan rpm dengan posisi *throttle* sama (30%), sehingga rentang kurva torsi yang diperoleh juga lebih luas dan merata. Hal ini juga mengindikasikan ada peningkatan pada kualitas pembakaran yang terjadi.

Sementara perbandingan putaran mesin terhadap torsi yang diperoleh pada motor 4 langkah dan 6 langkah (*venturi* 18 mm). Secara umum diperoleh rata-rata nilai torsi yang lebih tinggi pada motor bakar 6 langkah dengan putaran yang sama. Pada gambar tersebut juga memperlihatkan untuk bukaan *throttle* sama, motor bakar 6 langkah memiliki rentang rpm dan torsi yang lebih luas. Hal ini mengindikasikan bahwa rasio dari efek penambahan durasi difusi massa dan termal pada motor bakar 6 langkah lebih tinggi dari kerugian energi gesek yang dialami.

Secara umum pada grafik terlihat perubahan nilai data antara putaran 4600 ke bawah untuk motor bakar 6 langkah, dan 3800 ke bawah untuk motor bakar 4 langkah. Ini terjadi karena meningkatnya fluktuasi yang terbaca pada pembebanan *dynamometer* saat pembebanan semakin tinggi (Lampiran 16).

Torsi terbesar dicapai motor bakar 6 langkah pada putaran 3000 rpm dengan *venturi* 20 mm sebesar 0,68 (kg·m) dan torsi terendah dicapai pada putaran 6600 rpm sebesar 0,07 (kg·m). Sementara untuk *venturi* 18 mm antara motor bakar 4 langkah dan 6 langkah, torsi terbesar diperoleh motor bakar 6 langkah pada putaran 3000 rpm sebesar 0,65 (kg·m) dan torsi terendah diperoleh pada putaran 6200 rpm sebesar 0,08 (kg·m). Untuk motor bakar 4 langkah torsi terbesar dicapai pada putaran 1800 rpm sebesar 0,63 (kg·m) dan torsi terendah diperoleh pada putaran 5000 rpm sebesar 0,1 (kg·m).

4.2.2 Hubungan antara Putaran Mesin dengan Daya Efektif



Gambar 4.2 Grafik hubungan antara putaran mesin dengan daya efektif

Pada Gambar 4.2 tampak bahwa kurva grafik yang terbentuk cenderung menyerupai setengah bentuk parabolik yang menghadap ke bawah. Secara keseluruhan, dengan naiknya putaran maka daya efektif (N_e) yang dihasilkan mengalami penurunan. Hal ini terjadi karena daya efektif (N_e) berbanding lurus dengan harga torsi (T) yang dihasilkan dan putaran poros mesin (n) sesuai persamaan (2-2) berikut :

$$N_e = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,5}$$

dengan:

N_e = daya efektif (hp)

T = torsi (kg·m)

ω = kecepatan anguler poros (rad·detik⁻¹)

n = putaran poros (rpm)

Pada putaran rendah proses pembakaran pada ruang bakar memiliki waktu yang lebih banyak akibat gerakan bolak-balik torak yang cenderung lebih lambat daripada putaran tinggi. Hal ini mengakibatkan pembakaran yang lebih sempurna dan menghasilkan daya yang lebih besar. Tetapi ketika putaran poros terus meningkat, penurunan torsi yang terjadi menjadi tidak seimbang terhadap kenaikan putaran dan kerugian mekanis yang disebabkan oleh semakin cepatnya gerakan bolak-balik torak.

Disamping itu waktu pembakaran cenderung lebih cepat sehingga kecenderungan kurang sempurnanya pembakaran lebih besar karena ketersediaan waktu yang terbatas, mengakibatkan penurunan energi yang dihasilkan, yang akhirnya memberikan efek penurunan terhadap daya efektif yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan persamaan :

$$Ne = Ni - Nm \quad (4-4)$$

Dengan :

Ne = Daya efektif (hp)

Ni = Daya indikatif (hp)

Nm = Daya mekanis yang hilang (hp)

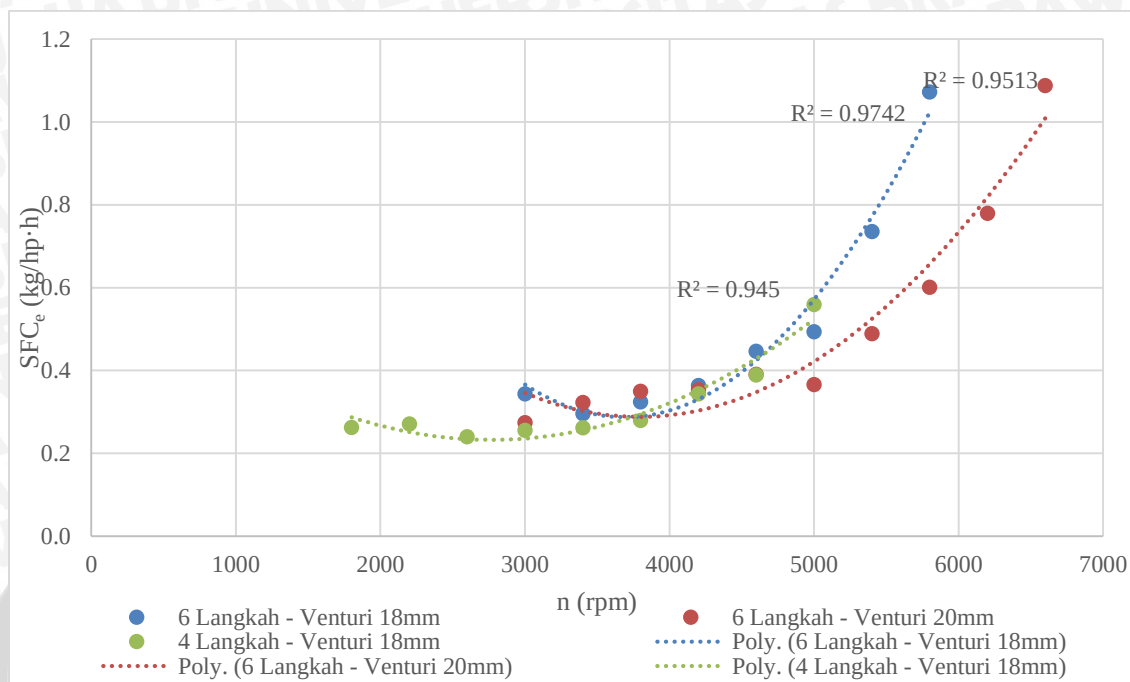
Dari persamaan tersebut, daya efektif dibangkitkan oleh daya indikasi yang merupakan daya yang dihasilkan oleh reaksi gas pembakaran yang menggerakkan torak, dimana sebagian dari daya ini digunakan untuk mengatasi gesekan mekanis.

Sejalan dengan torsi yang diperoleh, nilai rata-rata daya efektif yang diperoleh motor bakar 6 langkah lebih tinggi pada penggunaan karburator dengan *venturi* karburator 20 mm daripada penggunaan *venturi* 18 mm pada putaran yang sama. Meskipun daya terbesar yang diperoleh tidak memiliki selisih yang tidak terlalu jauh. Hal ini tentunya dipengaruhi juga oleh fluktuasi yang terjadi pada pengukuran torsi dengan pembebanan yang lebih besar (Lampiran 16). Pada putaran rendah ini terjadi peningkatan temperatur pada komponen pengereman, sehingga terjadi kerugian energi dari energi gesek pengereman menjadi energi kalor yang dilepaskan komponen pengereman. Rentang nilai torsi dan rpm yang diperoleh pada penggunaan *venturi* 20 mm juga lebih besar.

Sementara itu pada hubungan putaran mesin terhadap daya efektif antara motor bakar 6 langkah dan motor bakar 4 langkah dengan penggunaan *venturi* karburator 18 mm. Pada gambar tersebut juga terlihat motor bakar 6 langkah memiliki nilai daya dengan rata-rata yang lebih tinggi pada rpm yang sama disertai rentang putaran motor yang lebih luas.

Daya terbesar yang dapat dicapai motor bakar 6 langkah terjadi pada putaran 3000 rpm yaitu dengan *venturi* 20 mm sebesar 2,84 (hp) dan daya terendah dicapai pada putaran 6600 rpm sebesar 0,74 (hp). Sementara untuk *venturi* 18 mm antara motor bakar 4 langkah dan 6 langkah, daya terbesar diperoleh motor bakar 6 langkah pada putaran 3000 rpm sebesar 2,73 (hp) dan daya terendah diperoleh pada putaran 6200 rpm sebesar 0,6 (hp). Untuk motor bakar 4 langkah daya terbesar dicapai pada putaran 3800 sebesar 2,25 (hp) dan daya terendah diperoleh pada putaran 5000 rpm sebesar 0.69 (hp).

4.2.3 Hubungan antara Putaran Mesin dengan *Specific Fuel Consumption Effective*



Gambar 4.3 Grafik hubungan antara putaran terhadap SFCe

Pada Gambar 4.3 kecenderungan grafik SFCe dari putaran awal sampai akhir mengalami peningkatan yang cukup tinggi. Hal ini terjadi karena dengan semakin tingginya putaran maka jumlah siklus yang terjadi semakin banyak dan konsumsi bahan bakar (FC) yang dibutuhkan semakin besar dimana laju aliran bahan bakar semakin cepat sedangkan jumlah bahan bakar yang terbakar relatif sedikit sehingga energi yang dihasilkan juga rendah.

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif merupakan jumlah bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 hp selama 1 jam. SFCe berbanding lurus dengan konsumsi bahan bakar (Fc) dan berbanding terbalik dengan daya efektif yang dihasilkan (Ne), semakin besar daya efektif maka SFCe yang dibutuhkan semakin kecil. Hal ini sesuai dengan persamaan (2-3) berikut :

$$SFC_e = \frac{F_c}{N_e}$$

dengan:

SFCe = *Specific Fuel Consumption Effective* (kg·hp⁻¹·jam⁻¹)

Fc = konsumsi bahan bakar (kg·jam⁻¹)

Ne = daya efektif (hp)

Hasil yang diperoleh pada grafik sesuai dengan hubungan di atas. Sehingga disimpulkan bahwa apabila FC mengalami peningkatan maka SFCe juga akan meningkat apabila daya efektif yang dihasilkan cenderung naik dengan interval kenaikan yang tidak terlalu besar atau bahkan jika Ne mengalami penurunan.

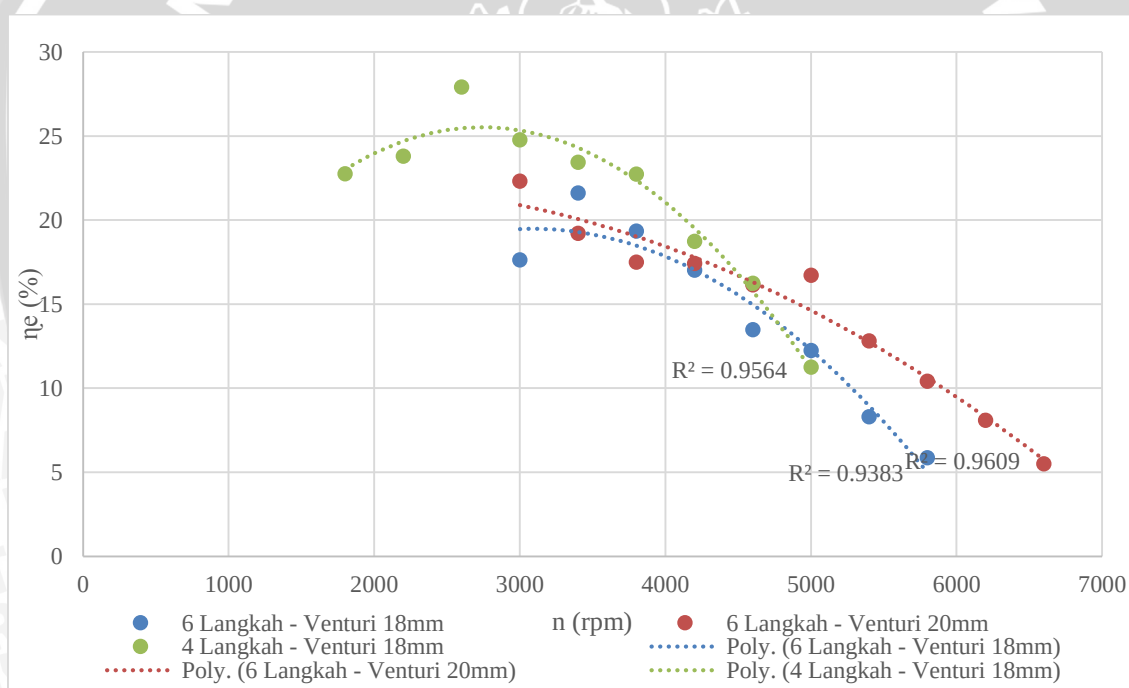
Pada grafik yang diperoleh terlihat bahwa penggunaan kedua jenis karburator pada motor bakar 6 langkah memiliki selisih terhadap nilai SFCe meskipun nilai yang diperoleh relatif sama namun pada rentang berbeda. Penggunaan *venturi* 18 mm memiliki rata-rata nilai yang lebih tinggi pada putaran motor yang sama. Artinya penggunaan *venturi* 18 mm lebih tidak efisien dibandingkan penggunaan *venturi* 20 mm. Ini disebabkan konsumsi bahan bakar yang tinggi pada *venturi* 18 mm, dengan suplai udara yang kurang menghasilkan daya yang relatif rendah. Terlihat dari perolehan AFR, dimana campuran bahan bakar yang terjadi pada *venturi* tipe ini terlalu kaya (Lampiran 18).

