

**PENGARUH PERUBAHAN WAKTU PENGAPIAN
(IGNITION TIMING) TERHADAP KINERJA MOTOR BENSLN
EMPAT LANGKAH DENGAN BAHAN BAKAR BIOGAS**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :
ANDRIE WIRA K.M.
NIM. 0210620013

**DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN MESIN
MALANG
2009**

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH PERUBAHAN WAKTU PENGAPIAN (*IGNITION TIMING*)
TERHADAP KINERJA MOTOR BENSIN EMPAT LANGKAH DENGAN
BAHAN BAKAR BIOGAS**

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

**ANDRIE WIRA K.M.
NIM. 0210620013-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

**Prof. Ir. Sudjito, Ph.D.
NIP: 130 809 065**

**Ir. Agustinus Ariseno
NIP: 131 653 470**



LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH PERUBAHAN WAKTU PENGAPIAN (*IGNITION TIMING*)
TERHADAP KINERJA MOTOR BENSIN EMPAT LANGKAH DENGAN
BAHAN BAKAR BIOGAS**

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun Oleh :

**ANDRIE WIRA K.M.
NIM. 0210620013-62**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 5 Maret 2009

Skripsi 1

Skripsi 2

Ir. Handono Sasmito M.Eng.Sc.
NIP. 130 818 811

Prof. Ir. I.N.G. Wardana. M.Eng. Ph.D.
NIP. 131 286 308

Komprehensif

Ir. Suharto, MT.
NIP. 131 131 025

Mengetahui:
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 132 159 708

PENGANTAR

Segala puji dan syukur dipersembahkan ke hadirat Tuhan semesta alam, yang membuat segala sesuatu indah pada waktunya, yang telah memberikan kasih, hikmat, pimpinan serta penyertaan-Nya sehingga skripsi dengan judul **“Pengaruh Perubahan Waktu Pengapian (*Iginition Timing*) terhadap Kinerja Motor Bensin Empat Langkah dengan Bahan Bakar Biogas”** dapat terselesaikan.

Penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah banyak membantu hingga terselesaikannya skripsi ini, terutama kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST. MT., selaku Ketua Jurusan Mesin.
2. Bapak Ir. Tjuk Oerbandono, M. Sc., selaku Sekretaris Jurusan Mesin.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT., selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin.
4. Bapak Prof. Ir. Sudjito, Ph.D., selaku Dosen Pembimbing I yang telah banyak memberikan ide, bimbingan, dan masukan, serta meluangkan waktu untuk berdiskusi bersama penyusun dalam menyusun skripsi ini.
5. Bapak Ir. Agustinus Ariseno, selaku Dosen Pembimbing II yang telah banyak memberikan bimbingan, masukan serta nasehat-nasehat pada penyusun dalam menyusun skripsi ini.
6. Seluruh Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin.
7. Seluruh Staf Administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
8. Bapak Suprianto, selaku pembimbing dari STTP Malang, yang telah banyak memberikan bimbingan, dan meluangkan waktunya dalam pelaksanaan penelitian untuk penyusunan skripsi ini.
9. Seluruh pihak dari STTP Malang, yang telah memberikan kesempatan dan bantuan dalam pelaksanaan penelitian ini.
10. Orang tua tercinta, Bapak Andreas Boenari, dan Ibu Helena Asnah untuk segala kasih, dukungan dan doa yang telah diberikan.
11. Mas Teguh, dan Mas Tea, yang telah memberi dukungan baik moral, spiritual, maupun material.
12. Matthew, Harjanto, dan Heldi (alm), selaku rekan kerja yang luar biasa.
13. Misbakhul Fatah, ST., untuk bantuan tenaga dan pemikiran yang telah diberikan.
14. Seluruh pihak dari Laboratorium Motor Bakar.

15. Pramesti, untuk doa, inspirasi dan semangat yang telah diberikan.
16. Teman-teman dari PMK Yehezkiel, khususnya angkatan 2002, atas persaudaraan yang sejati yang telah ditunjukkan.
17. Rekan-rekan Mesin 2002.
18. Semua pihak yang telah berjasa dalam penyelesaian skripsi ini, yang tak dapat disebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa, dengan segala keterbatasan yang dimiliki, maka skripsi ini masih jauh dari sempurna karena itu saran dan kritik sangatlah diharapkan demi penyempurnaan skripsi ini. Akhir kata semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Malang, Pebruari 2009

Penyusun



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	iv
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK	vi
DAFTAR LAMPIRAN	vii
RINGKASAN	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	3
1.4. Tujuan Penelitian	3
1.5. Manfaat Hasil Penelitian	3
BAB II DASAR TEORI	4
2.1. Motor Bakar Torak	4
2.2. Motor Bensin Empat Langkah	4
2.2.1. Prinsip Kerja Motor Bensin Empat Langkah	5
2.2.2. Siklus Ideal Motor Bensin Empat Langkah	6
2.2.3. Siklus Aktual Motor Bensin Empat Langkah	7
2.3. Pembakaran Pada Motor Bensin	8
2.4. Sistem Pengapian CDI (<i>Capasitor Discharge Ignition</i>)	10
2.5. Waktu Pengapian	11
2.6. Bahan Bakar Bensin	14
2.7. Biogas	15
2.8. Emisi Gas CO	17
2.9. Modifikasi Motor Bensin dengan Bahan Bakar Biogas	18
2.10. Parameter Kinerja Motor Bakar	19
2.11. Hipotesis	22
BAB III METODE PENELITIAN	23
3.1. Variabel Penelitian	23

3.2. Tempat dan Peralatan Penelitian	24
3.2.1. Peralatan Utama	24
3.2.2. Peralatan Bantu	25
3.3. Skema Instalasi Penelitian	26
3.4. Metode Pengambilan Data	27
3.5. Metode Analisis Data	27
3.6. Diagram Alir Penelitian	28
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN	29
4.1. Analisis Data	29
4.1.1. Data Hasil Pengujian	29
4.1.2. Perhitungan Data	34
4.2. Pembahasan	38
4.2.1. Hubungan antara Putaran dan Torsi dengan Variasi Waktu Pengapian	38
4.2.2. Hubungan antara Putaran dan Daya Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian	40
4.2.3. Hubungan antara Putaran dan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian	42
4.2.4. Hubungan antara Putaran dan Efisiensi Termal Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian	45
4.2.5. Hubungan antara Putaran dan Emisi Gas CO dengan Variasi Waktu Pengapian	47
4.2.6. Hubungan antara Waktu Pengapian dan Kinerja	50
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	51
5.1. Kesimpulan	51
5.2. Saran	51
DAFTAR PUSTAKA	52
LAMPIRAN	53

DAFTAR TABEL

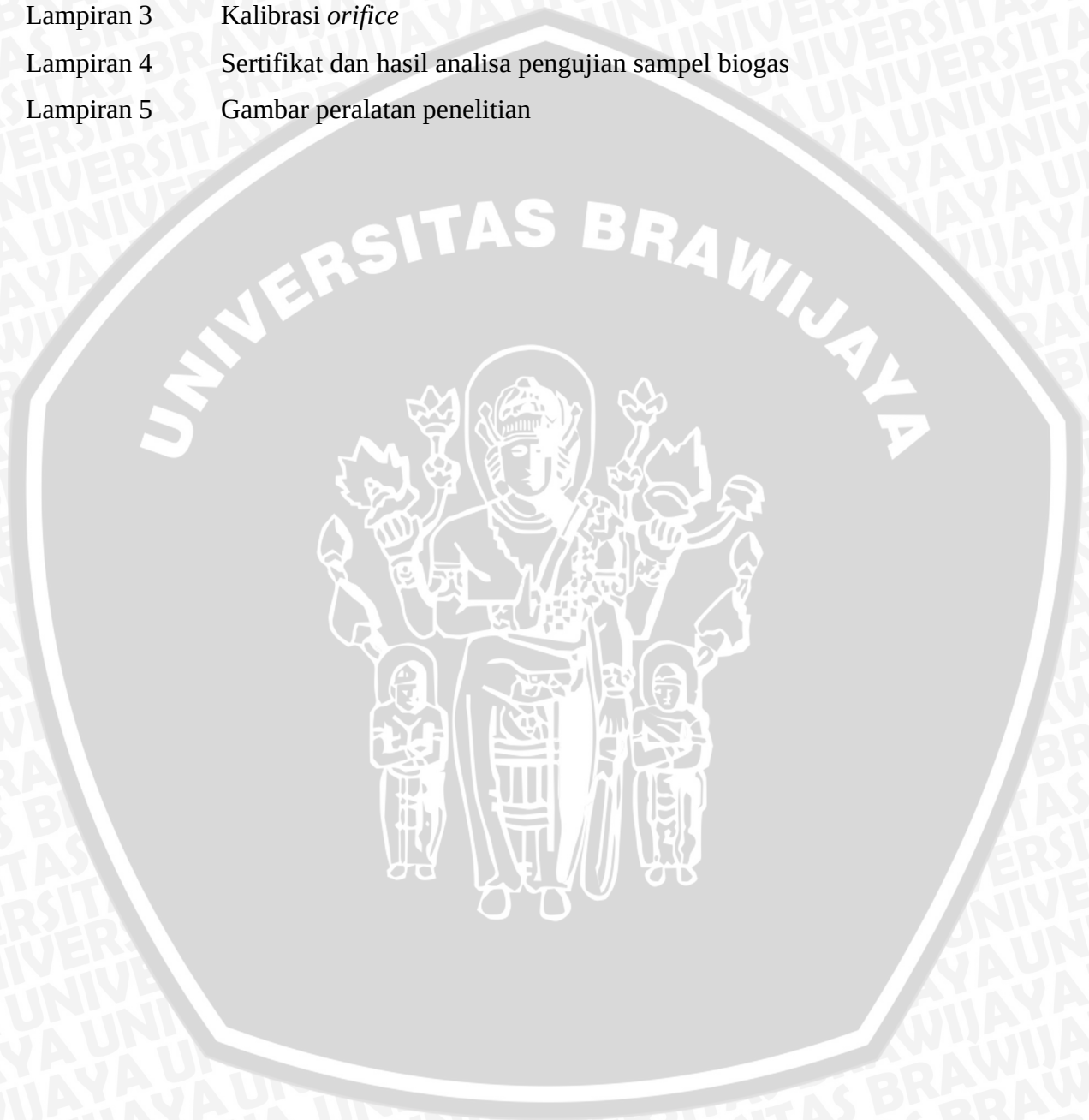
No	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Sifat-sifat bahan bakar bensin premium	15
Tabel 2.2	Karakteristik umum biogas yang berasal dari kotoran sapi	16
Tabel 2.3	Sifat-sifat metana (CH ₄)	17
Tabel 4.1	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 27° poros engkol sebelum TMA	29
Tabel 4.2	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 31° poros engkol sebelum TMA	30
Tabel 4.3	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 35° poros engkol sebelum TMA	31
Tabel 4.4	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA	32
Tabel 4.5	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA	33
Tabel 4.6	Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar bensin dengan waktu pengapian 27° poros engkol sebelum TMA	34

DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

No	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Peristiwa yang terjadi pada motor bensin empat langkah	5
Gambar 2.2	Diagram P-v siklus volume konstan	6
Gambar 2.3	Siklus aktual motor bensin empat langkah	8
Gambar 2.4	Sistem pengapian CDI	10
Gambar 2.5	Hubungan <i>spark advance</i> dengan torsi	11
Gambar 2.6	Dampak waktu pengapian pada motor bakar	12
Gambar 2.7	Hubungan <i>spark advance</i> dengan kecepatan motor	13
Gambar 2.8	Anaerob digester tipe <i>fixed dome</i>	15
Gambar 2.9	<i>T-joint mixer</i>	18
Gambar 3.1	Skema instalasi penelitian	26
Gambar 3.2	Diagram alir penelitian	28
Gambar 4.1	Hubungan antara putaran dan torsi dengan variasi waktu pengapian	38
Gambar 4.2	Hubungan antara waktu pengapian dan torsi dengan variasi putaran	39
Gambar 4.3	Hubungan antara putaran dan daya efektif dengan variasi waktu pengapian	40
Gambar 4.4	Hubungan antara waktu pengapian dan daya efektif dengan variasi putaran	41
Gambar 4.5.	Hubungan antara putaran dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi waktu pengapian	43
Gambar 4.6.	Hubungan antara waktu pengapian dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi putaran	44
Gambar 4.7	Hubungan antara putaran dan efisiensi termal efektif dengan variasi waktu pengapian	45
Gambar 4.8	Hubungan antara waktu pengapian dan efisiensi termal efektif dengan variasi putaran	46
Gambar 4.9	Hubungan antara putaran dan emisi gas CO dengan variasi waktu pengapian	48
Gambar 4.10	Hubungan antara waktu pengapian dan emisi gas CO dengan variasi putaran	49
Gambar 4.11	Hubungan antara waktu pengapian dan kinerja	50

DAFTAR LAMPIRAN

No	Judul
Lampiran 1	Hasil pengolahan data pada pengujian motor bensin empat langkah
Lampiran 2	Perhitungan massa jenis dan LHV Biogas
Lampiran 3	Kalibrasi <i>orifice</i>
Lampiran 4	Sertifikat dan hasil analisa pengujian sampel biogas
Lampiran 5	Gambar peralatan penelitian



RINGKASAN

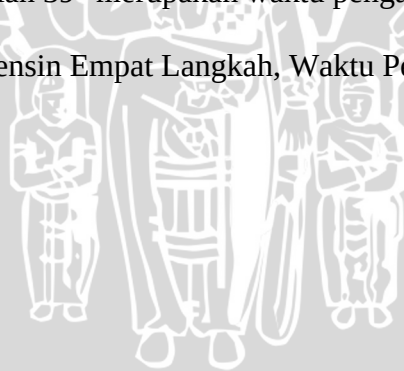
Andrie Wira K. M. , Jurusan Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Pebruari 2009, *Pengaruh Perubahan Waktu Pengapian (Ignition Timing) terhadap Kinerja Motor Bensin Empat Langkah dengan Bahan Bakar Biogas*, Dosen Pembimbing: Sudjito, dan Agustinus Ariseno

Penggunaan motor bakar torak sebagai mesin penggerak mula yang semakin meningkat menyebabkan terjadinya krisis energi serta masalah pencemaran. Oleh karena itu, bahan bakar alternatif pengganti bahan bakar fosil pada motor bensin empat langkah semakin dibutuhkan. Salah satu bahan bakar alternatif yang potensial adalah biogas. Biogas memiliki karakteristik yang berbeda dengan bensin, sehingga agar dapat diaplikasikan, perlu dilakukan penyesuaian pada motor bensin, salah satunya adalah dengan mengubah waktu pengapian (*ignition timing*).

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan waktu pengapian terhadap kinerja motor bensin empat langkah dengan bahan bakar biogas. Variabel bebas pada penelitian ini adalah waktu pengapian (27, 31, 35, 39, 42° poros engkol sebelum TMA), dan putaran mesin (3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000 rpm). Variabel terikatnya adalah kinerja (torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif). Variabel tetap yang ditentukan adalah bahan bakar biogas yang berasal dari kotoran sapi, dan bukaan katup gas sebesar 100%.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa waktu pengapian berpengaruh terhadap kinerja motor bensin empat langkah dengan bahan bakar biogas, dimana pada semua variasi putaran, semakin besar waktu pengapian (sampai 39°) maka kinerja yang dihasilkan cenderung meningkat, dan turun pada waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA. Waktu pengapian 39° merupakan waktu pengapian optimum.

Kata kunci : Biogas, Motor Bensin Empat Langkah, Waktu Pengapian (*Ignition Timing*), Kinerja



BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Motor bakar torak merupakan mesin konversi energi yang banyak digunakan dewasa ini. Selain pengoperasian dan penggunaannya yang relatif sederhana, mobilitasnya juga tinggi, sehingga motor bakar torak banyak digunakan sebagai penggerak mula alat transportasi. Perkembangan jaman menuntut mobilitas yang tinggi, sehingga kebutuhan akan alat transportasi meningkat dengan sangat pesat. Ini berarti juga meningkatnya penggunaan motor bakar torak.

Meningkatnya penggunaan motor bakar torak, tak pelak lagi juga meningkatkan kebutuhan akan bahan bakar minyak sebagai bahan bakar utama dari motor bakar torak. Dengan ketersediaan minyak bumi di dunia yang kian hari kian menipis, ancaman krisis energi semakin nyata. Hal ini membawa dampak di Indonesia dimana akibat meningkatnya harga minyak dunia, pemerintah tidak sanggup lagi mempertahankan subsidi bahanbakar minyak, sehingga harganya semakin mahal.

Selain krisis energi tersebut, Indonesia juga menghadapi masalah pencemaran udara dimana salah satu penyebabnya adalah emisi gas buang kendaraan bermotor. Jika proses pembakaran pada motor bakar berlangsung tidak sempurna, maka produk emisinya akan mengandung polutan-polutan gas seperti nitrogen oksida (NO_x), hidro karbon (HC) dan karbon monoksida (CO). Terutama CO, sebab apabila terhisap oleh sistem pernafasan manusia, maka CO akan segera berikatan dengan *hemoglobin* (Hb) darah menggantikan oksigen (O_2). Ini terjadi dikarenakan CO lebih reaktif daripada O_2 terhadap Hb. Dampak dari pengikatan ini adalah darah dan tubuh penghisap akan kekurangan O_2 sebagai komponen utama proses metabolisme. Jika keadaan ini berlangsung terus, maka akan segera dapat mengakibatkan kematian bagi penghisapnya.

Untuk mengatasi krisis energi dan polusi udara tersebut, maka dibutuhkan adanya sumber energi alternatif yang mampu menggantikan bahan bakar minyak. Salah satu energi alternatif yang cukup potensial dan banyak dibicarakan belakangan ini adalah biogas.

Biogas merupakan produk dari proses dekomposisi biologis dalam kondisi bebas oksigen dari bahan-bahan organik (biasanya limbah) seperti tumbuh-tumbuhan, ampas kayu, dan kotoran manusia dan hewan. Proses tersebut dilakukan oleh bakteri *anaerob*

yang secara alami hidup pada kotoran hewan atau manusia. Reaktor tempat berlangsungnya proses dekomposisi tersebut dinamakan *anaerob digester*.

Teknologi biogas telah dikembangkan secara tetap dalam lebih dari lima puluh tahun terakhir mulai dari unit kecil yang didesain secara individu, hingga pabrik-pabrik dengan teknologi tinggi. Akan tetapi, pengembangannya sebagian besar berada pada sisi produksi biogas dan penanganan limbah secara *anaerob*. Pemanfaatan gas hanya belakangan ini mendapat perhatian lebih seiring dengan meningkatnya kebutuhan kuantitas dan penggunaan gas pada sistem biogas yang makin besar dan rumit.

Di Indonesia sendiri, biogas sudah mulai dikenal sekitar tahun 1980-an, tetapi pemanfaatannya baru mulai digunakan di awal tahun 1990 dalam skala yang kecil hanya untuk keperluan memasak. Pengembangan teknologi biogas di Indonesia sebagian besar juga hanya dari sisi produksi gas dan penanganan limbah.

Merubah energi dari biogas menjadi energi mekanik, yang memiliki nilai termodinamik tinggi, merupakan pilihan penggunaan biogas yang diinginkan jika memadai. Motor bakar torak, terutama motor bensin (otto) merupakan salah satu sarana yang banyak tersedia untuk menjawab kebutuhan akan hal tersebut dewasa ini.

Biogas memiliki karakteristik yang berbeda dari bahan bakar minyak, dalam hal ini bensin, sehingga biogas tidak dapat langsung digunakan pada motor bensin. Beberapa modifikasi perlu dilakukan terlebih dahulu terhadap motor. Salah satunya adalah dengan mengatur waktu pengapian. Pengaturan waktu pengapian yang tepat merupakan hal yang penting karena masing-masing mesin memiliki waktu pengapian yang optimal pada kondisi standarnya. Karena itu, jika mengganti bahan bakar dengan biogas perlu dilakukan penyesuaian pada waktu pengapian motor bensin sehingga diperoleh kinerja yang optimal.

1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut diatas, maka rumusan masalah yang akan diteliti adalah bagaimana pengaruh perubahan waktu pengapian (*ignition timing*) terhadap kinerja motor bensin empat langkah menggunakan bahan bakar biogas.

1.3. Batasan Masalah

Dalam penulisan ini, agar permasalahan tidak terlalu luas maka dibatasi dengan batasan-batasan sebagai berikut:

1. Mesin yang digunakan adalah mesin Honda Kharisma 125cc.
2. Tidak membahas konstruksi mesin.
3. Putaran mesin yang dianalisis adalah 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, dan 4000 rpm.
4. Biogas yang digunakan adalah biogas mentah (*raw-biogas*) dengan bahan dasar kotoran sapi hasil *anaerob digester* tipe *fixed- dome*.
5. Parameter yang dirubah adalah waktu pengapian dari kondisi standarnya sebesar 27 derajat, menjadi 31, 35, 39, dan 42 derajat sebelum titik mati atas (TMA).
6. Kinerja yang diteliti adalah torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO.
7. Tekanan penampungan gas diasumsikan konstan

1.4. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh perubahan waktu pengapian (*ignition timing*) pada motor bensin empat langkah dengan bahan bakar biogas terhadap kinerja.

1.5. Manfaat Hasil Penelitian

Hasil penelitian diharapkan dapat memberikan manfaat antara lain :

1. Dapat memberikan informasi bagi pengembangan penelitian di bidang motor bakar torak.
2. Dapat memberikan bahan bakar alternatif bagi masyarakat untuk mengatasi kelangkaan bahan bakar serta meningkatnya harga bahan bakar minyak.
3. Mendorong penggunaan bahan bakar biogas terutama di wilayah pedesaan.
4. Membantu mengurangi masalah lingkungan akibat emisi gas CO.

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Motor Bakar Torak

Motor bakar torak merupakan salah satu jenis mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi termal untuk melakukan kerja mekanik atau mengubah energi termal menjadi energi mekanik dimana energi termal tersebut didapat dari proses pembakaran. Pada motor bakar torak terdapat silinder yang di dalamnya terdapat torak yang bergerak translasi (bolak balik). Di dalam silinder tersebut terjadi pembakaran antara bahan bakar dengan oksigen dan udara. Gas hasil pembakaran yang dihasilkan dari proses pembakaran tersebut akan menggerakkan torak yang melalui batang penghubung (*connecting rod*) yang dihubungkan dengan poros engkol, dan diubah menjadi gerak rotasi atau putaran. Putaran inilah yang nantinya akan dimanfaatkan.

Motor bakar torak terbagi menjadi dua jenis utama, yaitu motor bensin atau SIE (*Spark Ignition Engine*) dan motor diesel atau CIE (*Compression Ignition Engine*). Perbedaan utamanya adalah pada sistem penyalannya. Pada motor SIE, bahan bakar (yang biasanya adalah bensin) dan udara dinyalakan oleh loncatan bunga api listrik antara kedua elektroda busi. Sedangkan pada motor bakar CIE, proses penyalan terjadi karena bahan bakar disemprotkan ke dalam silinder yang berisi udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sehingga terbakar dengan sendirinya.