Hal tersebut juga menunjukkan bahwa peningkatan ukuran *venturi* karburator lebih cenderung meningkatkan debit udara pada campuran udara-bahan bakar yang dikonsumsi motor bakar. Pada kasus ini penambahan udara yang terjadi berdampak lebih baik pada penggunaan *venturi* 20 mm karena meningkatkan nilai AFR cenderung ke titik ideal daya, dan mendukung ketersediaan kecukupan udara untuk proses pembakaran sejumlah bahan bakar untuk menunjang pembakaran yang lebih sempurna.

Sementara itu pada perbandingan antara motor bakar 6 langkah dan 4 langkah dengan *venturi* 18 mm. Dari grafik terlihat bahwa rata-rata SFCe pada motor bakar 6 langkah memiliki kecenderungan nilai yang lebih tinggi pada putaran yang sama. Sehingga diketahui pada rentang putaran yang sama dengan jumlah siklus berbeda, motor bakar 6 langkah mengkonsumsi bahan bakar sedikit lebih tinggi dari motor bakar 4 langkah konvensional. Menarik untuk dilihat apabila membandingkan motor bakar 6 langkah (khususnya *venturi* 20 mm) terhadap motor bakar 4 langkah. terlihat pada putaran di atas 5000 rpm yang diperoleh motor bakar 4 langkah, motor bakar 6 langkah memiliki nilai SFCe yang lebih baik. Namun pada putaran yang lebih rendah motor bakar 4 langkah memiliki nilai yang sedikit yang lebih baik. Ini dapat disebabkan 2 hal, antara lain : pada putaran tinggi rasio konsumsi pembakaran bahan bakar persiklus pada motor bakar 4 langkah sudah sangat tidak efisien atau fluktuasi beban pengereman pada motor bakar 6 langkah pada putaran 4000 ke bawah menyebabkan pembacaan SFC (rasio konsumsi terhadap daya menjadi tidak optimum). Atau dapat pula diartikan, terdapat dua kelompok data yang terbagi tepat pada putaran 5000 rpm, hal ini menarik untuk dilakukan penelitian lanjutan khususnya berkaitan dengan efisiensi volumetriknya.

Hasil pengujian menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik efektif terendah motor bakar 6 langkah terjadi pada putaran rendah dan diperoleh pada penggunaan karburator dengan ukuran *venturi* 18 mm sebesar $0.20 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$ yang terus meningkat hingga $1.45 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$. Sedangkan dengan penggunaan *venturi* 20 mm diperoleh SFCe sebesar $0.24 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$ kemudian meningkat seiring bertambahnya putaran hingga mencapai $1.16 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$. Selisih nilai terendah dari rata-rata ini juga bisa disebabkan oleh fluktuasi beban pengereman yang terjadi, secara ideal SFCe lebih baik akan diperoleh *venturi* 20 mm. Sementara pada perbandingan SFCe antara motor bakar 4 langkah dan 6 langkah dengan penggunaan *venturi* 18 mm, diperoleh nilai SFCe terendah pada motor bakar 4 langkah sebesar $0.37 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$ dan terus meningkat hingga mencapai $0.76 \text{ (kg}\cdot\text{hp}^{-1}\cdot\text{jam}^{-1}\text{)}$.

4.2.4 Hubungan antara Putaran Mesin dengan Efisiensi Termal Efektif



Gambar 4.4 Grafik hubungan putaran dengan efisiensi termal efektif

Pada Gambar 4.4 dapat dilihat bahwa dengan semakin tinggi putaran poros motor maka secara umum efisiensi termal efektif yang dihasilkan akan cenderung menurun. Hal ini dikarenakan nilai efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan nilai kalor rendah bahan bakar. Dimana pada hal ini bahan bakar pertamax memiliki nilai kalor rendah bahan bakar bernilai konstan. Hubungan

antara nilai efisiensi termal efektif (η_{te}), konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) dan nilai kalor rendah bahan bakar (LHV_{bb}) ditulis dengan persamaan (2-4) berikut :

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{F_c / N_e \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100\%$$

dengan :

1 hp = 632 (kkal·jam⁻¹)

η_e = Efisiensi termal efektif (%)

LHV_{bb} = Nilai kalor dari bahan bakar (kkal·kg⁻¹)

FC = Konsumsi bahan bakar (kg·jam⁻¹)

Ne = Daya efektif (hp)

Sebelumnya telah diketahui bahwa kenaikan putaran poros mesin cenderung meningkatkan nilai SFCe. Dari kecenderungan tersebut dan persamaan di atas, diperoleh bahwa grafik hubungan putaran dengan efisiensi termal efektif berkebalikan dengan grafik hubungan putaran dan SFCe sebelumnya. Hal ini disebabkan karena dengan putaran yang semakin tinggi maka gerakan bolak-balik torak juga semakin cepat sehingga kerugian mekanis semakin besar. Disamping itu waktu yang tersedia untuk membuka dan menutup katup isap semakin singkat, sehingga massa campuran udara-bahan bakar yang dapat dimasukkan ke ruang bakar tiap siklusnya semakin berkurang. Hal tersebut menghasilkan jumlah energi kalor hasil pembakaran semakin menurun seiring meningkatnya putaran dan menurunkan daya efektif yang dihasilkan sehingga efisiensi termalnya ikut menurun.

Pada Gambar 4.4 diperoleh bahwa penggunaan *venturi* 20 mm memiliki rata-rata efisiensi termal yang lebih baik untuk perbandingan diameter *venturi* pada motor bakar 6 langkah dengan putaran yang sama. Hal ini antara lain disebabkan peningkatan massa udara yang masuk ruang bakar juga meningkatkan kualitas dari proses pengkabutan dan campuran udara-bahan bakar yang terjadi. Sehingga diperoleh rasio daya efektif yang lebih besar terhadap konsumsinya. Sementara pada hubungan putaran terhadap efisiensi termal efektif antara motor bakar 4 langkah dan 6 langkah dengan *venturi* ukuran 18 mm, diperoleh rata-rata nilai efisiensi yang lebih baik pada motor bakar 4 langkah dengan putaran yang sama. Hal ini terjadi karena konsumsi bahan bakar pada motor bakar 4 langkah jauh lebih hemat dari motor bakar 6 langkah meskipun nilai torsi dan daya yang dihasilkan relatif kecil. Sehingga diketahui rasio konsumsi dan nilai kalor bahan bakar yang dikonsumsi terhadap daya yang dihasilkan lebih efisien pada motor bakar 4 langkah menurut grafik yang diperoleh saat penelitian. Konsumsi bahan bakar tinggi inilah yang

mungkin juga menyebabkan torsi dan daya efektif pada motor bakar 6 langkah lebih tinggi, sehingga tekanan ekspansi hasil pembakaran lebih besar.

Pada pengujian perbandingan *venturi* karburator motor bakar 6 langkah efisiensi termal efektif tertinggi diperoleh pada putaran motor 3400 rpm dengan penggunaan karburator dengan ukuran *venturi* 18 mm sebesar 29,78 (%) dan terus menurun hingga mencapai 4,12 (%) seiring meningkatnya putaran motor. Sementara pada penggunaan *venturi* 20 mm dimana nilai efisiensi termal efektif lebih tinggi secara rata-rata diperoleh nilai tertinggi pada putaran 3000 rpm nilai tertinggi 24,64 (%) dan terus menurun hingga mencapai 5,15 (%). Hal ini terjadi dimungkinkan karena fluktuasi yang tinggi pada pembebanan maksimum saat pengujian motor bakar 6 langkah, sehingga meskipun rata-rata efisiensi lebih tinggi dimiliki motor bakar 6 langkah dengan *venturi* 20 mm, fluktuasi mengakibatkan kurang telitnya hasil torsi, daya dan efisiensi yang diperoleh di putaran rendah. Pada perbandingan motor bakar 4 langkah dan 6 langkah dengan penggunaan *venturi* 18 mm, diperoleh nilai efisiensi tertinggi pada putaran rendah motor bakar 4 langkah senilai 32,88 (%) dan terus berkurang hingga 7,84 (%).

4.2.5 Rangkuman Pengujian

Dari hasil dan pembahasan pengujian pengaruh diameter *venturi* karburator terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor bakar 6 langkah 1 silinder kapasitas 125cc, penggunaan karburator dengan diameter *venturi* 20 mm memberikan pengaruh yang cukup signifikan terhadap unjuk kerja motor bakar 6 langkah daripada penggunaan karburator diameter *venturi* 18 mm. Pada variasi bukaan *throttle* 30%, didapat hasil :

1. Peningkatan nilai torsi rata-rata sebesar 21 % dengan torsi tertinggi untuk penggunaan diameter *venturi* 20 mm pada putaran 3000 rpm sebesar 0,68 kg·m
2. Peningkatan nilai daya efektif rata-rata sebesar 21 % dengan daya efektif tertinggi untuk penggunaan diameter *venturi* 20 mm pada putaran 3000 rpm sebesar 2,84 hp
3. Penurunan nilai SFCe rata-rata sebesar 16 % namun SFCe paling rendah diperoleh pada penggunaan *venturi* 18 mm pada putaran paling rendah sebesar 0,20 kg·hp⁻¹·jam⁻¹. Fluktuasi pengukuran beban pengereman bisa menjadi pengaruh nilai maksimum.
4. Kenaikan nilai efisiensi termal efektif rata-rata sebesar 23 % dengan efisiensi termal efektif untuk penggunaan diameter *venturi* 18 mm pada putaran 3400 rpm sebesar 29,78 %. Fluktuasi pengukuran beban pengereman bisa menjadi pengaruh nilai maksimum.

Secara keseluruhan unjuk kerja yang baik dicapai dengan penggunaan diameter *venturi* karburator lebih besar (20 mm). Disertai dengan peningkatan putaran motor sebesar 13 % untuk bukaan *throttle* yang sama.

Sementara untuk perbandingan dengan motor bakar 4 langkah, motor bakar 6 langkah diindikasikan memiliki keunggulan dalam hal :

1. Torsi, mengalami peningkatan nilai torsi rata-rata sebesar 15 %.
2. Daya, mengalami peningkatan nilai daya efektif rata-rata sebesar 15 %
3. Putaran motor memiliki rentang lebih luas, dengan kenaikan putaran 15 % untuk *throttle* yang sama.

Sedangkan kekurangan yang diperoleh, terdapat pada :

1. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif, dengan penurunan rata-rata sebesar 14 %.
2. Efisiensi, dengan penurunan rata-rata sebesar 12 %

Secara umum kenaikan daya dan torsi diperoleh dari peningkatan tekanan kerja hasil peningkatan kalor masuk dari proses difusi dan peningkatan efisiensi volumetriknya



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan pengujian pengaruh diameter *venturi* karburator terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang motor bakar 6 langkah 1 silinder kapasitas 125cc, dapat diambil kesimpulan bahwa penggunaan karburator dengan diameter *venturi* 20 mm memberikan pengaruh yang cukup signifikan terhadap unjuk kerja motor bakar 6 langkah daripada penggunaan karburator diameter *venturi* 18 mm. Pada variasi bukaan *throttle* 30%, didapat hasil :

1. Pengaruh diameter *venturi* karburator lebih dengan pembesaran 2 mm dapat memberikan peningkatan unjuk kerja motor bakar 6 langkah.
2. Diameter *venturi* karburator optimum pada motor bakar 6 langkah sesuai hasil pengujian adalah 20 mm.
3. Dari hasil membandingkan unjuk kerja motor bakar 6 langkah dan 4 langkah spesifikasi serupa, diperoleh keunggulan motor bakar 6 langkah dalam hal torsi, daya dan kecepatan putar poros engkol.

5.2 Saran

1. Mengetahui peluang perbaikan unjuk kerja dengan melakukan penelitian terhadap sudut *overlap valve*, *valve lift*, dan *valve opening duration* dengan acuan efisiensi volumetrik.
2. Meningkatkan tekanan pembakaran diantaranya dengan metoda *ignition timing* seperti yang banyak dilakukan pada motor 4 langkah.
3. Perlu dilakukan pengukuran tekanan kerja aktual disertai pendekatan termodinamika untuk melakukan analisa siklus secara lebih detil.
4. Perlu dilakukan analisa karakter pembakaran terhadap emisi yang dihasilkan.
5. Perlu dilakukan pengembangan konstruksi mesin (terutama komponen *balancer*, *flywheel*, *shaft*, *bearing* dan transmisi) untuk mengoptimalkan kecenderungan dari keunggulan motor bakar 6 langkah.
6. Perlu dilakukan pengukuran dengan beragam bukaan *throttle* yang lebih tinggi untuk mendapatkan nilai unjuk kerja tertinggi yang dapat dicapai.

7. Perlu dianalisa lebih lanjut perbandingan energi antara peningkatan tekanan pada 2 tahap kompresi awal, dan peningkatan temperatur mula jelang pembakaran terhadap rugi energi gesek yang dialami persiklus.
8. Perlu dianalisa lebih dalam mengenai region SFCe pada perbandingan dengan motor bakar 4 langkah seperti dalam pembahasan.

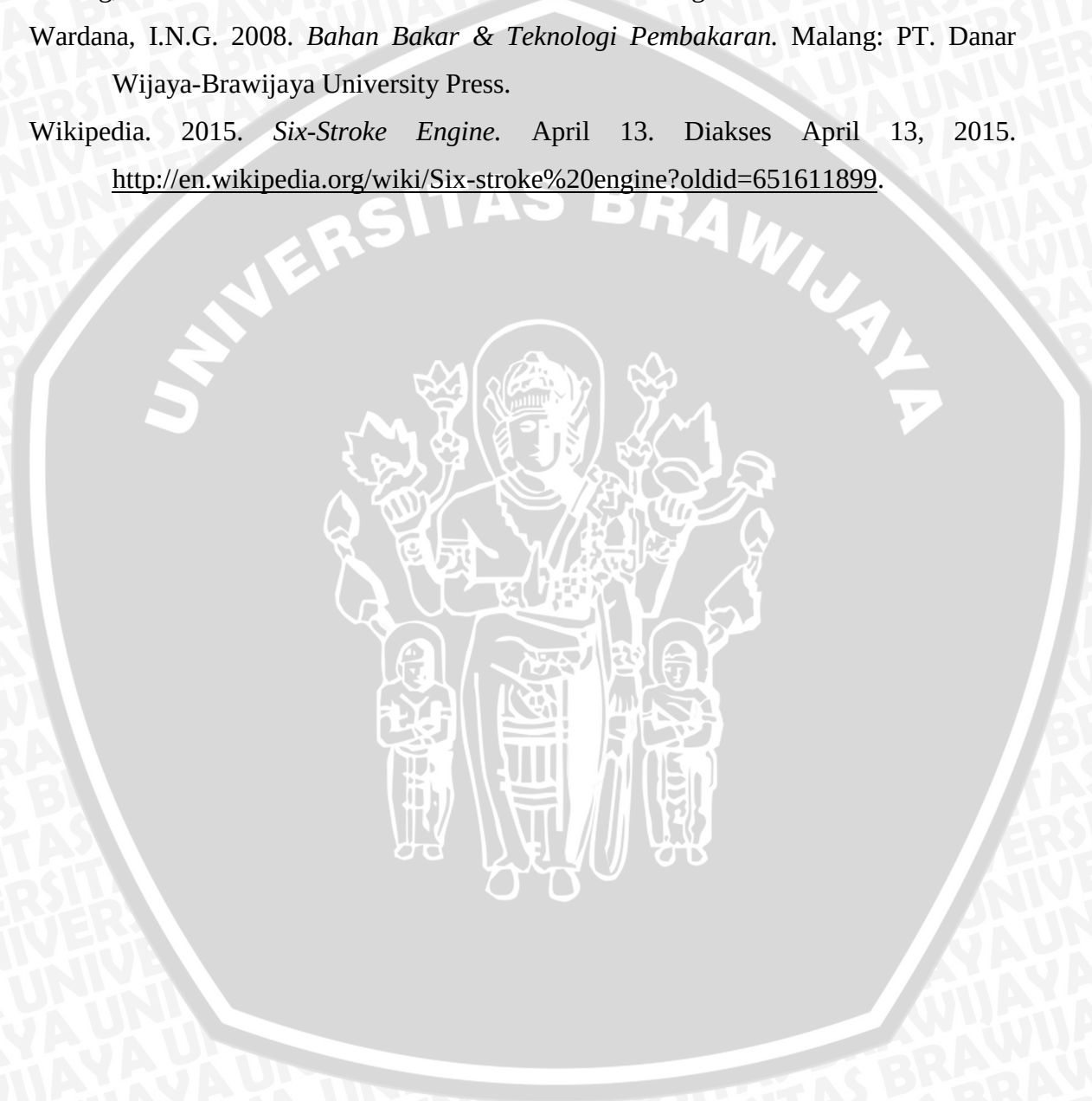


DAFTAR PUSTAKA

- Adam, MN. Ridwan. 2007. *Teknologi Sepeda Motor*. Vol. VIII. Bandung: JPTM FPTK UPI.
- Ahuja, Kunal, Alagani Harish, & Vasudevan Raghavan. 2015. "Experimental Study of Initial Fuel Temperature on the Burning Rates of Kerosene Pools in Cold Environment." *International Journal of Engineering Research (IJER)* IV (1): 36-39.
- Arismunandar, Wiranto. 2002. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Bandung: ITB Press.
- Bueche, F.J. 1988. *Fisika*. Jakarta: Erlangga.
- Cengel, Yunus A., & Michael A. Boles. 2006. *Thermodynamics, an Engineering Approach*. 5th. Boston, MA: McGraw-Hill College.
- Conklin, James C., & James P. Szybist. 2010. "A Highly Efficient Six-stroke Internal Combustion Engine Cycle with Water Injection." *Energy (Elsevier)* 35: 1658-1664.
- Elmer, Stephen. 2015. *Internal Combustion Engines Sticking Around to 2050 : Report*. New York: Autoguide.
- Ganeshan, V. 2009. *Internal Combustion Engine*. New Delhi: Tata McGraw-Hill.
- Hayasaki, T., Y. Okamoto, K. Amagai, & M. Arai. 1999. "A Six-stroke DI Diesel Engine under Dual Fuel Operation." *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*. Dearborn: SAE International. -.
- Irzon, Ronaldo. 2012. "Perbandingan Calorific Value Beragam Bahan Bakar Minyak yang Dipasarkan di Indonesia Menggunakan Bomb Calorimeter." *Jurnal Sumber Daya Geologi XXII* (4): 217-223.
- Kapil N. Kariya, Mayur M. Raje. 2014. "Velozeta Six-stroke Engine." *International Journal of Pure and Applied Research in Engineering and Technology*, May 01: 72-80.
- Khovakh, M. 1979. *Motor Vehicle Engine*. Moscow: Mir Publisher.
- Liakos, H.H., M. A. Founti, & Markatos N.C. 2000. "Modeling of Stretched Natural Gas Diffusion Flames." *Applied Mathematical Modelling*, May 19: 419-435.
- Moran, Michael J., & Howard N. Saphiro. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th. Chichester: John Wiley & Sons Ltd.
- Motor-Plus. 2005. *Kumpulan Tips Karburator Motor-Plus*. Jakarta: PT. Gramedia.

- . 2003. *Teori Karburator*. August 17. Diakses April 10, 2015. <http://www.motorplus-online.com>.
- Murdalis. 2006. *Metode Penelitian (Suatu Pendekatan Proposal)*. Jakarta: Bumi Aksara.
- Petrovsky, N. 1979. *Marine Internal Combustion Engine*. Moscow: Mir Publisher.
- PT. Astra Honda Motor. 2002. *Buku Pedoman Reparasi Honda Karisma*. Jakarta: PT. Astra Honda Motor Indonesia.
- . 2002. *Part Catalogue Karisma Series*. 2nd. Jakrta: PT. Astra Honda Motor Indonesia.
- PT. PERTAMINA (PERSERO). 2007. *Material Safety Data Sheet PERTAMAX*. Jakarta: PT. PERTAMINA (PERSERO).
- Pulkrabrek, Willard W. 2004. *Engineering Fundamental of The Internal Combustion Engine*. New Jersey: Prentice Hall International Inc.
- Rahayu, Andi. 2010. *Analisa Efisiensi Termal dan Penggunaan Bahan Bakar pada Karburator Vakum dan Karburator Konvensional Pe 28 pada Motor Suzuki Satria Fu 150*. Skripsi, Jakarta Barat: Universitas Mercu Buana.
- Rahman, M.M., Khalaf I. Hamada, Mohammed K. Mohammed, Rosli A. Bakar, M.M. Noor, & K. Kadirgama. 2009. "Numerical Investigation of the In-cylinder Flow Characteristic of Hydrogen Fueled Internal Combustion Engine." *International Advanced of Technology Congress (ATCi)*. Pahang: PWTC. 1-7.
- Ramadhani, Aziz, Husin Bugis, & Basori. 2012. *Pengaruh Variasi Diameter Venturi Karburator dan Jenis Busi terhadap Daya pada Sepeda Motor Bajaj Pulsar 180 DTS-I tahun 2009*. Skripsi, Surakarta: Universitas Sebelas Maret Surakarta.
- Reksowardojo, Iman Kartolaksano. 2010. "BAB VII Pembentukan Campuran, Penyalaan, dan Pembakaran pada Motor Bensin." dalam *Modul Emisi dan Pembakaran Dalam*, 1-34. Bandung: Jurusan Teknik Mesin ITB.
- Saidur, R., M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria, & M. Hasanuzzaman. 2012. "Technologies to Recover Exhaust Heat from Internal Combustion Engine." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5649-5659.
- Sharma, Shashwat, Prateek Jain, & Adhar Singh. 2014. "A Study on Optimization of Flow through Venturi of a Carburetor." *International Journal of Scientific Engineering and Technology* III (5): 570-573.
- Siswanto, Eko, Nurkholis Hamidi, Mega Nur Sasongko, & Denny Widhiyanuriyawan. 2014. *A Gasoline Six-stroke Internal Combustion Engine*. Patent Invention, Malang: Unpublished.

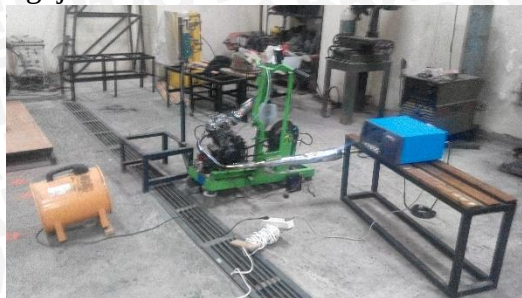
- Soetiari, Tj. 1990. *Bahan Bakar dan Proses-Proses Kimia Pembakaran*. Malang: Jurusan Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Sugiarto, Bambang. 2006. *Motor Pembakaran Dalam*. Jakarta: Universitas Indonesia.
- Suherman, Amay, & Sriyono. 2010. "Pengujian Modifikasi Diameter Venturi terhadap Prestasai Motor." *TORSI*, January 1, 1 ed.: 11-20.
- Untung, Sunarto Halim. 2007. *Diktat Motor Bakar*. Bandung: JPTM FPTK UPI.
- Wardana, I.N.G. 2008. *Bahan Bakar & Teknologi Pembakaran*. Malang: PT. Danar Wijaya-Brawijaya University Press.
- Wikipedia. 2015. *Six-Stroke Engine*. April 13. Diakses April 13, 2015. <http://en.wikipedia.org/wiki/Six-stroke%20engine?oldid=651611899>.





LAMPIRAN

Lampiran 1. Instalasi Pengujian



Lampiran 2. Karburator Pengujian 1 ($\varnothing$ venturi 18mm)



Lampiran 3. Karburator Pengujian 2 ($\varnothing$ venturi 20mm/reamer)

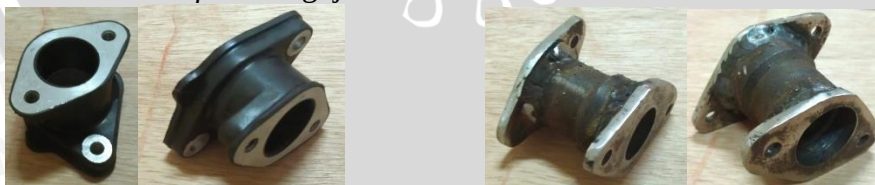


Lampiran 4. Karburator Jet Pengujian



main jet 75 pilot jet 36

Lampiran 5. Intake Manifold Pengujian



(I)

(II)



(III)

Lampiran 6. Spesifikasi Bahan Bakar Pengujian

No.	KARAKTERISTIK	SATUAN	BATASAN		METODE	
			MIN	MAKS	ASTM	Lain
1.	Angka Oktana Riset	RON	91.0	-	D 2699-86	
2.	Stabilitas Oksidasi (Periode Induksi)	Menit	480	-	D 525-99a	
3.	Kandungan Belerang	% m/m	-	0.05 ¹⁾	D 2622/D 1266	
4.	Kandungan Timbal (Pb)	gr/liter	-	0.013 ²⁾	D 3237/D 5069	
5.	Kandungan Fosfor	mg/l	-	-	D 3231 - 99	
6.	Kandungan Logam (Mn, Fe dll)	mg/l	-	-	D 3831-94	
7.	Kandungan Silikon	mg/kg	-	-	iICP-AES (Merujuk Metode in house dengan batasan deteksi = 1 mg/kg)	
8.	Kandungan Oksigen	% m/m	-	2.7 ³⁾	D 4815-94a	
9.	Kandungan Olefin	% v/v	-	⁴⁾	D 1319-99	
10.	Kandungan Aromatik	% v/v	-	50.0	D 1319-99	
11.	Kandungan Benzena	% v/v	-	5.0	D 4420-94	
12.	Distilasi :				D 86-99a	
	10 % vol penguapan	°C	-	70		
	50 % vol penguapan	°C	-	110		
	90 % vol penguapan	°C	-	180		
	Titik didih akhir	°C	-	215		
	Residu	% v/v	-	2.0		
13.	Sedimen	mg/l	-	1	D 5452-97	
14.	Unwashed Gum	mg/100ml	-	70	D 381-99	
15.	Washed Gum	mg/100ml	-	5	D 381-99	
16.	Tekanan Uap	kPa	45	60	D 5191-99 atau D 323	
17.	Berat Jenis (pada suhu 15 °C)	kg/m ³	715	770	D 4052-96 atau D 1298	
18.	Korosi Bilah tembaga	merit	kelas I		D 130-94	
19.	Uji Doctor		negatif			IP 30
20.	Belerang Mercaptan	% massa	-	0.002	D 3227	
21.	Penampitan Visual		Jernih dan terang			
22.	Warna		Biru			
23.	Kandungan Pewarna	g/100l	-	0.13		