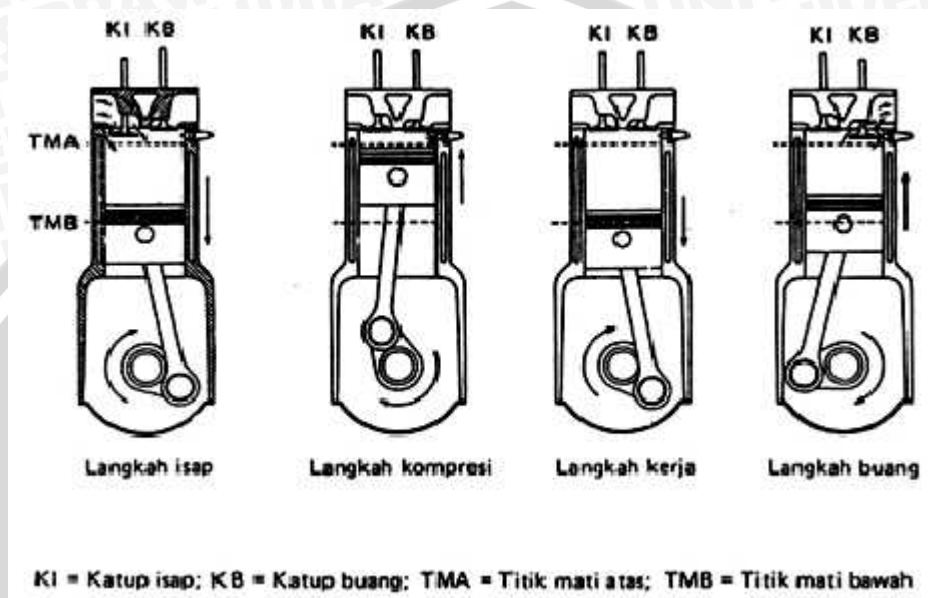
Berdasarkan siklusnya, motor bakar torak dibagi menjadi dua macam, yaitu siklus empat langkah dan siklus dua langkah. Pada siklus empat langkah, tiap satu kali siklus terdapat empat kali gerakan piston atau dua kali putaran poros engkol, sedangkan pada siklus dua langkah tiap satu kali siklus terdapat dua gerakan piston atau satu kali putaran poros engkol.

2.2. Motor Bensin Empat Langkah

Motor otto atau lebih dikenal dengan motor bensin dilengkapi dengan busi dan karburator. Busi (*spark plug*) digunakan untuk menyalakan campuran bahan bakar dan udara karena itu disebut juga mesin *spark ignition* (SI). Karburator ialah tempat percampuran bahan bakar dengan 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.

2.2.1. Prinsip Kerja Motor Bensin Empat Langkah

Motor bensin empat langkah merupakan salah satu jenis motor pembakaran dalam yang banyak digunakan sebagai penggerak kendaraan. Peristiwa yang terjadi pada motor bensin empat langkah ditunjukkan pada gambar 2.1. beserta penjelasannya.



Gambar 2.1. Peristiwa yang terjadi pada motor bensin empat langkah
Sumber: Arismunandar, 2002: 8

a. Langkah isap

Katup isap terbuka, katup buang tertutup. Pada waktu langkah ini, piston bergerak menjauhi kepala silinder atau biasa disebut titik mati atas (TMA), menuju ujung silinder atau titik mati bawah (TMB), menciptakan ruang hampa yang menyebabkan silinder diisi oleh campuran bahan bakar dan udara melalui katup isap.

b. Langkah kompresi

Piston bergerak menuju TMA, mengkompresi campuran udara dan bahan bakar sehingga mudah terbakar, mempersiapkannya untuk pengapian (*ignition*). Pengapian terjadi melalui percikan bunga api dari busi (*spark plug*) di dekat akhir langkah, yang diikuti dengan pembakaran yang nyaris instan, beserta naiknya tekanan.

c. Langkah kerja

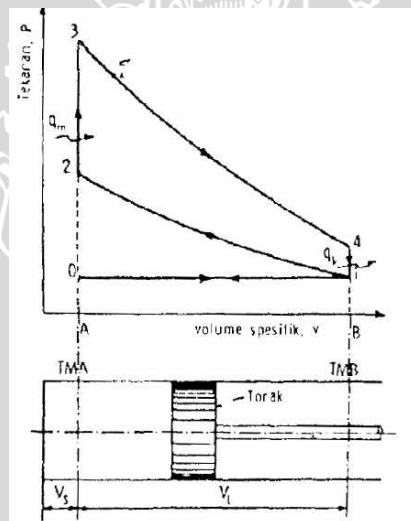
Gas hasil pembakaran yang berekspansi mendorong piston menuju TMB, menghasilkan kerja sementara katup isap dan katup buang tertutup. Di akhir langkah kerja, katup buang membuka.

d. Langkah buang

Piston bergerak dari TMB ke TMA, mendorong gas hasil pembakaran melalui katup buang. Pada langkah inilah emisi gas buang dikeluarkan ke atmosfer melalui saluran pembuangan motor bensin empat langkah.

2.2.2. Siklus Ideal Motor Bensin Empat Langkah

Secara teoritis, motor bakar bensin empat langkah bekerja menurut siklus otto yang ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2. Diagram P-v siklus volume konstan
Sumber: Arismunandar, 1988: 55

- (0-1) Langkah isap merupakan proses tekanan konstan
- (1-2) Langkah kompresi ialah proses adiabatik
- (2-3) Proses pembakaran, pemasukan kalor volume konstan
- (3-4) Langkah kerja, merupakan proses ekspansi adiabatik
- (4-1) Pelepasan kalor volume konstan
- (1-0) Langkah buang tekanan konstan

Analisa akurat dari motor pembakaran dalam merupakan masalah yang sulit karena melibatkan reaksi kimia dan perpindahan panas antara fluida kerja dan dinding silinder. Untuk menyederhanakan analisis, ditetapkan beberapa kondisi untuk siklus teoritis / ideal sebagai berikut:

1. Panas yang terjadi selama pembakaran dianggap sebagai penambahan panas dari luar
2. Panas yang dibawa oleh gas buang dianggap sebagai panas yang diambil dari fluida kerja, yang tetap tidak berubah selama keseluruhan proses.
3. Karena reaksi kimia yang terjadi tidak diperhitungkan, fluida kerja dianggap sebagai udara.
4. Panas spesifik dari udara dianggap konstan, sehingga $c_p/c_v =$ konstanta adiabatik (k).
5. Tidak ada pertukaran panas antara fluida kerja dan dinding mesin selama kompresi dan ekspansi, garis-garis ini merupakan kurva adiabatik.

2.2.3. Siklus Aktual Motor Bensin Empat Langkah

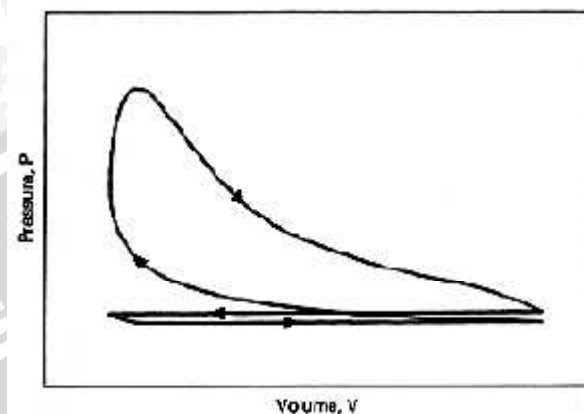
Karena siklus udara ideal merupakan penyederhanaan dari kondisi aktualnya, maka terdapat perbedaan antara siklus aktual yang terjadi dalam motor bensin empat langkah dengan siklus udara ideal. Perbedaan utamanya adalah sebagai berikut:

1. Motor bensin empat langkah beroperasi didalam siklus terbuka dengan komposisi yang berubah-ubah.
2. Fluida kerja adalah campuran bahan bakar dan udara, bukan gas ideal yang memiliki kalor jenis konstan.
3. Terdapat *heat losses* di dalam mesin sepanjang proses.
4. Pembakaran membutuhkan waktu untuk terjadi, tidak terjadi seketika di TMA seperti penambahan kalor pada siklus ideal. Karena membutuhkan waktu pembakaran terjadi sebelum TMA sampai sesudah TMA, maka tidak terjadi pada volume konstan.
5. Proses pembuangan tidak terjadi secara seketika, proses juga tidak terjadi pada volume konstan.
6. Katup mesin tidak membuka atau menutup secara seketika tetapi membutuhkan waktu.

Karena perbedaan-perbedaan tersebut maka hasil dari analisa siklus udara standar akan menyimpang dari kondisi aktualnya. Akan tetapi penyimpangan tersebut

tidaklah besar sehingga siklus ideal dapat digunakan sebagai pendekatan yang baik untuk menganalisa siklus aktual.

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 2.3.

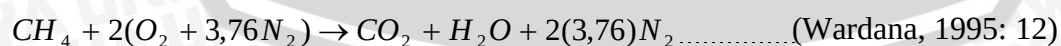


Gambar 2.3. Siklus aktual motor bensin empat langkah
Sumber: Pulkrabek, 1997: 45

2.3. Pembakaran pada Motor Bensin

Pembakaran merupakan reaksi kimia antara elemen-elemen dari bahan bakar yang dapat terbakar dengan oksigen yang menyebabkan naiknya temperatur dari gas. Komponen utama yang dapat terbakar adalah karbon dan hidrogen; elemen yang dapat terbakar lain yang biasanya terkandung, meskipun tidak diinginkan, dalam bahan bakar adalah sulfur (Maalev, 1945: 69).

Pembakaran dikatakan sempurna jika semua kandungan karbon (C) dalam bahan bakar terbakar habis membentuk karbondioksida (CO_2), semua hidrogen (H) terbakar membentuk air (H_2O), dan semua sulfur (S) terbakar membentuk sulfurdioksida (SO_2). Jika kondisi tersebut tidak terpenuhi, berarti pembakaran tidak sempurna. Reaksi pembakaran sempurna metana ditunjukkan pada persamaan reaksi di bawah ini.



Nilai kalor bahan bakar merupakan jumlah dari energi panas yang dilepaskan dari komponen-komponennya pada saat pembakaran sempurna.

Untuk pembakaran sempurna, hubungan antara jumlah bahan bakar dan udara yang dibutuhkan disebut rasio stoikiometrik (*stoichiometric ratio*). Jika perbandingan jumlah bahan bakar-udara (*air fuel ratio/AFR*) berbeda dari rasio stoikiometrik,

pembakaran akan tidak sempurna akibat kekurangan udara, atau terdapat kelebihan udara (*excess air*) di dalam proses tersebut. Parameter yang sangat membantu untuk menggambarkan AFR yang sesungguhnya adalah rasio udara berlebih / *excess air ratio* (λ)

$$= \frac{\text{AFR aktual}}{\text{AFR stoikiometrik}} \quad (\text{www.wikipedia.org})$$

$\lambda = 1$ AFR stoikiometrik

$\lambda > 1$ kelebihan udara (campuran miskin)

$\lambda < 1$ kekurangan udara (campuran kaya)

Untuk menghasilkan kinerja 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 motor bensin 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*.

Menurut Pulkrabek (1997: 259), pembakaran dalam ruang bakar motor bensin dapat dibagi menjadi tiga tahap, yaitu pengapian (*ignition*) dan perkembangan api (*flame development*), perambatan api (*flame propagation*), dan pemadaman api (*flame termination*). Pada tahap pertama pembakaran dipicu dengan pengapian campuran bahan bakar-udara oleh busi di daerah dekat elektroda busi. Pada mulanya tidak ada kenaikan temperatur dan tekanan yang berarti, dan 5 sampai 10% campuran habis sebelum proses pembakaran berkembang penuh (*fully developed*). Pada tahap kedua ketika nyala api sudah berkembang penuh, api merambat dengan sangat cepat ke seluruh ruang bakar. Hal ini meningkatkan temperatur dan tekanan di dalam silinder sehingga piston terdorong ke bawah dalam langkah kerja. Pada tahap ketiga ketika batas api mencapai ujung ruang bakar, hanya beberapa persen dari campuran bahan bakar-udara yang tersisa, dan api padam secara perlahan akibat perpindahan panas dan gesekan dengan dinding silinder.