Lampiran 7. Sifat-sifat Bahan Bakar yang Diuji

Sifat	Unit	Besaran
Density	Kg/m ³	740
Lower Heating Value	Kkal/kg	10575
Titik Didih Penguapan	°C	205
Research Oktan Number	-	92

Lampiran 8. Aktivitas Pengujian



Lampiran 9. Data Hasil Pengujian Motor Bakar 6 Langkah Venturi 18 mm

GlC1 1 (Throttle 20%, venturi 18mm, pilot jet #36, main jet #75)																											
n (rpm)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Av (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAv (s)	CO ¹ (%)	CO ² (%)	CO Av (%)	O ₂ ¹ (%)	O ₂ ² (%)	O ₂ Av (%)	CO ₂ ¹ (%)	CO ₂ ² (%)	CO ₂ Av (%)	HC ¹ (ppm-rol)	HC ² (ppm-rol)	HC Av (ppm-rol)		
3000	n/a	60	60.0	n/a	38	38.0	49.0	n/a	1	1.0	n/a	4.24	4.24	n/a	9.459	9.459	9.459	n/a	4.03	4.03	n/a	6.18	6.18	n/a	3306	3306	3306
3400	98	45	71.5	48	30	39.0	55.3	n/a	1	1.0	n/a	4.1	4.1	7.27	7.600	7.814	7.700	4.62	4.62	4.62	7.24	5.74	6.49	886	4567	2732	
3800	68	32	50.0	30	21	25.5	37.8	1.4	1.2	1.3	4.88	5.90	5.39	7.575	7.600	7.618	1.99	5.34	3.67	7.36	5.28	6.34	1687	6276	3982		
4200	55	28	41.5	10	17	13.5	27.5	1.9	1.5	1.7	4.31	4.03	4.17	7.790	7.142	7.466	1.29	5.14	3.22	8.67	5.14	6.91	510	5571	3041		
4600	45	25	35.0	10	15	12.5	23.8	2.1	1.4	1.8	4.23	3.68	3.96	7.226	7.352	7.289	0.69	5.28	2.99	9.03	5.28	7.16	583	5104	2844		
5000	28	19	23.5	10	12	11.0	17.3	2.2	2.0	2.1	3.18	4.40	3.79	6.901	8.566	7.734	0.65	3.54	2.10	9.45	3.54	6.50	497	2894	1897		
5400	15	10	12.5	5	3	4.0	8.3	2.4	2.1	2.3	3.37	3.21	3.29	7.039	9.073	8.051	0.71	7.45	4.08	9.17	7.45	8.31	497	1213	855		
5800	3	8	5.5	0	1	0.5	3.0	2.5	2.1	2.3	2.89	3.19	3.04	7.127	9.055	8.091	1.04	7.35	4.20	8.95	7.35	8.15	672	1256	964		
6200	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.5	2.1	2.3	3.05	2.92	2.99	7.023	8.616	7.820	1.43	7.55	4.49	8.81	7.55	8.18	813	1424	1119		

GlC1 2 (Throttle 20%, venturi 18mm, pilot jet #36, main jet #75)																											
n (rpm)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Av (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAv (s)	CO ¹ (%)	CO ² (%)	CO Av (%)	O ₂ ¹ (%)	O ₂ ² (%)	O ₂ Av (%)	CO ₂ ¹ (%)	CO ₂ ² (%)	CO ₂ Av (%)	HC ¹ (ppm-rol)	HC ² (ppm-rol)	HC Av (ppm-rol)		
3000	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	
3400	n/a	55	55.0	20	20.0	20.0	37.5	n/a	0.9	0.9	n/a	4.9	4.88	n/a	9.538	9.538	9.538	n/a	1.64	1.64	n/a	n/a	7.12	7.12	n/a	1514	1514
3800	45	40	42.5	0	18	9.0	25.8	1.6	1.0	1.3	4.50	4.23	4.37	6.251	8.742	7.497	4.56	2.99	3.78	7.45	6.60	7.03	415	2891	1703	2891	
4200	38	35	36.5	12	14	13.0	24.8	1.8	1.6	1.7	4.39	4.14	4.27	6.460	7.257	6.859	3.29	3.78	3.54	7.75	5.38	6.67	440	5289	2865	2865	
4600	25	17	21.0	10	7	8.5	14.8	2.2	2.0	2.1	3.39	3.77	3.58	7.221	8.038	7.650	1.76	1.32	1.54	8.59	8.23	8.41	395	1099	747	747	
5000	17	14	15.5	8	5	6.5	11.0	2.5	1.8	2.2	3.58	3.99	3.79	6.929	7.844	7.462	0.91	1.07	0.98	9.32	8.33	8.83	375	1234	805	805	
5400	8	9	8.5	5.3	2	3.7	6.1	2.7	2.0	2.4	3.71	3.74	3.73	6.757	7.862	7.401	0.92	1.04	0.98	9.21	8.38	8.90	975	760	848	848	
5800	3	6	4.5	0	1	0.5	2.5	2.8	2.2	2.5	3.17	4.13	3.65	7.200	7.838	7.519	1.06	1.24	1.15	9.07	8.74	8.91	612	638	625	625	
6200	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.8	2.4	2.6	3.25	2.68	2.97	6.943	8.109	7.526	1.31	1.91	1.61	9.00	7.86	8.43	651	1257	954	954	

GlC1 3 (Throttle 20%, venturi 18mm, pilot jet #36, main jet #75)																										
n (rpm)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Av (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAv (s)	CO ¹ (%)	CO ² (%)	CO Av (%)	O ₂ ¹ (%)	O ₂ ² (%)	O ₂ Av (%)	CO ₂ ¹ (%)	CO ₂ ² (%)	CO ₂ Av (%)	HC ¹ (ppm-rol)	HC ² (ppm-rol)	HC Av (ppm-rol)				
3000	n/a	46	45.0	n/a	21	21.0	33.0	n/a	0.9	0.9	n/a	2.4	2.40	n/a	8.917	8.917	8.917	2.67	2.67	2.67	n/a	7.15	7.15	n/a	1767	1767
3400	25	21	21.5	12	6	9.0	15.3	1.08	1.1	1.1	4.0	4.7	4.36	7.835	7.792	7.814	2.33	3.92	3.13	7.07	6.52	6.80	1123	3600	2362	
3800	17	9	11.5	8	4	6.0	8.8	1.1	1.6	1.3	4.82	5.09	4.96	7.819	7.490	7.655	2.03	4.69	3.16	7.40	6.78	6.78	1659	4311	2985	
4200	25	11	16.5	16	3	9.5	13.0	1.4	1.8	1.6	4.21	3.51	3.87	7.232	8.400	8.066	2.19	2.85	2.52	8.10	7.53	7.82	2512	1375	1944	
4600	17	10	12.0	7	1	4.0	8.0	2.2	1.9	2.0	3.33	4.18	3.76	7.234	4.973	6.104	0.99	7.69	4.34	8.74	4.25	6.50	1172	1653	1413	
5000	12	9	9.0	6	3	4.5	6.8	2.2	2.1	2.1	3.65	4.90	4.28	7.121	5.454	6.285	1.96	6.22	4.09	9.39	7.39	8.39	343	366	366	
5400	7	4	4.0	3	1	2.0	3.0	2.5	2.3	2.4	3.46	4.27	3.87	6.918	5.282	6.100	0.66	9.51	5.09	9.51	4.61	7.06	403	741	572	
5800	2.5	2	0.8	0	0	0.0	0.4	2.5	2.4	2.5	3.11	2.93	3.02	6.927	8.900	7.914	0.75	2.13	1.44	9.34	7.44	8.39	426	1221	824	
6200	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.5	2.4	2.5	2.88	2.20	2.54	7.060	8.245	7.653	1.10	2.25	1.63	9.22	7.69	8.46	556	1561	1059	

GlC1 4 (Throttle 30%, venturi 18mm, pilot jet #36, main jet #75)																										
n (rpm)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Av (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Av (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAv (s)	CO ¹ (%)	CO ² (%)	CO Av (%)	O ₂ ¹ (%)	O ₂ ² (%)	O ₂ Av (%)	CO ₂ ¹ (%)	CO ₂ ² (%)	CO ₂ Av (%)	HC ¹ (ppm-rol)	HC ² (ppm-rol)	HC Av (ppm-rol)	
3000	n/a	37	37.0	n/a	12	12.0	24.5	n/a	1.1	1.1	n/a	3.91	4.31	n/a	10.377	10.377	10.377	n/a	0.73	0.73	n/a	7.18	7.18	n/a	1165	1165
3400	n/a	22	22.0	n/a	9	9.0	15.5	n/a	1.6	1.6	n/a	4.3	4.32	n/a	8.554	8.554	8.554	n/a	1.70	1.70	n/a	6.52	6.52	n/a	2934	2934
3800	26	14	20.0	10	5	7.5	13.8	1.7	1.8	1.8	4.57	4.10	4.34	7.200	8.226	7.713	1.02	2.00	1.41	8.60	6.13	7.37	876	3652	2264	
4200	17	12	14.5	6	4	5.0	9.8	1.8	1.9	1.9	3.96	3.99	3.98	7.556	8.073	7.815	1.02	23.63	12.33	8.76	6.41	7.52	7.39	941	3194	2065
4600	13	10	11.5	6	2	4.0	7.8	2.0	2.1	2.1	3.65	4.38	4.02	7.344	8.162	7.753	0.69	2.70	1.70	8.97	6.06	7.52	421	4682	2552	
5000	8	8	8.0	2	2	2.0	5.0	2.5	2.4	2.5	3.54	3.93	3.74	5.953	8.681	7.317	2.27	1.13	1.70	8.79	7.76	8.28	290	1147	719	
5400	3.5	6	4.8	0	0	0.0	2.4	2.7	2.5	2.6	3.54	3.30	3.42	6.994	8.632	7.813	0.69	1.27	0.98	9.44	7.70	8.57	321	1306	814	
5800	2	2	2.0	0	0	0.0	1.0	2.7	2.6	2.7	4.45	2.81	3.63	6.786	8.252	7.519	0.74	1.45	1.10	9.32	7.64	8.48	424	1352	888	
6200	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.8	2.6	2.7	4.80	2.74	3.77	7.027	8.025	7.526	0.85	1.77	1.31	9.20	7.44	8.31	515	1649	1082	

Lampiran 10. Data Hasil Pengujian Motor Bakar 6 Langkah *Venturi* 20 mm

[illegible][illegible][illegible]

GlCE 1 (Thurston 30W, vacuum 20mm "reamer", pike jet #25, main jet #25)																						
n (gpm)	F _{max} ¹ (oz)	F _{max} ¹ (oz)	F _{max} ¹ (oz)	F _{max} ¹ (oz)	F (oz)	V _{max} ¹ (mm/s)	V _{max} ¹ (mm/s)	V _{max} ¹ (mm/s)	t ¹	t ²	t ³ (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)	CO ³ (%vol)	O ₂ ¹ (%vol)	O ₂ ² (%vol)	O ₂ ³ (%vol)	CO ₂ Ar (%vol)	HC ¹ (ppm-ml)	HC ² (ppm-ml)	HC ³ (ppm-ml)	
3000	25	25.0	20	12.0	22.5	1.9	1.9	3.8	4	4.00		9.533	9.533	9.533	1.89	1.89	6.47	6.47	2416	2416	2416	
3400	15	29	27.0	7	17	12.0	12.0	1.1	2.2	1.6	3.8	10.010	9.791	9.651	4.32	2.95	5.11	6.34	3159	3159	3159	
3800	10	26	18.0	5	13	10.0	1.1	2.2	1.7	3.87	5.50	4.69	8.023	8.493	8.598	6.63	2.94	4.21	6.33	2691	2621	3411
40100	10	23	16.5	5	4	10.5	1.5	2.1	1.8	4.34	4.00	4.02	8.440	9.122	8.722	3.61	3.17	6.08	6.18	3054	3506	3387
4600	3	20	12.3	3	9	6.0	3.3	2.0	2.3	2.30	4.00	3.15	9.765	8.742	9.252	1.97	1.06	1.32	6.61	3372	2016	2482
5000	3	17	11.0	3	8	5.5	2.2	2.4	2.3	4.18	4.40	4.29	9.972	9.056	9.494	1.71	1.34	1.35	6.68	745	1217	1569
5400	3	13	9.0	3	5	4.0	6.5	2.0	2.7	2.49	3.50	2.90	9.800	8.895	9.398	1.29	1.37	6.73	7.45	1709	1233	1246
5800	4	10	7.0	6	1	1.5	4.5	2.0	3.0	2.5	2.80	2.78	9.583	9.053	9.518	1.80	1.18	4.49	6.90	7.53	1181	1102
6200	1	6	3.5	6	1	0.5	2.0	3.0	2.5	2.76	2.60	2.68	9.377	6.121	7.749	2.10	4.53	3.32	6.90	6.23	1422	1292
6600	1	1	1.0	6	0	0.0	0.5	2.1	3.1	2.6	3.16	2.40	8.716	8.740	8.716	2.21	1.61	1.91	6.86	7.31	1371	1351
7000	0	0	0	0	0	0.0	0	0	2.7	2.98	3.00	2.99	8.912	7.964	8.438	2.37	1.83	2.10	7.69	1690	1451	1561

Lampiran 11. Data Hasil Pengujian Motor Bakar 4 Langkah Venturi 18 mm

GG1.1															
n (rpm)	T _{max} ¹ (kg)	T _{max} ² (kg)	T _{max} Ar (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Ar (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Ar (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAr (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)
1800	35	36	35.5	35	36	35.5	35.5	0.79	0.73	0.76	8.10	8.30	8.20	n/a	n/a
2200	65	70	67.5	25	26	25.5	46.5	1.34	1.34	1.34	7.40	6.70	7.05	4.990	4.990
2600	39	42	40.5	20	20.5	20.5	40.5	1.22	0.98	1.10	6.20	7.10	6.65	4.619	n/a
3000	48	51	50.0	17	16	16.5	33.3	0.79	0.94	0.86	3.40	6.10	5.75	3.937	3.937
3400	34	45	39.5	11	14	12.5	26.0	0.98	0.90	0.94	4.80	6.40	6.05	4.894	n/a
3800	37	37	34.5	8	9	8.5	21.5	0.75	0.81	0.78	4.80	3.40	4.10	3.724	n/a
4200	24	30	27.0	6	7	6.5	16.8	1.15	1.05	1.10	3.72	4.21	4.97	3.944	n/a
4600	14	13	13.5	4	3	3.5	8.5	0.55	0.53	0.54	4.35	4.31	4.42	3.114	n/a
5000	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	0.60	1.54	1.07	4.52	4.91	4.72	2.794	n/a
5400	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	0.60	1.54	1.07	4.52	4.91	4.72	2.794	n/a
GG1.2															
n (rpm)	T _{max} ¹ (kg)	T _{max} ² (kg)	T _{max} Ar (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Ar (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Ar (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAr (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)
1800	26	27	26.5	26	27	26.5	26.5	1.08	1.04	1.06	6.50	6.43	6.47	9.650	n/a
2200	37	38	37.5	14	15	14.5	26.0	1.37	1.44	1.40	6.52	7.56	6.94	9.201	n/a
2600	31	32	31.5	14	13	13.5	22.5	1.15	1.15	1.15	5.90	6.03	5.97	7.936	n/a
3000	27	26	26.5	12	12	12.0	19.3	1.15	1.15	1.15	5.80	5.61	5.71	9.205	n/a
3400	23	24	23.5	12	11	11.5	17.5	1.48	1.44	1.46	5.24	4.91	5.08	5.741	n/a
3800	21	22	21.5	7	6	6.5	14.0	1.55	1.58	1.57	4.40	5.22	4.81	5.215	n/a
4200	15	17	16.0	5	5	5.0	10.5	1.73	1.76	1.75	4.30	4.59	4.30	4.289	n/a
4600	9	10	9.5	1	2	1.5	5.5	3.02	2.99	3.01	3.90	4.31	4.11	4.959	n/a
5000	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.56	2.59	2.57	4.03	3.61	3.82	3.018	n/a
5400	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	2.56	2.59	2.57	4.03	3.61	3.82	3.018	n/a
GG1.3															
n (rpm)	T _{max} ¹ (kg)	T _{max} ² (kg)	T _{max} Ar (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Ar (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Ar (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAr (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)
1800	17	17	17.0	17	17	17.0	17.0	0.80	0.78	0.79	6.58	7.17	7.18	7.978	n/a
2200	27	29	28.0	11	11	11.0	19.5	1.16	1.18	1.17	7.12	7.25	7.14	5.078	n/a
2600	23	24	23.5	9	11	10.0	16.8	1.16	1.18	1.17	7.12	7.15	7.14	5.078	n/a
3000	16	17	16.5	7	7	7.0	11.8	0.88	0.71	0.69	5.86	5.62	5.74	6.167	n/a
3400	15	14	14.5	7	7	7.0	10.8	0.83	0.99	0.91	4.96	5.74	5.35	4.417	n/a
3800	14	14	14.0	7	6	6.5	10.3	0.83	0.99	0.91	6.40	5.10	5.75	6.673	n/a
4200	10	11	10.5	5	5	5.0	7.8	0.68	0.64	0.66	5.08	6.16	5.62	4.970	n/a
4600	6	7	6.5	3	3	3.0	4.8	1.02	1.01	1.01	5.23	5.39	5.31	4.888	n/a
5000	3	3	3.0	0	1	0.5	1.8	1.16	1.07	1.12	4.48	5.64	5.06	3.641	n/a
5400	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	1.42	1.44	1.43	4.72	5.58	5.15	1.784	n/a
GG1.4															
n (rpm)	T _{max} ¹ (kg)	T _{max} ² (kg)	T _{max} Ar (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Ar (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Ar (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAr (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)
1800	17	20	18.5	7	8	7.5	8.0	0.90	0.94	0.92	6.26	7.00	6.63	6.638	n/a
2200	15	16	15.5	7	8	7.5	11.5	0.79	0.94	0.86	6.59	6.07	6.33	5.743	n/a
2600	13	14	13.5	6	7	6.5	10.5	0.90	0.90	0.90	6.86	6.15	6.51	5.810	n/a
3000	12	13	12.5	5	6	5.5	9.0	0.68	0.65	0.67	6.18	7.55	6.87	5.229	n/a
3400	11	13	12.0	4	6	5.0	8.5	0.61	0.76	0.68	5.30	4.83	5.17	7.264	n/a
3800	11	13	12.0	4	6	5.0	8.5	0.61	0.76	0.68	5.30	4.83	5.17	7.264	n/a
4200	7	8	7.5	2	3	2.5	5.0	1.26	1.37	1.31	5.47	5.38	5.43	7.136	n/a
4600	4	5	4.5	1	2	1.5	3.0	0.76	0.68	0.72	5.13	5.29	5.21	6.600	n/a
5000	1	1	1.0	0	0	0.0	0.5	1.22	1.26	1.24	5.07	5.89	5.08	3.562	n/a
5400	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	1.22	1.08	1.15	4.89	4.96	4.95	4.195	n/a
GG1.5															
n (rpm)	T _{max} ¹ (kg)	T _{max} ² (kg)	T _{max} Ar (kg)	F _{max} ¹ (kg)	F _{max} ² (kg)	F _{max} Ar (kg)	F (kg)	V _{max} ¹ (km/h)	V _{max} ² (km/h)	V _{max} Ar (km/h)	t ¹ (s)	t ² (s)	tAr (s)	CO ¹ (%vol)	CO ² (%vol)
1800	17	20	18.5	7	8	7.5	8.0	0.90	0.94	0.92	6.26	7.00	6.63	6.638	n/a
2200	15	16	15.5	7	8	7.5	11.5	0.79	0.94	0.86	6.59	6.07	6.33	5.743	n/a
2600	13	14	13.5	6	7	6.5	10.5	0.90	0.90	0.90	6.86	6.15	6.51	5.810	n/a
3000	12	13	12.5	5	6	5.5	9.0	0.68	0.65	0.67	6.18	7.55	6.87	5.229	n/a
3400	11	13	12.0	4	6	5.0	8.5	0.61	0.76	0.68	5.30	4.83	5.17	7.264	n/a
3800	11	13	12.0	4	6	5.0	8.5	0.61	0.76	0.68	5.30	4.83	5.17	7.264	n/a
4200	7	8	7.5	2	3	2.5	5.0	1.26	1.37	1.31	5.47	5.38	5.43	7.136	n/a
4600	4	5	4.5	1	2	1.5	3.0	0.76	0.68	0.72	5.13	5.29	5.21	6.600	n/a
5000	1	1	1.0	0	0	0.0	0.5	1.22	1.26	1.24	5.07	5.89	5.08	3.562	n/a
5400	0	0	0.0	0	0	0.0	0.0	1.22	1.08	1.15	4.89	4.96	4.95	4.195	n/a

Lampiran 12. Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 6 Langkah Venturi 18 mm

6 Langkah, Throttle 30%, Venturi 18mm (pilot jet #36; main jet #75)												
GIGI 1												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η_b (%)	AFR ($\frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	14	0.4898	2.1	0.63	0.306370	19.5	6.53	9.459	4.03	6.18	80.331	3506
3400	15	0.5462	2.6	0.64	0.248269	24.1	6.38	7.8135	4.03	6.49	81.6665	2732
3800	11	0.3883	2.1	0.49	0.240010	24.9	10.79	7.6175	3.67	6.34	82.3825	3982
4200	8	0.2958	1.7	0.64	0.368450	16.2	10.92	7.466	3.22	6.91	82.414	3041
4600	7	0.2620	1.7	0.67	0.400518	14.9	10.66	7.288	2.99	7.16	82.571	2844
5000	6	0.2033	1.4	0.70	0.495453	12.1	12.26	7.7335	2.10	6.50	83.6765	1697
5400	3	0.1221	0.9	0.81	0.880005	6.8	11.40	8.051	4.08	8.31	79.559	855
5800	2	0.0747	0.6	0.88	1.448909	4.1	10.77	8.091	4.20	8.15	79.564	964
6200	0	0.0000	0.0	0.89	n/a	n/a	10.57	7.8195	4.49	8.18	79.5105	1119

GIGI 2												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η_b (%)	AFR ($\frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	100	n/a
3400	11	0.5732	2.7	0.55	0.200682	29.8	6.76	9.538	1.64	7.12	81.702	1514
3800	8	0.4158	2.2	0.61	0.276757	21.6	8.74	7.4965	3.78	7.03	81.7035	1703
4200	8	0.4024	2.4	0.62	0.264804	22.6	11.17	6.8585	3.54	6.67	82.9415	2855
4600	5	0.2684	1.7	0.74	0.431844	13.8	11.58	7.6295	1.54	8.41	82.4205	747
5000	4	0.2182	1.5	0.70	0.462337	12.9	12.53	7.5455	0.91	8.83	82.7195	805
5400	3	0.1522	1.1	0.72	0.623651	9.6	13.48	7.3005	0.98	8.90	82.8245	858
5800	2	0.1043	0.8	0.73	0.864865	6.9	14.06	7.519	1.15	8.91	82.426	625
6200	0	0.0000	0.0	0.90	n/a	n/a	11.87	7.526	1.61	8.43	82.434	954

GIGI 3												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η_b (%)	AFR ($\frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	10	0.6528	2.7	1.11	0.406103	14.7	3.33	8.917	2.67	7.15	81.263	1767
3400	5	0.3501	1.7	0.61	0.367778	16.2	7.32	7.8135	3.13	6.80	82.2665	2362
3800	4	0.2393	1.3	0.54	0.423697	14.1	10.23	7.6545	3.36	6.78	82.2105	2985
4200	5	0.3117	1.8	0.69	0.377195	15.8	9.64	8.036	2.52	7.82	81.629	1944
4600	3	0.2265	1.5	0.71	0.487949	12.2	11.74	6.1035	4.34	6.50	83.0615	1413
5000	3	0.2052	1.4	0.62	0.435280	13.7	14.03	6.2875	4.09	8.39	81.2325	366
5400	2	0.1412	1.1	0.69	0.647690	9.2	14.35	6.1	5.09	7.06	81.755	572
5800	1	0.0964	0.8	0.88	1.129985	5.3	11.44	7.9135	1.44	8.39	82.2565	824
6200	0	0.0000	0.0	1.05	n/a	n/a	9.62	7.6525	1.68	8.46	82.2175	1059

GIGI 4												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η_b (%)	AFR ($\frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	7	0.5078	2.1	0.68	0.320419	18.7	6.62	10.377	0.73	7.18	81.713	1163
3400	5	0.3544	1.7	0.62	0.366718	16.3	10.65	8.554	1.70	6.52	83.226	2934
3800	5	0.3245	1.7	0.61	0.357050	16.7	11.69	7.713	1.41	7.37	83.512	2364
4200	4	0.2563	1.5	0.67	0.446062	13.4	11.33	7.8145	12.33	7.59	72.2755	2063
4600	3	0.2222	1.4	0.66	0.465107	12.8	12.68	7.753	1.70	7.52	83.037	2552
5000	3	0.1753	1.2	0.71	0.583024	10.3	14.09	7.317	1.70	8.28	82.708	719
5400	2	0.1305	1.0	0.78	0.791727	7.5	13.70	7.813	0.98	8.57	82.637	814
5800	2	0.1071	0.9	0.73	0.846538	7.1	14.82	7.519	1.10	8.48	82.906	888
6200	0	0.0000	0.0	0.71	n/a	n/a	15.68	7.526	1.31	8.32	82.844	1082

Lampiran 13. Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 6 Langkah Venturi 20 mm

6 Langkah, Throttle 30%, Venturi 20mm *reamer (pilot jet #36; main jet #75)												
GIGI 1												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e (%)	AFR ($\frac{kg}{kg}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-rol)
3000	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	3.51	12.39	84.105	715
3400	11	0.3815	1.8	0.69	0.382207	13.6	10.38	6.903	3.48	12.53	77.092	4254
3800	9	0.3228	1.7	0.72	0.420482	14.2	11.11	6.592	4.02	12.62	76.773	4053
4200	9	0.3341	2.0	0.74	0.377805	15.8	11.64	6.189	4.25	12.50	77.061	5074
4600	9	0.3161	2.0	0.82	0.403917	14.8	11.26	7.2445	1.93	9.91	80.9255	1729
5000	8	0.2823	2.0	0.87	0.443442	13.5	11.04	7.048	1.56	7.53	83.872	1483
5400	6	0.2213	1.7	0.92	0.550660	10.9	12.28	7.428	1.02	7.04	84.522	907
5800	5	0.1762	1.4	0.92	0.643939	9.3	12.51	7.9975	1.09	6.39	84.5275	929
6200	3	0.1221	1.1	0.97	0.916961	6.5	12.07	8.117	1.22	6.06	84.608	1005
6600	3	0.0995	0.9	0.99	1.076192	5.6	12.27	7.7775	1.79	6.67	83.7675	974
7000	0	0.0000	0.0	0.99	n/a	n/a	12.27	8.064	1.76	7.04	83.141	1521