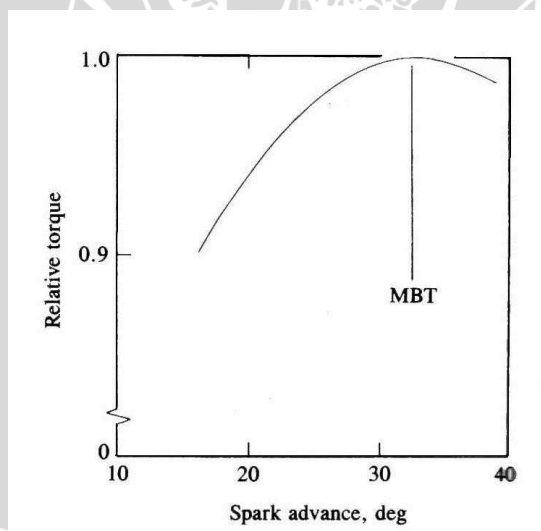
Jika magnet berputar bersama-sama dengan roda gaya yang merupakan satu kesatuan, arus diinduksikan dalam kumparan (*coil*) stasioner dan kemudian mengisi kapasitor. Bila kapasitor telah diisi, sebuah isyarat tegangan untuk mengontrol timbulnya penyalan dalam kumparan sensor dengan menggunakan pintu G dari SCR

(*Silicon Controlled Rectifier*) untuk mengalirkan arus dari A ke K. Kemudian listrik yang dikumpulkan dalam kapasitor disalurkan pada suatu saat melalui SCR dalam lilitan primer dari kumparan pengapian. Arus ini membangkitkan tegangan tinggi dalam lilitan sekunder yang menyebabkan terjadinya loncatan bunga api pada busi.

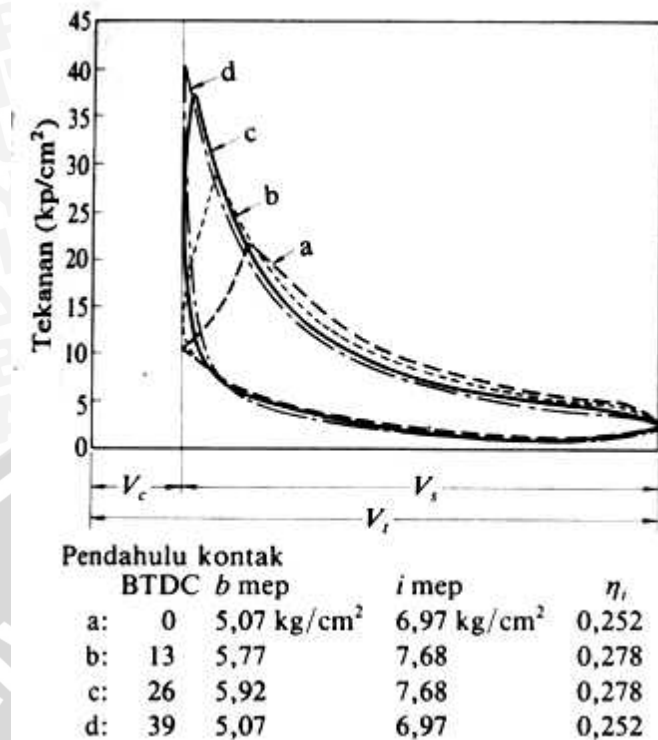
2.5. Waktu pengapian

Pada siklus motor bensin, kerja maksimum yang berguna diperoleh jika pembakaran terjadi pada volume konstan dengan tekanan maksimum terjadi di dekat titik mati atas. Karena terdapat selisih waktu antara pengapian dan saat dimana tekanan maksimum dicapai, campuran bahan bakar-udara harus dinyalakan sebelum TMA. Namun, pengapian yang terlalu dini menimbulkan gaya negatif yang besar pada akhir langkah kompresi dan tekanan pembakaran yang terlalu besar (Maalev, 1945: 162).

Oleh karena itu waktu pengapian harus dipilih sedemikian hingga motor memberikan daya terbesar dan pembakarannya berlangsung tanpa *knocking*. *Knocking* dapat diartikan sebagai ledakan yang terjadi pada ruang bakar sebelum rembetan api dari busi membakar seluruh bahan bakar yang ada akibat dari panas yang berlebihan pada mesin, atau tidak tepatnya angka oktan dari bahan bakar yang dipakai (tidak sesuai dengan rasio kompresi mesin).



Gambar 2.5. Hubungan *spark advance* dengan torsi
Sumber: Heywood, 1988: 374

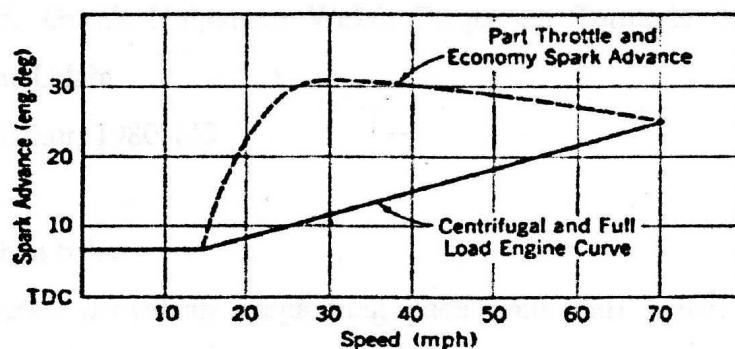


Gambar 2.6. Dampak waktu pengapian pada motor bakar
Sumber: Soenarta, 1995: 27

Ada beberapa hal yang mempengaruhi penentuan waktu pengapian (*ignition timing*), diantaranya:

a. Kecepatan putaran mesin

Makin cepat putaran mesin, maka waktu pengapian yang lebih cepat dibutuhkan untuk mendapatkan tenaga maksimum dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis. Dengan semakin cepatnya putaran mesin maka kecepatan pembakaran meningkat, tetapi waktu yang dibutuhkan mesin untuk melakukan satu siklus juga semakin singkat sehingga *burn angle*, besarnya sudut yang dilalui poros engkol selama proses pembakaran, juga berubah walaupun sedikit. Oleh karena itu, untuk mengkoreksi perubahan tersebut waktu pengapian perlu dimajukan seiring meningkatnya kecepatan mesin (Pulkrabek, 1997: 235). Hubungan antar kecepatan dengan waktu pengapian ditampilkan pada gambar 2.7.



Gambar 2.7. Hubungan *spark advance* dengan kecepatan motor
Sumber: Obert, 1980 : 473

b. Campuran bahan bakar-udara

Campuran miskin dengan kecepatan pembakaran yang lebih lambat membutuhkan waktu pengapian yang lebih maju (lebih awal) untuk memastikan bahwa tekanan puncak pembakaran terjadi pada sudut poros engkol optimum sesudah piston melewati TMA. Campuran kaya terbakar lebih cepat sehingga waktu pengapian harus dimundurkan dengan sesuai.

c. Tipe bahan bakar

Menurut Maalev (1943:163) Kecepatan pembakaran dari bahan bakar mempengaruhi penentuan waktu pengapian optimal. Untuk mendapatkan tenaga maksimum dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis dari tipe bahan bakar yang memiliki kecepatan pembakaran rendah, diperlukan waktu pengapian yang lebih cepat daripada bahan bakar yang kecepatan pembakarannya rendah.

Pemajuan waktu pengapian meningkatkan jumlah bahan bakar yang terbakar saat posisi piston dekat TMA, sehingga temperatur dan kecepatan pembakarannya juga meningkat. Faktor-faktor ini meningkatkan kecenderungan untuk terjadinya detonasi. Sehingga untuk bahan bakar dengan kecenderungan detonasi rendah (angka oktan tinggi) memiliki waktu pengapian optimum yang lebih maju jika dibandingkan dengan bahan bakar dengan kecenderungan detonasi tinggi (angka oktan rendah).

Jika pencetus bunga api terlalu cepat maka langkah pembakaran akan terjadi sebelum langkah kompresi selesai sehingga tekanan yang dihasilkan akan melawan arah gerakan torak yang berakibat pada penurunan tenaga yang dihasilkan. Dan jika pencetus bunga api terlalu lambat maka torak sudah melakukan langkah

ekspansi sebelum terbentuk tekanan yang tinggi mengakibatkan tenaga motor yang dihasilkan tidak maksimum.

2.6. Bahan Bakar Bensin

Bahan bakar utama dari motor siklus Otto adalah bensin atau sering juga dinamakan *gasoline*. Bensin adalah suatu cairan yang mudah disimpan, dipindahkan dan alirannya mudah dikontrol. Dalam pemakaiannya pada motor pembakaran, bensin cair terlebih dahulu harus diubah menjadi bentuk uap atau kabut agar mudah terbakar. Bensin untuk kendaraan bermotor dan pembangkit tenaga stasioner dibedakan beberapa tingkat, yaitu :

1. Bensin reguler (umum), yang mengandung sedikit *tetraethyllead*. Bensin ini dapat dipakai untuk semua mesin kompresi tinggi pada kendaraan, traktor dan truk pada kondisi biasa.
2. Bensin *premium*, mempunyai sifat anti *knocking* yang lebih baik dan dapat dipakai pada mesin kompresi tinggi pada semua kondisi.

Bensin merupakan bahan bakar yang tersusun dari hidrokarbon yang diperoleh dari pengolahan minyak mentah (*crude petroleum*). Bensin diperoleh dengan cara destilasi bertingkat dari minyak mentah merupakan bahan bakar yang mudah menguap dan sangat mudah terbakar, memiliki rumus kimia C_8H_{15} dengan berat molekul relatif sebesar 111.

Dalam penelitian ini menggunakan bensin *premium* yang dijual umum hasil produksi Pertamina. *Premium* adalah bahan bakar minyak jenis distilat berwarna kekuningan yang jernih. Warna kuning tersebut akibat adanya zat pewarna tambahan (dye). Sifat-sifat utama premium adalah sebagai berikut:

- 1 Mudah menguap pada suhu ruangan.
- 2 Tidak berwarna, jernih dan berbau khas (warna merah atau hijau pada bensin menunjukkan adanya racun kimia).
- 3 Titik nyala rendah.
- 4 Melarutkan minyak dan karet.
- 5 Menghasilkan panas yang besar.
- 6 Meninggalkan sedikit sisa karbon hasil pembakaran.

Tabel 2.1 berikut menunjukkan sifat-sifat bensin *premium* yang akan digunakan dalam penelitian,

Tabel 2.1. Sifat-sifat bahan bakar bensin *premium*

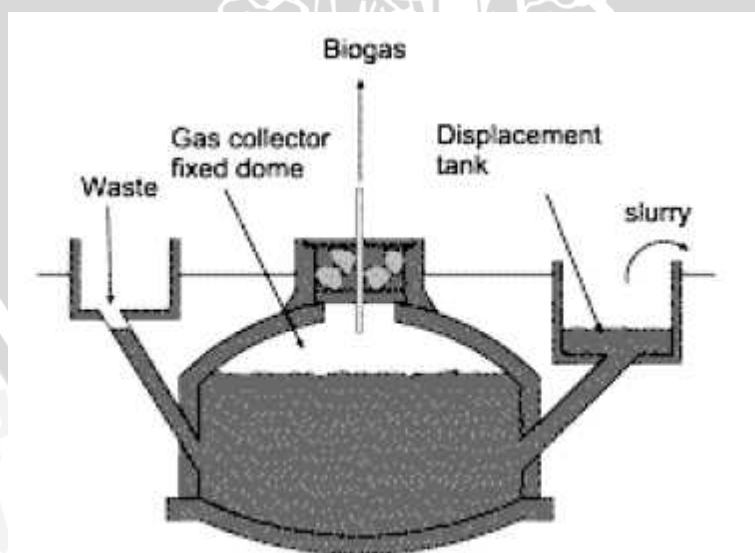
Sifat	Unit	Besaran
Density	Kg/m ³	715
Nilai kalor rendah	Kkal/kg	10185,667
Titik didih penguapan	°C	32-221
Angka oktan	-	82-92

Sumber : Lembaran publikasi Lemigas No. 4/1987

Saat ini, *premium* merupakan hasil dari pengolahan minyak bumi yang paling banyak digunakan. Untuk itu, diperlukan bahan bakar yang dapat menggantikan minyak bumi karena suatu saat persediaannya akan habis.