GIGI 2												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e (%)	AFR ($\frac{kg}{kg}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-rol)
3000	13	0.6771	2.8	0.69	0.244389	24.5	8.00	12.0855	3.51	12.39	72.0195	6704
3400	10	0.5263	2.5	0.66	0.263682	22.7	10.90	11.9795	3.48	12.53	72.0155	7158
3800	9	0.4593	2.4	0.67	0.275098	21.7	11.94	11.946	4.02	12.62	71.419	7285
4200	8	0.4057	2.4	0.62	0.260481	22.9	13.81	11.888	4.25	12.50	71.362	6629
4600	7	0.3756	2.4	0.68	0.282187	21.2	13.57	11.934	1.93	9.91	76.236	6708
5000	6	0.3454	2.4	0.70	0.290049	20.6	13.79	11.734	1.56	7.53	79.186	3918
5400	5	0.2885	2.2	0.75	0.343678	17.4	15.10	10.645	1.02	7.04	81.305	2438
5800	5	0.2517	2.0	0.84	0.410597	14.6	13.74	9.5665	1.09	6.39	82.9585	2010
6200	4	0.2048	1.8	0.92	0.519380	11.5	12.71	9.079	1.22	6.06	83.646	1319
6600	2	0.0808	0.7	0.86	1.160199	5.2	14.02	9.11	1.79	6.67	82.435	1493
7000	0	0.0000	0.0	1.02	n/a	n/a	11.88	9.1725	1.76	7.04	82.0325	1426

GIGI 3												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e (%)	AFR ($\frac{kg}{kg}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-rol)
3000	9	0.6102	2.6	0.62	0.242499	24.6	10.60	10.761	1.60	5.65	81.988	2354
3400	8	0.5547	2.6	0.68	0.260132	23.0	8.69	5.989	2.52	5.53	85.971	2805
3800	6	0.4226	2.2	0.83	0.370297	16.1	9.89	9.553	3.89	5.45	81.112	3774
4200	5	0.3629	2.1	0.76	0.358321	16.7	9.69	8.293	2.94	4.81	83.9595	3186
4600	5	0.3288	2.1	0.73	0.345293	17.3	12.10	9.4175	2.16	5.95	82.4775	2764
5000	5	0.3075	2.1	0.74	0.346810	17.2	13.23	9.3215	1.20	6.72	82.7585	1347
5400	3	0.2350	1.8	0.81	0.455810	13.1	13.47	9.948	1.12	7.04	81.892	1062
5800	3	0.1838	1.5	0.93	0.621586	9.6	12.20	9.226	1.38	7.13	82.269	1063
6200	2	0.1369	1.2	0.90	0.758243	7.9	12.56	9.5215	1.54	7.18	81.7585	1287
6600	1	0.0986	0.9	0.96	1.059227	5.6	11.73	9.4575	1.66	7.17	81.7175	1284
7000	0	0.0000	0.0	1.09	n/a	n/a	11.53	7.2015	1.73	5.66	85.4135	863

GIGI 4												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e (%)	AFR ($\frac{kg}{kg}$)	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-rol)
3000	7	0.4737	2.0	0.67	0.335758	17.8	11.71	9.853	1.89	6.47	81.787	2416
3400	6	0.3799	1.8	0.69	0.384782	15.5	9.17	9.6505	3.74	5.73	80.8395	3730
3800	5	0.3203	1.7	0.57	0.334774	17.9	11.91	8.358	4.79	5.27	81.587	5411
4200	4	0.2691	1.6	0.66	0.420105	14.2	11.15	9.1215	3.17	6.18	81.5385	3287
4600	4	0.2478	1.6	0.85	0.531626	11.2	11.16	9.252	1.52	6.56	82.678	2691
5000	3	0.2307	1.6	0.62	0.385670	15.5	15.20	9.494	1.53	7.07	81.916	1509
5400	3	0.2009	1.5	0.92	0.607789	9.8	10.48	9.3975	1.37	7.10	82.1325	1246
5800	2	0.1625	1.3	0.96	0.729721	8.2	10.69	9.318	1.49	7.22	81.977	1102
6200	2	0.1241	1.1	0.99	0.925300	6.5	10.32	7.749	3.32	6.25	82.686	1292
6600	1	0.0986	0.9	0.96	1.055417	5.7	11.13	8.7155	1.91	7.09	82.2895	1564
7000	0	0.0000	0.0	0.89	n/a	n/a	12.20	8.438	2.10	7.20	82.267	1561

Lampiran 14. Data Perhitungan Pengujian Motor Bakar 4 Langkah Venturi 18 mm

4 Langkah, Throttle 30%, Venturi 18mm (pilot jet #36; main jet #75)												
GIGI 1												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tr (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _a (kg/hp-h)	η _b (%)	AFR (^{kg air} / _{kg gas})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
1800	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2200	10	0.4351	1.3	0.32	0.243168	24.6	12.76	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2600	13	0.5525	2.0	0.38	0.188480	31.7	19.46	4.99	10.60	3.49	80.92	489.00
3000	11	0.4885	2.0	0.40	0.195872	30.5	15.01	4.62	11.60	3.05	80.73	484.00
3400	10	0.4111	2.0	0.46	0.237489	25.2	10.21	3.94	10.71	4.06	81.29	496.00
3800	8	0.3338	1.8	0.44	0.248762	24.0	11.67	4.89	10.24	3.74	81.13	692.00
4200	7	0.2857	1.7	0.65	0.387924	15.4	6.56	3.22	12.18	3.55	81.05	1101.00
4600	6	0.2351	1.5	0.54	0.355548	16.8	11.21	3.94	10.56	4.05	81.45	609.00
5000	3	0.1470	1.0	0.60	0.587420	10.2	4.94	3.11	12.36	3.50	81.03	1193.00
5400	0	0.0000	0.0	0.57	n/a	n/a	10.33	2.79	15.28	1.83	80.10	1227.00
GIGI 2												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tr (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _a (kg/hp-h)	η _b (%)	AFR (^{kg air} / _{kg gas})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
1800	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2200	8	0.3913	1.8	0.41	0.226973	26.3	10.58	1.08	0.60	9.65	88.67	0.00
2600	8	0.5820	2.1	0.38	0.181769	32.9	15.01	1.37	0.76	9.20	88.67	0.00
3000	7	0.5168	2.2	0.45	0.206374	29.0	10.58	1.15	0.64	7.94	90.27	0.00
3400	6	0.4564	2.2	0.47	0.215619	27.7	10.12	1.15	0.64	9.21	89.00	0.00
3800	6	0.4238	2.2	0.52	0.233532	25.6	11.40	1.48	0.82	5.74	91.96	0.00
4200	5	0.3587	2.1	0.55	0.263401	22.7	11.60	1.55	0.86	5.22	92.38	0.00
4600	4	0.2936	1.9	0.62	0.329072	18.2	11.55	1.73	0.96	4.29	93.02	0.00
5000	3	0.2006	1.4	0.65	0.463679	12.9	19.01	3.02	1.68	4.96	90.34	0.00
5400	0	0.0000	0.0	0.70	n/a	n/a	15.15	2.56	1.42	3.02	93.01	0.00
GIGI 3												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tr (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _a (kg/hp-h)	η _b (%)	AFR (^{kg air} / _{kg gas})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
1800	6	0.5623	1.4	0.37	0.262848	22.7	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2200	6	0.6254	1.9	0.38	0.200341	29.8	11.22	7.98	8.27	3.14	80.61	736.00
2600	6	0.5560	2.0	0.37	0.185068	32.3	17.15	5.08	11.52	2.00	81.40	509.00
3000	4	0.4298	1.8	0.46	0.257909	23.2	8.18	6.17	8.64	3.44	81.75	568.00
3400	4	0.4045	1.9	0.50	0.259387	23.0	10.00	4.42	10.63	2.67	82.28	632.00
3800	4	0.3919	2.1	0.46	0.222890	26.8	10.75	6.67	7.56	3.94	81.83	774.00
4200	3	0.3288	1.9	0.47	0.245914	24.3	7.60	4.97	9.18	3.80	82.05	881.00
4600	3	0.2531	1.6	0.50	0.308717	19.4	11.06	4.89	7.84	4.68	82.59	1551.00
5000	2	0.1774	1.2	0.53	0.425244	14.1	11.62	3.64	12.78	2.65	80.93	3001.00
5400	0	0.0000	0.0	0.52	n/a	n/a	15.13	1.78	17.13	1.42	79.67	1293.00
GIGI 4												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tr (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _a (kg/hp-h)	η _b (%)	AFR (^{kg air} / _{kg gas})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO _x (%vol)	HC (ppm-vol)
1800	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2200	5	0.3160	1.0	0.40	0.414123	14.4	12.50	6.64	8.92	3.94	80.50	617.00
2600	4	0.2862	1.0	0.42	0.405295	14.7	11.23	3.74	12.27	2.57	81.42	467.00
3000	4	0.2691	1.1	0.41	0.363467	16.4	12.03	5.81	10.03	3.27	80.89	520.00
3400	4	0.2435	1.2	0.39	0.335809	17.8	9.39	5.23	10.44	4.03	80.25	532.00
3800	3	0.2350	1.2	0.52	0.413845	14.4	7.26	7.26	6.70	4.71	81.33	641.00
4200	3	0.1753	1.0	0.49	0.477857	12.5	14.64	7.14	7.09	4.60	81.17	774.00
4600	2	0.1412	0.9	0.51	0.564046	10.6	7.71	6.60	7.03	5.16	81.21	747.00
5000	1	0.0986	0.7	0.52	0.762393	7.8	12.96	3.56	12.87	2.91	80.66	2461.00
5400	0	0.0000	0.0	0.54	n/a	n/a	11.65	4.19	11.08	3.39	81.14	2731.00

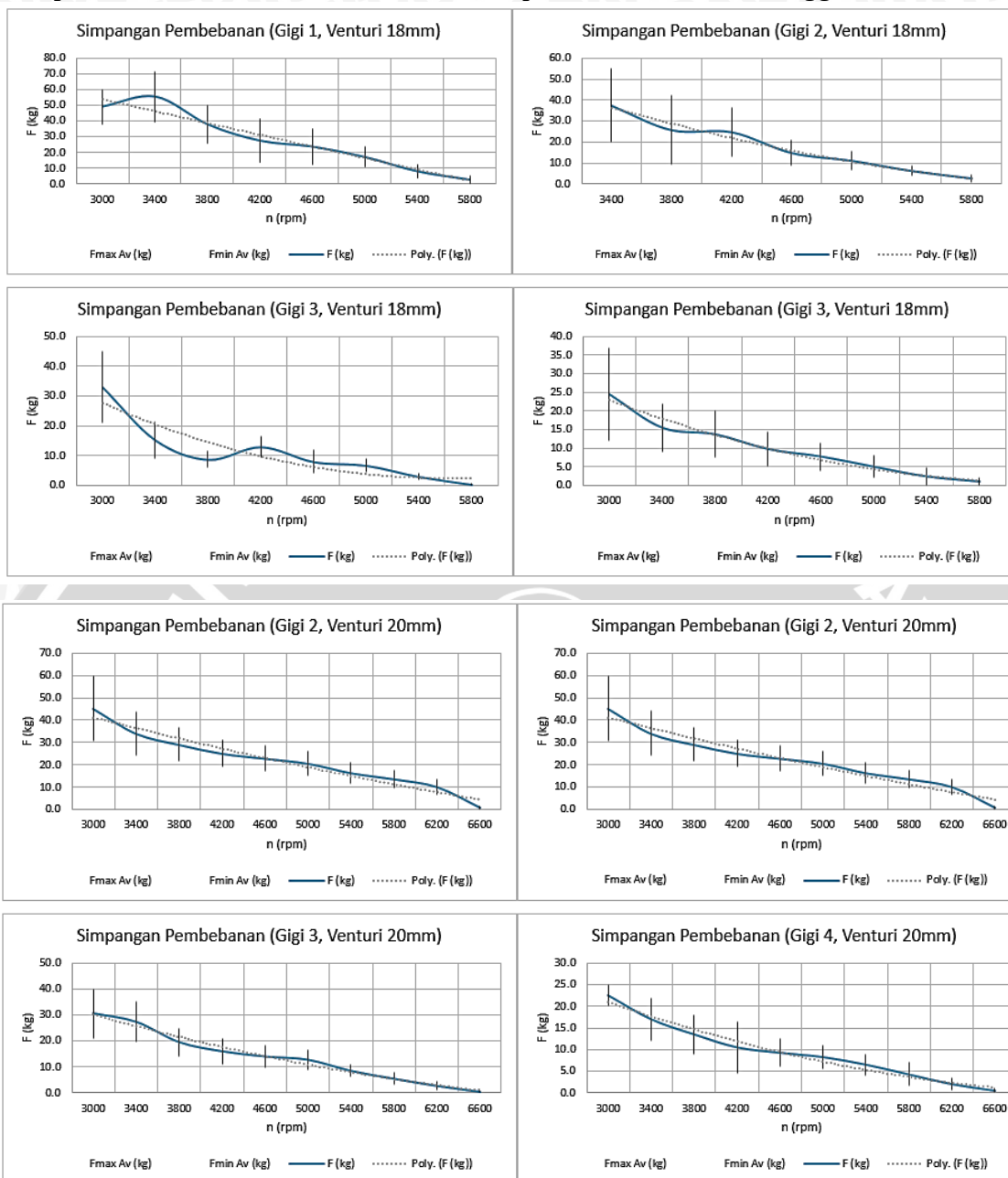
Lampiran 15. Data Perhitungan Rata-rata Pengujian Motor Bakar 4 Langkah dan 6 Langkah Venturi 18 dan 20 mm