2.7. Biogas

Biogas merupakan produk dari proses biodegradasi dalam kondisi bebas oksigen (*anaerob*) dari bahan-bahan organik (biasanya limbah) seperti tumbuh-tumbuhan, ampas kayu, serta kotoran manusia dan hewan. Proses tersebut dilakukan oleh bakteri *anaerob* yang secara alami hidup pada kotoran hewan atau manusia. Reaktor tempat berlangsungnya proses dekomposisi tersebut dinamakan *anaerob digester*.



Gambar 2.8. Anaerob digester tipe fixed dome

Sumber: www.gtz.de

Komposisi biogas terdiri atas beragam proporsi CH_4 (metana), CO_2 (karbondioksida) dan sejumlah kecil H_2S , N, CO, O, dsb. Kandungan CH_4 dan CO_2 merupakan fungsi dari material yang diproses dalam digester dan kondisi-kondisi proses seperti temperatur, rasio C/N, dsb. Metana merupakan komponen yang paling bernilai dalam aspek penggunaan biogas sebagai bahan bakar dan kandungan lain sering dibuang di pabrik pemurnian untuk memperoleh gas dengan kandungan CH_4 hampir 100%.

Biogas memiliki angka oktan yang tinggi sekitar 130, lebih tinggi jika dibandingkan dengan bensin (90-94) dan alkohol (105). Ini berarti biogas bisa digunakan pada mesin dengan rasio kompresi yang tinggi, dan memiliki kecenderungan *knocking* yang rendah (www.scribd.com).

Tabel 2.2. Karakteristik umum biogas yang berasal dari kotoran sapi

Parameter	Biogas (60% CH_4 , 38% CO_2 , 2% senyawa lain)
LHV(MJ/m^3)	21,48
Densitas (kg/m^3)	1,21
Kecepatan pengapian maksimum (m/s)	0,25
Kebutuhan udara teoritis	5,71
Titik embun ($^{\circ}\text{C}$)	60-160

Sumber: www.iea-biogas.net

Bagian paling berguna dari biogas dalam kaitannya dengan energi adalah nilai kalor dari kandungan CH_4 . Komponen-komponen lain juga memiliki kandungan energi, tetapi tidak ikut dalam proses pembakaran dan malah menyerap energi dari pembakaran CH_4 karena biasanya melewati proses pembakaran pada temperatur yang lebih tinggi dari sebelumnya. Sifat-sifat metana ditampilkan pada tabel 2.3.

Nilai kalor biogas aktual merupakan fungsi dari persentase CH_4 , temperatur dan tekanan absolut yang nilainya berbeda untuk tiap kasus (Mitzlav, 1988: 27). Nilai kalor biogas merupakan parameter vital untuk performa mesin, *burner*, atau aplikasi lainnya yang menggunakan biogas sebagai bahan bakar. Nilai kalor biogas dapat dihitung dengan persamaan:

$$= \quad \times \quad \times \quad \dots \dots \dots \text{(Mitzlav, 1988: 30)}$$

Dimana:

HV_{biogas} = nilai kalor biogas (kJ/m^3)

HV_{CH_4} = nilai kalor CH_4 (kJ/kg)

V_{CH_4} = volume CH_4 (m^3)

V_{total} = volume biogas (m^3)

ρ_{CH_4} = massa jenis CH_4 (kg/m^3)

Tabel 2.3. Sifat-sifat metana (CH_4)

Properti	Nilai
Berat molekul	16
Nilai kalor (kJ/kg)	
HHV	55260
LHV	49770
$\text{AFR}_{\text{stoikiometrik}}$	17.2
Angka Oktan	
MON	120
RON	120

Sumber: Pulkrabek, 1997: 380

2.8. Emisi Gas CO

Hasil pembakaran bahan bakar di dalam motor bakar pada umumnya adalah CO_2 , CO, H_2O (uap), SO_x dan NO_x . Pada pembakaran yang sempurna maka pada gas buang akan dihasilkan CO_2 dan uap air (H_2O). Jika bahan bakar mengandung unsur belerang dan zat lemas udara, maka hasil pembakarannya adalah SO_x dan NO_x yang merupakan unsur polutan yang dapat mencemari udara bebas.

Karbon monoksida (CO) merupakan salah satu unsur emisi gas buang yang sangat berbahaya bagi kesehatan manusia karena tidak berwarna, tidak berbau dan beracun yang dapat menimbulkan rasa sakit pada mata, saluran pernafasan dan paruparu. Apabila masuk dalam darah melalui pernafasan, CO akan bereaksi dengan hemoglobin dalam darah membentuk COHb (karboksihemoglobin), CO berikatan sangat kuat dengan Hb sehingga menghalangi fungsi vital Hb untuk membawa oksigen bagi tubuh.

Menurut Pulkrabek (1997: 285), ketika tidak cukup oksigen untuk mengubah seluruh karbon menjadi CO_2 , sebagian bahan bakar tidak terbakar, dan sebagian karbon menjadi CO . Umumnya gas buang mesin *Spark Ignition* memiliki kadar karbon monoksida sebesar sekitar 0,2% sampai 5%. CO tidak hanya dianggap sebagai emisi yang tidak diinginkan, tetapi juga menunjukkan hilangnya energi kimia yang tidak dimanfaatkan secara penuh di dalam mesin. CO merupakan bahan bakar yang dapat dibakar untuk memberikan tambahan energi termal.

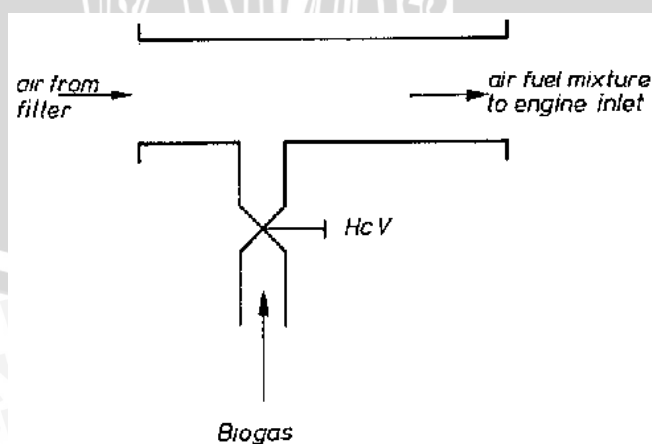
CO maksimum dibentuk ketika mesin berjalan dengan campuran kaya, seperti ketika menyalakan atau mengakselerasi dengan pembebanan. Bahkan ketika campuran bahan bakar-udara pada sisi masuk stoikiometrik atau miskin, sebagian CO akan tetap terbentuk di dalam mesin. Pencampuran yang buruk, daerah campuran kaya lokal, dan pembakaran yang tidak sempurna akan membentuk CO .

2.9. Modifikasi Motor Bensin dengan Bahan Bakar Biogas

Menurut Mitzlaff (1988: 64) ada beberapa hal yang perlu dan dapat dilakukan untuk mengaplikasikan biogas pada motor bensin dengan kinerja yang optimal, diantaranya:

1. Penambahan *gas mixer*

Modifikasi dasar yang perlu dilakukan agar motor bensin dapat beroperasi dengan bahan bakar gas adalah dengan menambahkan *gas mixer* sebagai pengganti karburator yang berfungsi untuk mencampur bahan bakar dan udara. Pengendalian mesin dilakukan dengan mengubah pasokan campuran bahan bakar- udara. Gambar 2.9 menampilkan gambar *mixer* sederhana.



Gambar 2.9. T-joint mixer
Sumber: (Mitzlaff, 1988: 40)

2. Pengaturan waktu pengapian

Karena kecepatan pembakaran biogas lebih lambat jika dibandingkan dengan bensin, maka waktu pengapian perlu diatur untuk mendapatkan hasil yang optimal.

3. Peningkatan rasio kompresi

Biogas memiliki angka oktan yang tinggi, sehingga dapat digunakan pada mesin dengan rasio kompresi tinggi (11-12) tanpa resiko terjadinya *knocking*. Motor bensin umumnya memiliki rasio kompresi maksimum 9,5. Sehingga untuk mendapatkan peningkatan efisiensi, rasio kompresi mesin bisa ditingkatkan. Konsumsi bahan bakar yang lebih sedikit dan daya yang lebih besar bisa diperoleh dengan cara ini. Akan tetapi modifikasi bersifat permanen dan menyebabkan mesin tidak dapat beroperasi dengan bahan bakar aslinya (bensin) jika terjadi kekurangan pasokan biogas.

2.10. Parameter Kinerja Motor Bakar

Beberapa parameter kinerja motor bakar adalah sebagai berikut:

- a. Torsi
- b. Daya efektif
- c. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif
- d. Efisiensi termal efektif
- e. Emisi gas buang

a. Torsi

Hasil proses pembakaran dalam silinder menimbulkan tekanan yang dapat menekan torak melakukan langkah ekspansi/kerja dan pada akhirnya akan menyebabkan berputarnya poros engkol. Tenaga putar akibat berputarnya poros engkol ini disebut torsi. Torsi diukur menggunakan dinamometer prony brake.

b. Daya Efektif

Daya efektif merupakan daya yang dihasilkan oleh poros engkol untuk menggerakkan beban sehingga disebut juga daya poros atau daya pengereman, karena untuk pengukuran daya efektif dilakukan dengan memberikan beban pengereman pada poros. Daya efektif ini dibangkitkan oleh daya indikasi, yaitu daya yang dihasilkan oleh gas pembakaran yang menggerakkan 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 (pendingin, kipas radiator), dan lainnya.

Sehingga daya efektif dapat dihitung dengan persamaan:

$$= \text{---} \quad (\text{hp}) \quad \text{---} \quad (\text{Petrovsky; 1979 : 58})$$

Dimana:

Ne = Daya efektif (hp)

Ni = Daya indikasi (hp)

Nm= Daya mekanis yang hilang (hp)

Dan daya indikasi mesin diperoleh dari persamaan:

$$Ni = \frac{10^4 \times pi \times Vd \times n \times i}{60 \times 75 \times z} (\text{hp}) \quad \text{---} \quad (\text{Petrovsky; 1979 : 58})$$

Dimana:

pi = Tekanan indikasi (kg/cm²)

Vd = Volume langkah (m³)

n = Putaran mesin (rpm)

i = Jumlah silinder

z = rasio jumlah langkah – siklus (z = 2 untuk mesin 4 langkah)

Alat yang diperlukan untuk mengetahui daya efektif adalah dinamometer untuk mengukur torsi, dan tachometer untuk mengukur kecepatan putar. Kemudian daya efektif dihitung dengan persamaan:

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,5} (\text{hp}) \quad \text{---} \quad (\text{Arismunandar; 1988 : 32})$$

Dimana:

Ne = Daya efektif (hp)

T = Torsi (kgf.m)

ω = Kecepatan angular poros (rad/detik)

n = Putaran mesin (rpm)

c. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah banyaknya bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif 1 hp selama 1 jam

$$SFCe = \frac{Fc}{Ne} \text{ (kg/hp.jam)} \dots\dots\dots (\text{Petrovsky; 1979 : 63})$$

Dimana:

SFCe = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (kg/hp.jam)

Fc = Konsumsi bahan bakar (kg/jam)

Ne = Daya efektif (hp)

Pemakaian bahan bakar spesifik dapat diartikan sebagai ukuran ekonomis dan tidaknya bahan bakar.

d. Efisiensi Termal Efektif

Efisiensi termal efektif merupakan perbandingan antara kalor yang dirubah menjadi daya efektif dengan kalor yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar. Efisiensi termal efektif merupakan suatu ukuran untuk mengetahui ekonomis atau tidaknya dalam pemakaian bahan bakar, karena nilai dari efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik. Jadi jika konsumsi bahan bakar spesifik efektif semakin turun, maka efisiensi termal efektif akan meningkat. Efisiensi termal efektif dapat dihitung dengan persamaan:

$$\eta_{te} = \frac{Qe}{Qb} = \frac{632.Ne}{Fc.LHVbb} \times 100 = \frac{632}{SFCe.LHVbb} \times 100(\%) \dots\dots\dots (\text{Petrovsky; 1979 : 62})$$

Dimana:

η_{te} = efisiensi termal efektif (%)

Qe = jumlah kalor yang digunakan untuk daya efektif (kkal . kg⁻¹)

Qb = jumlah kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara (kkal . kg⁻¹)

$$1 \text{ hp} = 632 \left(\frac{\text{kkal}}{\text{jam}} \right)$$

LHV = Nilai kalor rendah bahan bakar (kkal/kg)

Fc = Konsumsi bahan bakar (kg/jam)

Ne = Daya efektif (hp)

e. Emisi gas buang

Sisa hasil pembakaran pada motor bakar adalah berupa gas CO₂, O₂, CO dan polutan-polutan lain. Namun sebagian besar kandungan gas buang tersebut adalah CO₂, CO, O₂ dan N₂. Salah satu emisi gas buang yang perlu diamati adalah gas CO karena selain berbahaya bagi kesehatan, gas CO merupakan salah satu indikator

sempurna atau tidaknya pembakaran yang terjadi. Kadar emisi gas CO dapat diukur dengan menggunakan *gas analyzer*.