6 Langkah - Venturi 18mm												
AVERAGE												
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e %	AFR (^{kg_{air}/_{kg_{fuel}})}	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO ₂ (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	10.20	0.55	2.30	0.81	0.344	17.63	5.49	9.5843	2.48	6.84	81.10	2145
3400	9.04	0.46	2.16	0.60	0.296	21.60	7.78	8.4298	2.62	6.73	82.22	2385
3800	6.70	0.34	1.81	0.56	0.324	19.33	10.36	7.6204	3.05	6.88	82.45	2758
4200	6.01	0.32	1.86	0.66	0.364	17.01	10.76	7.5438	5.40	7.24	79.82	2478
4600	4.71	0.24	1.57	0.70	0.446	13.46	11.66	7.1938	2.64	7.39	82.77	1889
5000	3.82	0.20	1.40	0.69	0.494	12.24	13.23	7.2209	2.20	8.00	82.58	896
5400	2.55	0.14	1.03	0.75	0.736	8.29	13.23	7.3161	2.78	8.21	81.69	777
5800	1.75	0.10	0.77	0.81	1.073	5.85	12.77	7.7606	1.97	8.48	81.79	825
6200	0.00	0.00	0.00	0.89	n/a	n/a	11.94	7.6310	2.27	8.35	81.75	1053

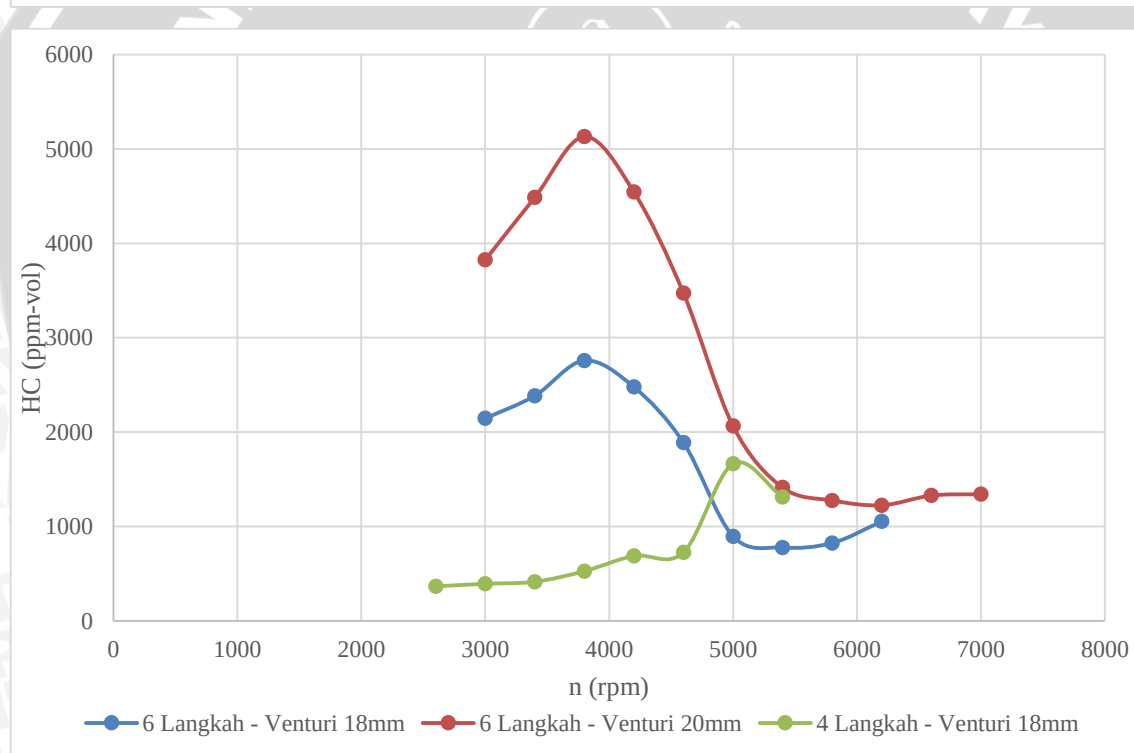
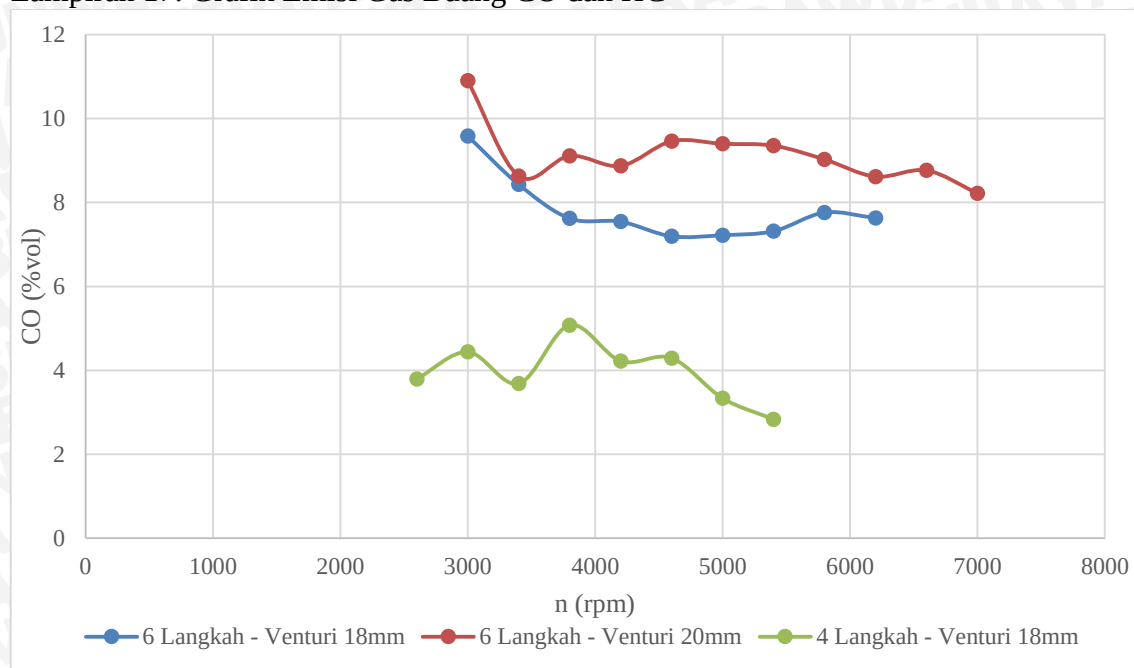
	6 Langkah - Venturi 20mm											
	AVERAGE											
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e %	AFR (^{kg air} / _{kg fuel})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO ₂ (%vol)	HC (ppm-vol)
3000	9.51	0.59	2.46	0.66	0.274	22.30	10.10	10.8998	2.33	8.17	78.60	3825
3400	8.52	0.46	2.19	0.68	0.323	19.20	9.78	8.6305	3.30	9.08	78.99	4487
3800	7.10	0.38	2.02	0.70	0.350	17.48	11.21	9.1123	4.18	8.99	77.72	5131
4200	6.52	0.34	2.01	0.70	0.354	17.42	11.60	8.8729	3.65	9.00	78.48	4544
4600	6.05	0.32	2.04	0.77	0.391	16.13	12.02	9.4620	1.88	8.08	80.58	3473
5000	5.54	0.29	2.03	0.73	0.366	16.70	13.32	9.3994	1.46	7.21	81.93	2064
5400	4.48	0.24	1.78	0.85	0.489	12.80	12.83	9.3546	1.13	7.05	82.46	1413
5800	3.66	0.19	1.57	0.91	0.601	10.41	12.28	9.0270	1.26	6.78	82.93	1276
6200	2.76	0.15	1.27	0.95	0.780	8.09	11.91	8.6166	1.82	6.39	83.17	1225
6600	1.79	0.09	0.87	0.94	1.088	5.50	12.29	8.7651	1.78	6.90	82.55	1328
7000	0.00	0.00	0.00	1.00	n/a	n/a	11.97	8.2190	1.84	6.73	83.21	1343

	4 Langkah - Venturi 18mm											
	AVERAGE											
n (rpm)	Td (kg-m)	Tc (kg-m)	P (hp)	FC (kg/h)	SFC _e (kg/hp-h)	η _e %	AFR (^{kg air} / _{kg fuel})	CO (%vol)	O ₂ (%vol)	CO ₂ (%vol)	NO ₂ (%vol)	HC (ppm-vol)
1800	5.57	0.56	1.41	0.37	0.26	22.74	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a	n/a
2200	7.24	0.49	1.51	0.38	0.27	23.79	11.76	5.23	5.93	5.58	87.45	451.00
2600	7.62	0.49	1.79	0.39	0.24	27.91	15.71	3.79	8.79	4.32	83.10	366.25
3000	6.65	0.43	1.78	0.43	0.26	24.77	11.45	4.44	7.73	4.42	83.41	393.00
3400	5.84	0.38	1.80	0.45	0.26	23.43	9.93	3.68	8.11	5.00	83.21	415.00
3800	5.21	0.35	1.84	0.49	0.28	22.72	10.27	5.08	6.33	4.53	84.06	526.75
4200	4.34	0.29	1.68	0.54	0.34	18.73	10.10	4.22	7.33	4.29	84.16	689.00
4600	3.51	0.23	1.48	0.54	0.39	16.23	10.38	4.29	6.60	4.54	84.57	726.75
5000	2.34	0.16	1.09	0.58	0.56	11.24	12.13	3.34	9.92	3.50	83.24	1663.75
5400	0.00	0.00	0.00	0.58	n/a	n/a	13.06	2.83	11.23	2.46	83.48	1312.75

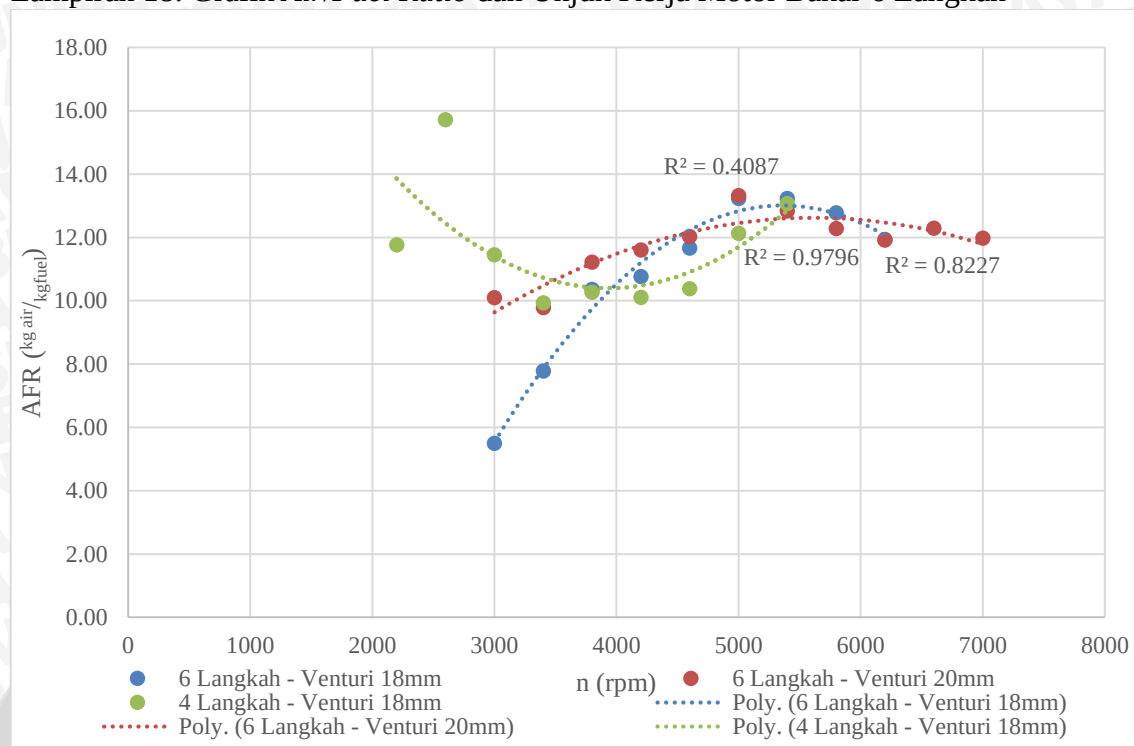
Lampiran 16. Grafik Fluktuasi Pembebanan pada Putaran Motor Tinggi



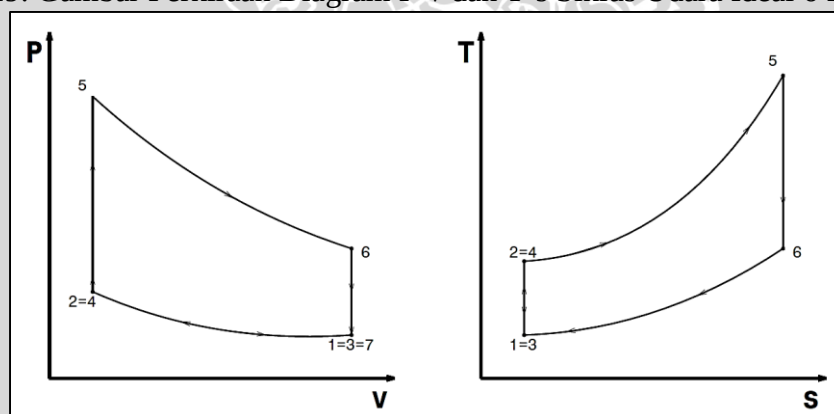
Lampiran 17. Grafik Emisi Gas Buang CO dan HC