2.11. Hipotesis

Berdasarkan uraian yang telah dikemukakan, maka diperoleh hipotesis yaitu perubahan waktu pengapian pada motor bensin berbahan bakar biogas akan menyebabkan pembakaran campuran bahan bakar - udara terjadi lebih awal, yang berakibat campuran lebih banyak terbakar manakala torak akan melakukan langkah kerja, dan tekanan dalam silinder meningkat, yang mengakibatkan torak mendapat gaya positif yang lebih besar sehingga daya yang dihasilkan meningkat dan kinerja motor juga meningkat.



BAB III

METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah penelitian eksperimental sungguhan (*true experimental research*), dengan cara membandingkan kinerja meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik dan efisiensi termal pada motor bensin empat langkah berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian yang bervariasi, yaitu 27°, 31°, 35°, 39°, 42° poros engkol sebelum TMA, dan berbahan bakar bensin dengan waktu pengapian standar (27°) sebagai pembanding. Waktu pengapian tersebut dipilih karena dalam *range* tersebut diperkirakan akan diperoleh waktu pengapian optimum dengan daya dan emisi gas buang yang optimal.

3.1. Variabel Penelitian

1. Variabel bebas, yaitu variabel yang bebas ditentukan oleh peneliti sebelum melakukan penelitian, meliputi:
 - Waktu pengapian: 27°, 31°, 35°, 39°, 42° poros engkol sebelum TMA.
 - Putaran mesin: 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000 rpm.
2. Variabel kontrol, yaitu variabel yang dikondisikan konstan, yaitu:
 - Buka katup gas 100%
 - Bahan bakar yang digunakan adalah *raw biogas* yang berasal dari kotoran sapi
3. Variabel terikat, yaitu variabel yang besarnya tidak ditentukan oleh peneliti tetapi besarnya tergantung variabel bebasnya, meliputi:
 - Torsi
 - Daya efektif
 - Konsumsi bahan bakar spesifik
 - Efisiensi termal efektif
 - Emisi gas buang CO

3.2. Tempat dan Peralatan Penelitian

Penelitian ini dilakukan di instalasi *digester* biogas Sekolah Tinggi Penyuluhan Pertanian Malang, jurusan Peternakan. Peralatan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

3.2.1. Peralatan Utama

1. Mesin Honda Karisma 125cc

Dengan spesifikasi :

Merk	: Honda Karisma
Tipe mesin	: 4 langkah, SOHC, pendinginan udara
Diameter x langkah	: 52,4 x 57,9 mm
Volume langkah	: 124,9 cc
Perbandingan kompresi	: 9,0 : 1
Kapasitas minyak	: 0,7 liter pada pergantian periodik pelumas mesin
Kopling	: Ganda, otomatis, sentrifugal, tipe basah
Gigi transmisi	: 4 kecepatan, <i>rotary</i>

2. *Programmable CDI*

Digunakan untuk mengubah waktu pengapian dengan spesifikasi:

Merk	: Bintang Racing Team
Tipe	: I-MAX <i>Smart Click</i>
Variasi waktu pengapian	: 27-42° sebelum TMA

3. *Mixer*

Berfungsi untuk mencampur bahan bakar dengan udara sebelum masuk ke ruang bakar. Dalam penelitian ini, digunakan intake manifold yang ditambahi saluran masuk gas sebagai pengganti *mixer*.

4. *Penampung gas*

Berfungsi untuk menampung gas keluaran *digester* biogas.

3.2.2. Peralatan Bantu

Peralatan bantu adalah alat-alat yang digunakan untuk mengukur parameter-parameter pengujian dan juga merupakan alat-alat lain yang diperlukan untuk membantu pelaksanaan penelitian. Adapun peralatan bantu yang digunakan selama penelitian adalah :

1. *Dynamometer Prony Brake*

Digunakan untuk mengukur torsi.

2. *Tachometer*

Digunakan untuk mengukur putaran poros mesin. Satuan yang digunakan adalah rpm (rotation per minute).

3. *Shutoff valve*

Digunakan untuk membuka/menutup aliran gas

4. *Katup gas*

Digunakan untuk mengatur kapasitas bahan bakar gas yang akan digunakan.

5. *Selang bahan bakar dan fitting*

Digunakan untuk menyalurkan bahan bakar gas.

6. *Orifice*

Digunakan untuk mengukur massa alir gas.

7. *Manometer*

Digunakan untuk mengukur beda tekanan biogas yang mengalir melalui orifice.

8. *Alat uji produk emisi gas buang / Exhaust Gas Analyser*

Digunakan untuk mendapatkan kadar gas buang CO dalam % volume.

9. *Peralatan Operasional Bengkel*

Digunakan untuk merubah kondisi mesin.

3.4. Metode Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan pada peralatan utama yang dilengkapi peralatan bantu. Waktu pengapian yang digunakan mulai dari 27°, 31°, 35°, 39°, dan 42° poros engkol sebelum TMA. Untuk masing-masing waktu pengapian tersebut dilakukan pengambilan data dimulai dari putaran 3000 sampai 4000 rpm dengan interval kenaikan 200 rpm dengan bukaan katup gas penuh.

Data-data yang dicatat adalah:

- Besarnya putaran
- Torsi
- Beda ketinggian kolom minyak pada manometer U *orifice*
- Kadar emisi gas buang CO

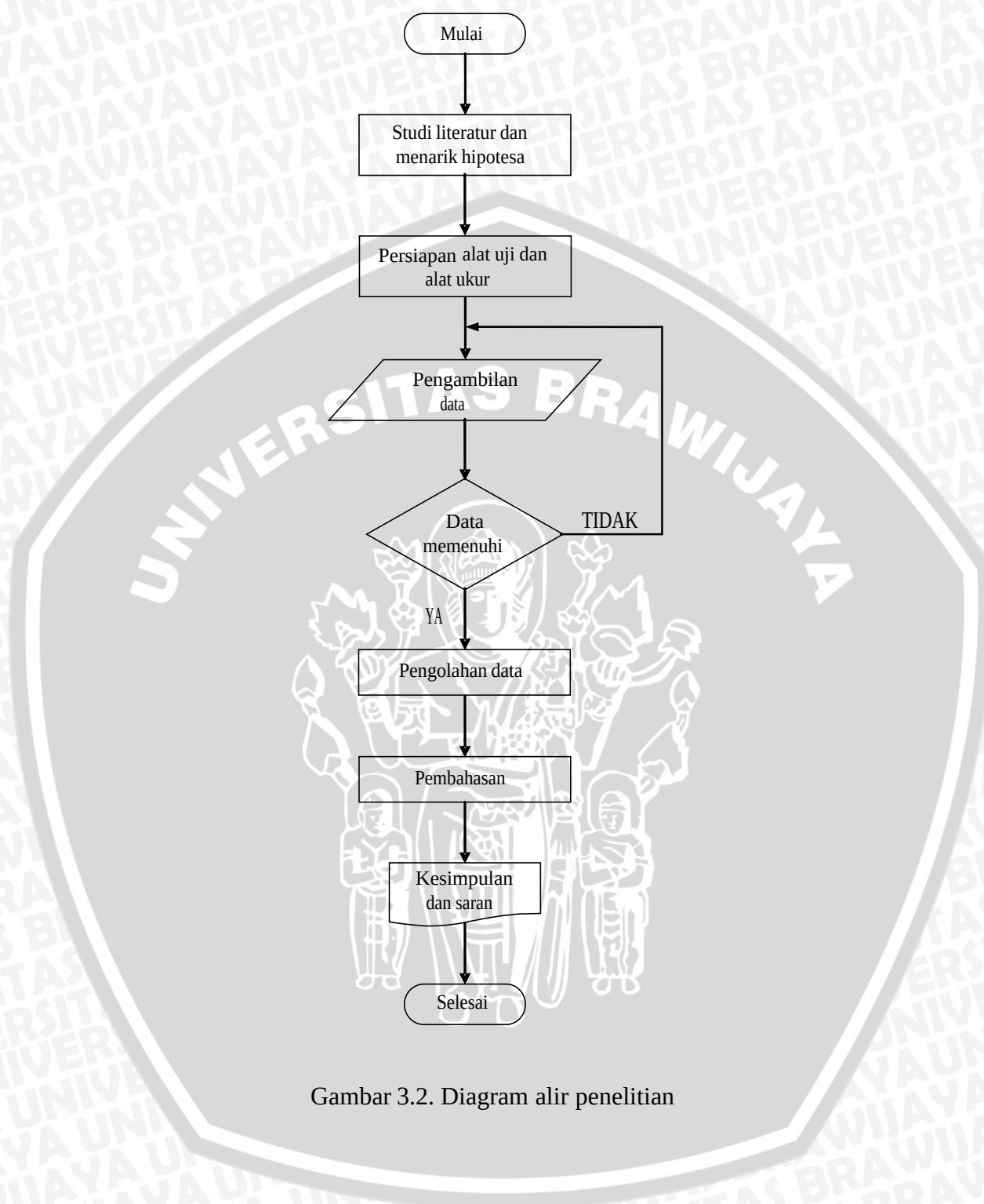
Untuk memperoleh data yang lebih teliti, dilakukan pengulangan pengambilan data sebanyak 3 kali.

3.5. Metode Analisis Data

Dari data hasil pengujian akan dibuat grafik hubungan antar variabel. Analisis data dan pembahasan dilakukan dengan mengamati grafik-grafik sebagai berikut:

1. Hubungan antara putaran dan torsi dengan variasi waktu pengapian.
2. Hubungan antara putaran dan daya efektif dengan variasi waktu pengapian.
3. Hubungan antara putaran dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi waktu pengapian.
4. Hubungan antara putaran dan efisiensi termal efektif dengan variasi waktu pengapian.
5. Hubungan antara putaran dan emisi gas CO dengan variasi waktu pengapian.

3.6. Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.2. Diagram alir penelitian

BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisis Data

4.1.1. Data Hasil Pengujian

Data yang diperoleh selama pengujian adalah sebagai berikut

1. Pengujian : variasi putaran
2. Buka an katup : 100%
3. Suhu lingkungan : 24°C
4. Kelembaban relatif : 76 %
5. Tekanan lingkungan : 0.94 bar

Tabel 4.1. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 27° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	h manometer (mm)	CO (% vol)
3000	22.5	136	0.093
	22	136	0.093
	22.5	136	0.093
3200	20.5	145	0.098
	20	144	0.098
	21	144	0.098
3400	18	162	0.104
	17.5	162	0.104
	18.5	162	0.104
3600	14.5	172	0.102
	14.5	172	0.102
	14	172	0.102
3800	12	190	0.114
	12.5	191	0.114
	12	190	0.114
4000	8.5	201	0.112
	8.5	203	0.112
	8	202	0.112

Tabel 4.2. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 31° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	h manometer (mm)	CO (% vol)
3000	24.5	128	0.078
	24	127	0.078
	24.5	128	0.078
3200	22.5	142	0.083
	22.5	141	0.083
	22	140	0.083
3400	21.5	154	0.086
	21.5	155	0.086
	21	154	0.086
3600	17.5	170	0.093
	19	171	0.093
	17	169	0.093
3800	17	186	0.095
	15.5	186	0.095
	15	185	0.095
4000	10	200	0.097
	10.5	201	0.097
	9.5	200	0.097

Tabel 4.3. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 35° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	h manometer (mm)	CO (% vol)
3000	24.5	132	0.076
	24.5	131	0.076
	24	132	0.076
3200	23.5	140	0.077
	23.5	140	0.077
	23.5	141	0.077
3400	22	148	0.086
	21.5	147	0.086
	22	147	0.086
3600	18.5	162	0.085
	18	160	0.085
	18.5	162	0.085
3800	17.5	174	0.088
	17.5	173	0.088
	17	174	0.088
4000	12.5	188	0.094
	12.5	190	0.094
	12	188	0.094

Tabel 4.4. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	h manometer (mm)	CO (% vol)
3000	29.5	134	0.072
	29	133	0.072
	29.5	134	0.072
3200	28	144	0.077
	28.5	143	0.077
	28	143	0.077
3400	26.5	156	0.085
	26	155	0.085
	26.5	154	0.085
3600	22	164	0.082
	21.5	164	0.082
	22	162	0.082
3800	19	186	0.089
	19	185	0.089
	19.5	186	0.089
4000	17	202	0.092
	17	202	0.092
	17.5	200	0.092

Tabel 4.5. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar biogas dengan waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	h manometer (mm)	CO (% vol)
3000	26	142	0.085
	26	142	0.085
	25.5	142	0.085
3200	24	152	0.092
	24	152	0.092
	24	152	0.092
3400	22.5	162	0.089
	22.5	162	0.089
	22.5	161	0.089
3600	19.5	182	0.101
	20	182	0.101
	19.5	183	0.101
3800	18	198	0.1
	18	199	0.1
	17	198	0.1
4000	13.5	204	0.105
	13.5	204	0.105
	14	205	0.105

Tabel 4.6. Data hasil pengujian pada motor bensin berbahan bakar bensin dengan waktu pengapian 27° poros engkol sebelum TMA

n (rpm)	T (foot pound)	t (tiap 5ml bb) (s)	CO (% vol)
3000	39	44.43	4.957
	38	44.45	4.957
	39	44.46	4.957
3200	35.5	41.39	4.31
	35	41.38	4.31
	35.5	41.4	4.31
3400	33.5	34.53	4.629
	33	34.55	4.629
	33.5	34.57	4.629
3600	30.5	36.03	5.173
	30.5	36.06	5.173
	30	36.04	5.173
3800	26	32.39	5.018
	26.5	32.41	5.018
	26.5	32.37	5.018
4000	21.5	31.55	4.837
	21	31.53	4.837
	21	31.56	4.837

4.1.2. Perhitungan Data

Dari hasil pengujian, data-data yang didapat kemudian diambil nilai rata-ratanya lalu diolah untuk memperoleh kinerja. Data-data yang diambil adalah sebagai berikut:

i. Bahan bakar biogas

Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian dengan waktu pengapian 39°.

- Putaran mesin (n) = 3000 rpm
- Torsi (T) = 29,33 feet pound
- Faktor reduksi (i) = 20,33
- Beda ketinggian manometer (h) = 133,67 mm
- Diameter orifice (D1) = 0,01 m
- Diameter pelat orifice (Dt) = 0,003 m
- Koefisien discharge (C) = 0,4
- Massa jenis biogas = 1,271 kg/m³

- Dari data tersebut diatas, maka dapat dihitung nilai dari:

Torsi dihitung pada poros roda belakang, sehingga untuk poros engkol torsi yang didapat harus dibagi dengan faktor reduksinya:

2. Daya efektif (Ne)

3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar (F_c) diperoleh dengan mengukur beda tekanan pada saluran *orifice* yang terukur pada manometer U. Beda tekanan ini kemudian dikonversikan menjadi massa alir dengan mengaplikasikan persamaan kontinuitas dan Bernoulli:

Dimana:

$$\begin{aligned} &= \frac{0,02}{1} = \frac{0,02}{0,06} = 0,3 \\ &= 1_4 = 1_4 \quad 0,03 \\ &= 7,065 \times 10 \quad (\text{m}^2) \\ &= \quad h = 835 \times 9,81 \times 0,134 \end{aligned}$$

$$= 1094,91 \text{ (Pa)}$$

Sehingga:

$$= \frac{0,4 \times 3,14 \times 10}{1 - 0,3} \times \frac{1}{2 \times 1,271(1094,91)}$$

$$= 1,497 \times 10 \text{ (kg/s)}$$

$$= \times 3600 = 1,497 \times 10 \times 3600$$

$$= 0,539 \text{ (kg/jam)}$$

$$= \frac{0,539}{0,835}$$

$$= 0,645 \text{ (kg/hp.jam)}$$

4. Efisiensi termal efektif (η_{te})

$$\begin{aligned} \eta_{te} &= \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632.N_e}{F_c.LHV_{bb}} = \frac{632}{SFC_e.LHV_{bb}} \times 100\% \\ &= \frac{632}{0,645 \times 3162,262} \times 100\% \\ &= 30,985(\%) \end{aligned}$$

ii. Bahan bakar bensin

Sebagai contoh dilakukan perhitungan dengan data-data sebagai berikut:

- a. Putaran mesin (n) = 3000 rpm
- b. Torsi (T) = 38,667 foot pound
- c. Faktor reduksi (i) = 20,33
- d. Massa jenis bensin (ρ) = 715 kg/m³
- e. Waktu (t) = 44,447 detik
- f. Nilai kalor (LHV) = 10185,667 kkal/kg
- g. Volume bahan bakar = 5 ml

Dari data-data tersebut maka dapat dihitung nilai dari:

1. Torsi (T)

Torsi dihitung pada poros roda belakang, sehingga untuk poros engkol, torsi yang didapat harus dibagi dengan faktor reduksinya, sehingga:

$$= \frac{38,667 \times 0,1383}{20,33}$$

$$= 0,263 \text{ (kg.m)}$$

2. Daya efektif (Ne)

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

$$= \frac{0,263 \cdot 3000}{716,6}$$

$$= 1,101 \text{ (hp)}$$

3. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar pada motor bakar menggunakan bahan bakar bensin diukur dengan menggunakan tabung ukur dimana bahan bakar dialirkan melalui tabung ukur yang diketahui volumenya dan dilihat waktu yang diperlukan untuk menghabiskan bahan bakar sebesar volume tersebut.

$$F_c = \frac{b}{t} \rho_f \frac{3600}{1000}$$

$$= \frac{5}{44,447} \cdot 0,715 \cdot \frac{3600}{1000}$$

$$= 0,290 \text{ (kg/jam)}$$

Maka :

$$SFCe = \frac{F_c}{Ne}$$

$$= \frac{0,290}{1,101}$$

$$= 0,263 \text{ (kg/hp.jam)}$$

4. Efisiensi termal efektif

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

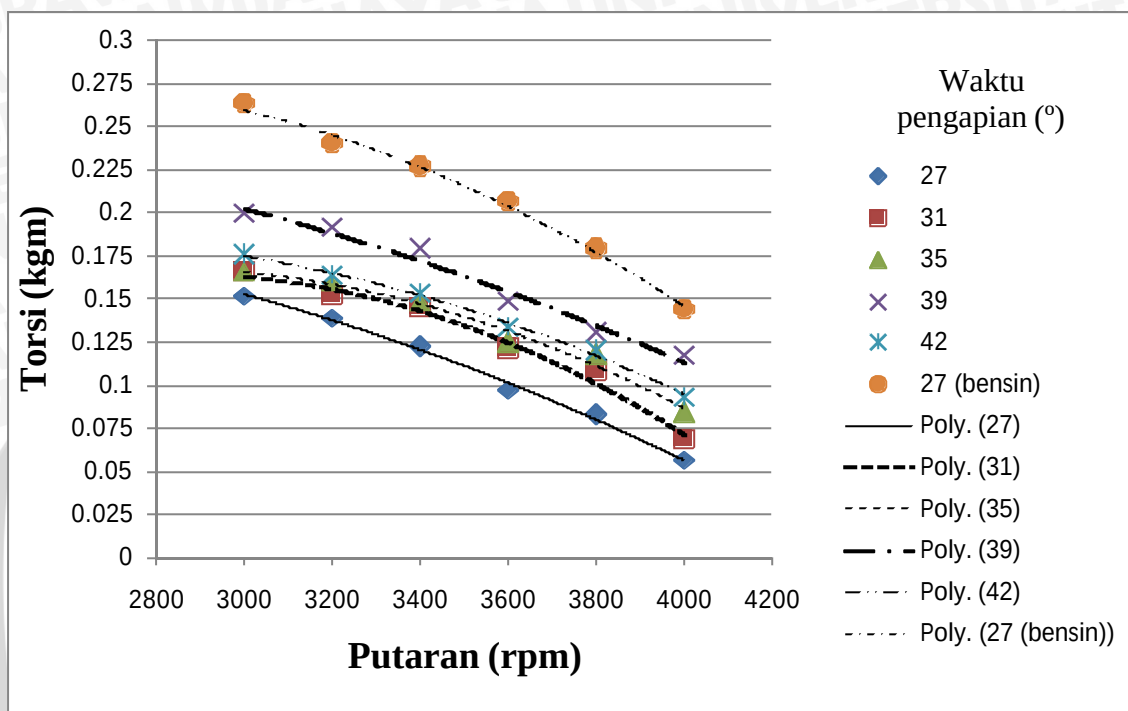
$$= \frac{632}{0,263 \cdot 10185,667} \cdot 100\%$$

$$= 23,600 \text{ (%)}$$

4.2. Pembahasan

4.2.1. Hubungan antara Putaran dan Torsi dengan Variasi Waktu Pengapian

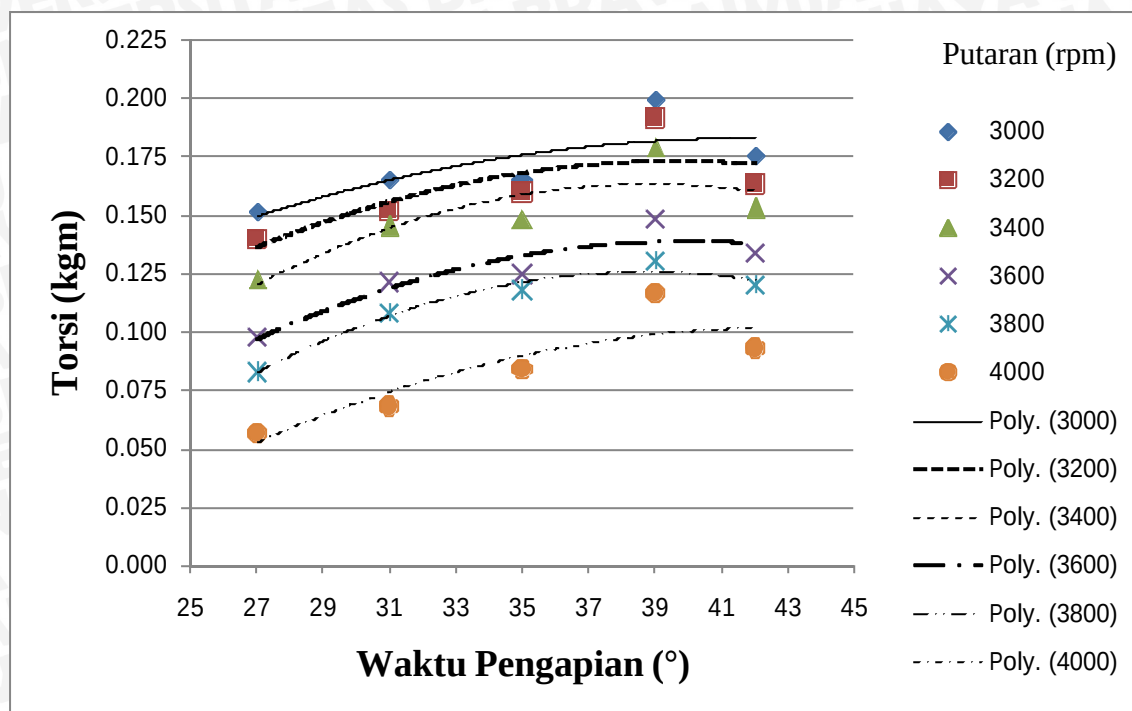
Hubungan antara putaran dan torsi dengan variasi waktu pengapian sebesar 27, 31, 35, 39, dan 40° poros engkol sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1. Hubungan antara putaran dan torsi dengan variasi waktu pengapian

Pada gambar 4.1 terlihat bahwa dengan semakin meningkatnya putaran, maka torsi yang dihasilkan semakin kecil. Hal ini disebabkan karena pada putaran yang semakin tinggi, beban pengereman yang diberikan pada poros engkol semakin kecil. Dengan semakin kecilnya beban pengereman yang diterima poros maka torsi yang dihasilkan juga semakin kecil.