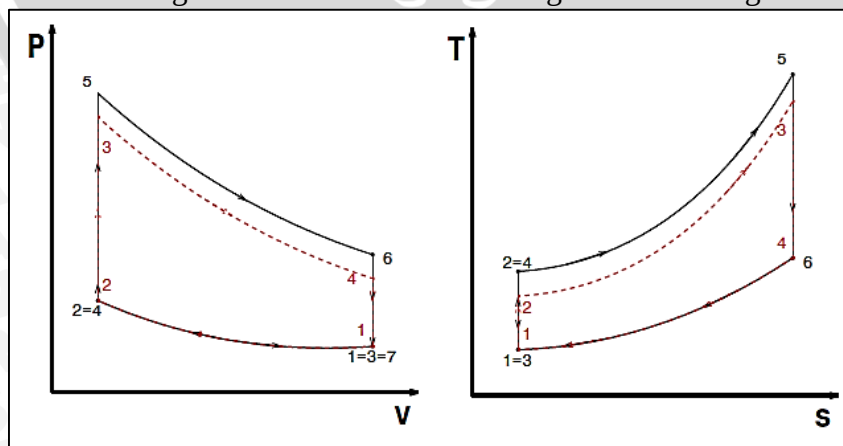
Lampiran 18. Grafik Air/Fuel Ratio dan Unjuk Kerja Motor Bakar 6 Langkah



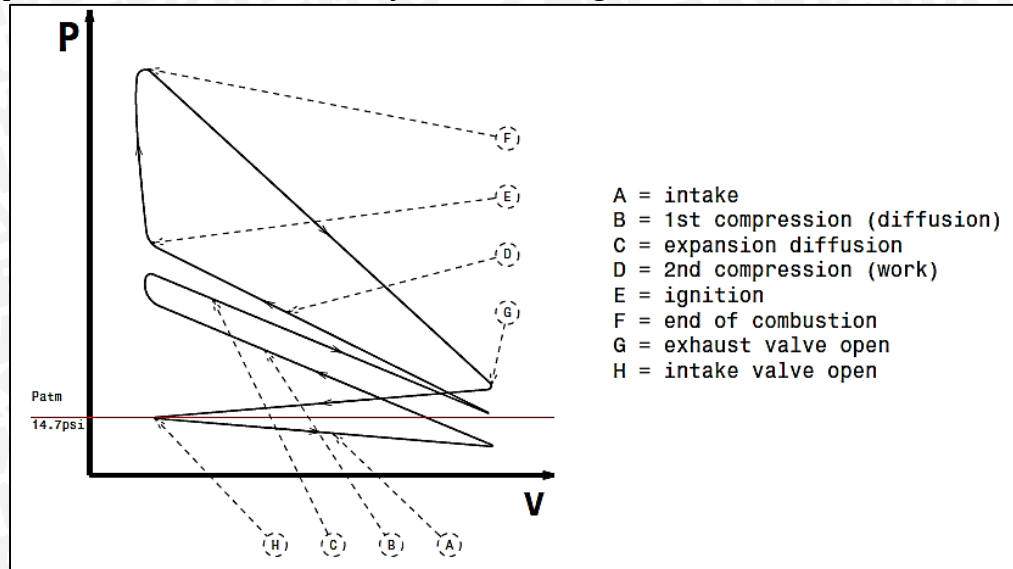
Lampiran 19. Gambar Perkiraan Diagram P-v dan T-s Siklus Udara Ideal 6 Langkah



Lampiran 20. Perbandingan Siklus Udara Ideal 6 Langkah dan 4 Langkah



Lampiran 21. Perkiraan Siklus Kerja Aktual 6 Langkah



Lampiran 22. Pendekatan Siklus Kerja dan Efisiensi Motor Bakar 6 Langkah

Pada motor bakar 6 langkah berbasis penambahan durasi difusi massa dan termal, diagram $P-v$ dan $T-s$ pada siklus udara ideal diperkirakan seperti Lampiran 19. Karena terjadi dua langkah kompresi (1-2 dan 3-4) juga penambahan satu langkah ekspansi difusi (2'-3). Sehingga memungkinkan untuk terjadinya penambahan durasi difusi massa campuran udara-bahan bakar (1-3) dan difusi termal antara dinding silinder ke campuran udara-bahan bakar (4-5) sebagai penambah kalor masuk pada proses pembakaran. Karena penambahan langkah tersebut, secara teroris diperoleh peningkatan luasan kerja bersih (W_{net}) pada diagram $P-v$ juga $T-s$ (Lampiran 20, diagram siklus 6 langkah berwarna hitam dan 4 langkah berwarna merah). Atau terdapat langkah penambahan kalor ideal (Lampiran 21, kurva B-C) sebagai kompensasi difusi termal dari komponen silinder ke campuran udara-bahan bakar. Sehingga diperkirakan temperatur mula pembakaran pada motor bakar 6 langkah akan lebih baik daripada motor bakar 4 langkah sehingga tekanan ekspansi juga meningkat.

Kompresi rasio (r) dari sebuah mesin ialah rasio dari volume maksimum terhadap volume minimum yang diperoleh di dalam silinder.

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{BDC}}{V_{TDC}} \quad [1]$$

Sementara tekanan efektif rata-rata (MEP) merupakan sebuah tekanan khayalan dimana, jika dia beroperasi dengan piston selama keseluruhan langkah kerja akan menghasilkan jumlah yang sama dengan kerja bersih yang dihasilkan selama siklus aktual.

$$W_{net} = MEP \cdot (V_{max} - V_{min}) \quad [2]$$

$$MEP = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_{BDC} - V_{TDC}} \quad [3]$$

Karena nilai kerja bersih (W_{net}) meningkat (Lampiran 20), akan diperoleh tekanan efektif rata-rata (MEP) yang lebih tinggi. Sehingga diharapkan motor bakar 6 langkah memiliki tekanan maksimum, torsi dan daya yang lebih tinggi dari motor bakar 4 langkah dengan kompresi rasio sama.

Efisiensi termal dari siklus Otto diketahui :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{net}}{Q_{in}} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad [4]$$

Pada Lampiran 20, diperoleh persamaan-persamaan :

1. Motor bakar 6 langkah

- Kalor Masuk (*Heat Addition*) :

Untuk mencari Q_{in} , menerapkan hukum pertama sistem tertutup ke proses 4-5, ($V = \text{konstan}$)

$$Q_{net,45} - W_{net,45} = \Delta U_{45} \quad [5]$$

$$W_{net,45} = W_{other,45} + W_{b,45} = 0 + \int_5^4 P dV = 0 \quad [6]$$

Sehingga, untuk kalor spesifik konstan,

$$Q_{net,45} = \Delta U_{45}$$

$$Q_{net,45} = Q_{in} = mC_v(T_5 - T_4) \quad [7]$$

- Kalor Keluar (*Heat Rejection*) :

Untuk mencari Q_{out} , menerapkan hukum pertama sistem tertutup ke proses 6-1, ($V = \text{konstan}$), dilakukan formulasi [5], sehingga :

$$Q_{out} = -mC_v(T_1 - T_6) = mC_v(T_6 - T_1) \quad [8]$$

- Efisiensi termal menurut substitusi persamaan [7] dan [8] ke persamaan [4] menjadi:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{mC_v(T_6 - T_1)}{mC_v(T_5 - T_4)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(T_6 - T_1)}{(T_5 - T_4)} \quad [9]$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1(T_6/T_1 - 1)}{T_4(T_5/T_4 - 1)} \quad [10]$$

Mengingat proses 1-2, 2-3, 3-4 dan 5-6 adalah isentropic, maka :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}; \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_5}{V_4}\right)^{k-1} \text{ dan } \frac{T_5}{T_6} = \left(\frac{V_6}{V_5}\right)^{k-1} \quad [11]$$

Karena $V_5 = V_4 = V_2$ dan $V_6 = V_6 = V_1$, dapat kita ketahui bahwa

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_5}{T_6} \quad [12]$$

Atau,

$$\frac{T_4}{T_5} = \frac{T_1}{T_6}$$

Efisiensi siklusnya menjadi

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \quad [13]$$

Berdasarkan pendekatan di atas, apabila dibandingkan dengan siklus Otto, dengan menggunakan acuan yang sama diperoleh :

2. Motor bakar 4 langkah

- Kalor Masuk (*Heat Addition*) :

Untuk mencari Q_{in} , menerapkan hukum pertama sistem tertutup ke proses 2-3, ($V = \text{konstan}$), dilakukan formulasi [5], sehingga :

$$Q_{net,23} = Q_{in} = mC_v(T_3 - T_2) \quad [14]$$

- Kalor Keluar (*Heat Rejection*) :

Untuk mencari Q_{out} , menerapkan hukum pertama sistem tertutup ke proses 4-1, ($V = \text{konstan}$), dilakukan formulasi [5], sehingga :

$$Q_{out} = -mC_v(T_1 - T_4) = mC_v(T_4 - T_1) \quad [15]$$

Efisiensi termal menjadi menurut persamaan [5] diperoleh :

$$\begin{aligned} \eta_{th,Otto} &= 1 - \frac{mC_v(T_4 - T_1)}{mC_v(T_3 - T_2)} \\ \eta_{th,Otto} &= 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \\ \eta_{th,Otto} &= 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \end{aligned} \quad [16]$$

Mengingat proses 1-2 dan 3-4 adalah isentropic, maka

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \text{ dan } \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} \quad [17]$$

Karena $V_3 = V_2$ dan $V_4 = V_1$, dapat kita ketahui bahwa

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad [18]$$

Atau

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$$

Efisiensi siklus Otto-nya menjadi

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad [19]$$

Dengan membandingkan persamaan [13] dan [19], juga meninjau perkiraan siklus pada Lampiran 20 diharapkan efisiensi dari motor bakar 4 langkah dan 6 langkah yang tengah dikembangkan dapat memiliki nilai yang sama. Sementara itu pada siklus Otto karena proses 1-2 merupakan isentropic,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad [20]$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{r}\right)^{k-1} \quad [21]$$

Dimana kompresi rasio adalah $r = V_1/V_2$ dan

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad [22]$$

Dapat kita lihat bahwa peningkatan kompresi rasio meningkatkan efisiensi termis. Sementara pada motor bakar 6 langkah, dengan kompresi rasio yang sama dapat diperoleh kerja bersih yang lebih tinggi.

Dari pembahasan Lampiran 22 dan meninjau perkiraan siklus aktual (Lampiran 19-Lampiran 20) juga perkiraan siklus aktual (Lampiran 21) di atas dapat disimpulkan, karena $V_{2(Otto)}=V_{4(6stroke)}$; $T_{2(Otto)}=T_{4(6stroke)}$; $T_{3(Otto)} < T_{5(6stroke)}$ dan $T_{4(Otto)} < T_{6(6stroke)}$ dapat disimpulkan :

1. Secara aktual dengan meninjau Lampiran 21 akan terjadi peningkatan temperatur ($T_{2(Otto)} < T_{4(6stroke)}$ secara aktual) pada fluida kerja jelang terbakar, karena tersediannya durasi difusi termal dari komponen ruang bakar ke campuran udara-bahan bakar. Sehingga dengan kompresi rasio sama antara motor bakar 4 langkah dan 6 langkah, saat tercapai temperatur kerja optimal di motor bakar 6 langkah diperoleh bahan bakar dengan temperatur tinggi hasil penyimpangan kurva isentropic (langkah1-2 dan 3-4) yang merupakan proses difusi termal komponen ruang bakar ke campuran udara-bahan bakar. Bahan bakar dengan temperatur tinggi yang diperoleh karena proses difusi ini akan menghasilkan penyalaan prematur, dan menyebabkan *knock*. Sehingga perlu ditinjau ulang penggunaan ketetapan nilai RON bahan bakar terhadap kompresi rasio motor bakar 6 langkah.
2. Menurut Kunal Ahuja (Ahuja, Harish & Raghavan, 2015) menyebutkan bahwa dengan peningkatan pada temperatur mula dari bahan bakar maka laju massa yang terbakar juga akan meningkat. Temperatur permukaan dari bahan bakar juga mengalami peningkatan yang disebabkan oleh peningkatan temperatur mula

tersebut. Dan waktu pembakaran bahan bakar akan berkurang karenanya. Sehingga mendukung kualitas pembakaran dan tekanan ekspansi yang terjadi akan lebih baik pada motor bakar dengan siklus 6 langkah.

3. Perlu dilakukan validasi antara peningkatan temperatur yang terjadi dengan gaya gesek yang berlangsung pada siklus 6 langkah. Karena mengalami luasan area kerja yang lebih panjang senilai $3/2$ dari siklus 4 langkah Otto konvensional. Dapat dilakukan rasio perbandingan energi, antara kalor yang diberikan pada peningkatan temperatur mula terhadap rugi-rugi energi gesek yang terjadi sepanjang siklus bekerja, atau :

$$\text{rasio energi} = \frac{EQ_{2-4}}{EF_{2-4}}$$