Selain karena beban pengereman makin berkurang pada putaran yang semakin tinggi, penurunan torsi juga disebabkan karena dengan meningkatnya putaran, mesin tidak dapat memasukkan jumlah udara yang cukup akibat waktu yang diperlukan untuk melakukan satu siklus semakin singkat, sehingga pembakaran yang terjadi semakin tidak sempurna. Pada putaran yang semakin meningkat, daya mekanis yang hilang akibat gesekan torak pada dinding silinder semakin besar dan menjadi faktor dominan pada putaran tinggi. Hal-hal tersebut mengakibatkan torsi yang dihasilkan semakin kecil pada putaran yang semakin tinggi.



Gambar 4.2. Hubungan antara waktu pengapian dan torsi dengan variasi putaran

Pada grafik 4.2 dapat dilihat bahwa dengan waktu pengapian yang semakin maju dari 27 sampai 39° poros engkol sebelum TMA, maka torsi yang dihasilkan juga semakin besar, akan tetapi torsi tersebut turun pada waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA. Hal ini disebabkan karena dengan waktu pengapian yang semakin maju sampai 39° poros engkol sebelum TMA, maka campuran bahan bakar - udara terbakar lebih awal sehingga campuran yang terbakar saat torak akan melakukan langkah kerja juga semakin banyak. Dengan semakin banyaknya campuran yang terbakar maka tekanan yang dihasilkan juga semakin besar sehingga gaya yang diberikan oleh gas yang terbakar pada torak saat melakukan langkah kerja juga semakin besar sehingga torsi yang dihasilkan meningkat. Pada waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA, penyalaan campuran bahan bakar – udara terjadi terlalu awal. Campuran tersebut 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 torsi yang dihasilkan menurun.

Jika dibandingkan, torsi yang dihasilkan bahan bakar biogas lebih kecil dari pada bensin, ini dikarenakan nilai kalor biogas lebih rendah dari pada bensin.. Nilai kalor biogas tergantung pada besarnya kandungan CH_4 sesuai dengan persamaan:

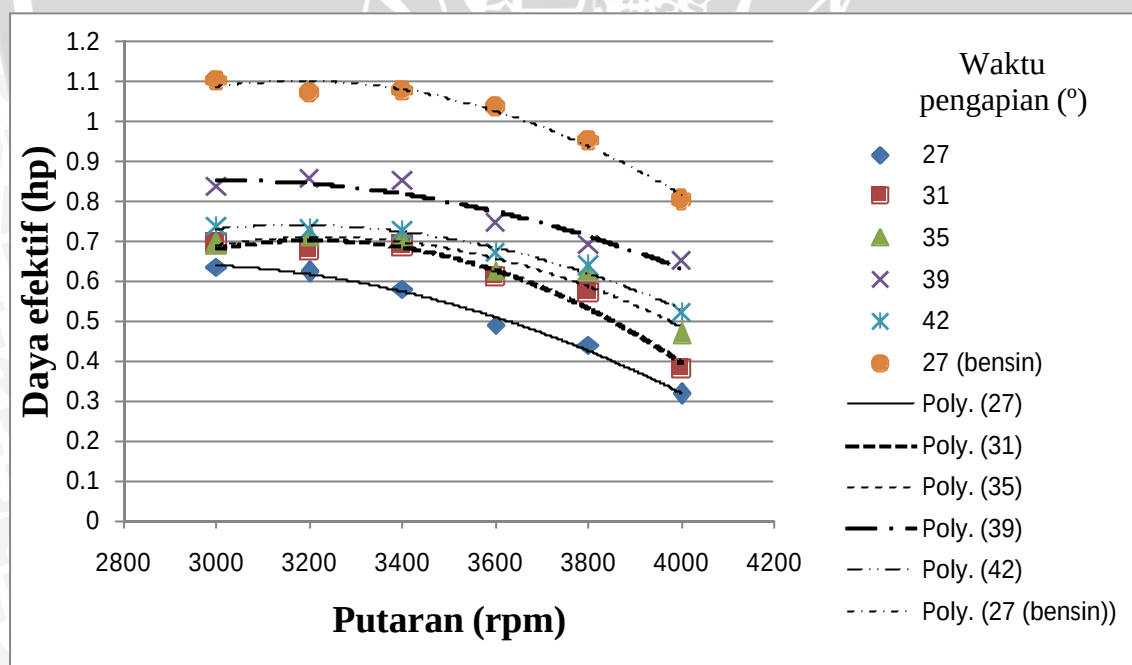
$$= \quad \times \quad \times \quad \dots \dots \dots (\text{Mitzlav, 1988: 30})$$

Berdasarkan data hasil pengujian kandungan gas pada lampiran 4, diketahui bahwa biogas yang digunakan mengandung 46,5% CH₄ dan 53,5% CO₂, dan dari perhitungan pada lampiran 3 diperoleh LHV biogas = 3162,262 kkal/kg, lebih rendah dari bensin yang memiliki LHV = 10185,667 kkal/kg. Keberadaan CO₂ pada biogas menghambat penyebaran api sehingga kecepatan pembakarannya lebih rendah dari bensin. Dan dengan memajukan waktu pengapian sampai nilai maksimumnya pada 39° poros engkol sebelum TMA, maka torsi yang dihasilkan semakin mendekati yang dihasilkan bensin.

Dari uraian tersebut diatas, maka dapat disimpulkan waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA menghasilkan torsi yang paling besar dan merupakan waktu pengapian yang efektif untuk menghasilkan torsi yang besar.

4.2.2. Hubungan antara Putaran dan Daya Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian

Pada gambar 4.3 berikut, dapat diamati hubungan antara putaran dan daya efektif dengan variasi waktu pengapian sebesar 27, 31, 35, 39, dan 40° poros engkol sebelum TMA.



Gambar 4.3. Hubungan antara putaran dan daya efektif dengan variasi waktu pengapian

Dari gambar 4.3, dapat terlihat bahwa dengan semakin meningkatnya putaran, daya efektif yang dihasilkan cenderung menurun. Hal ini disebabkan karena besarnya daya efektif (N_e) berbanding lurus dengan torsi (T) seperti dinyatakan pada persamaan berikut:

$$N_e = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,5} \text{ (hp)} \quad \text{..... (Arismunandar; 1988 : 32)}$$

Dimana:

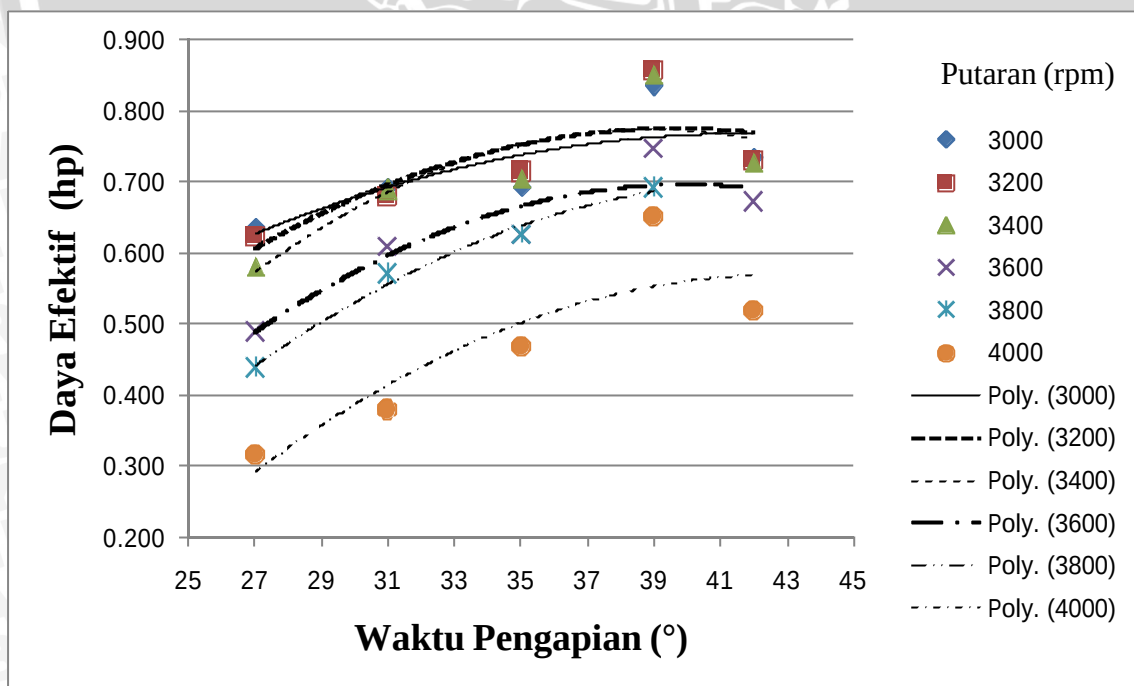
N_e = Daya efektif (hp)

T = Torsi (kgf.m)

ω = Kecepatan angular poros (rad/detik)

n = Putaran mesin (rpm)

Pada putaran tinggi, kenaikan putaran tidak dapat mengimbangi penurunan torsi yang terjadi. Putaran yang semakin tinggi juga menyebabkan semakin besarnya daya mekanis yang hilang akibat gesekan yang terjadi pada dinding silinder, dan daya mekanis yang hilang ini menjadi faktor yang sangat dominan pada putaran tinggi, sehingga daya efektif yang dihasilkan poros menurun.



Gambar 4.4. Hubungan antara waktu pengapian dan daya efektif dengan variasi putaran

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa perubahan waktu pengapian mempengaruhi daya efektif yang dihasilkan. Pemajuan waktu pengapian dari 27 ke 31, 34, dan 39° poros engkol sebelum TMA meningkatkan daya efektif yang dihasilkan, kemudian turun pada waktu pengapian 42°. Dengan memajukan waktu pengapian maka tekanan gas pada saat torak akan melakukan langkah kerja akan meningkat sehingga daya indikasi (Ni) meningkat sesuai dengan persamaan:

$$Ni = \frac{10^4 \times pi \times Vd \times n \times i}{60 \times 75 \times z} (hp) \quad \text{..... (Petrovsky; 1979 : 58)}$$

Dimana:

Pi = Tekanan indikasi (hp)

Vd = Volume langkah (m³)

n = Putaran mesin (rpm)

i = Jumlah silinder

z = rasio jumlah langkah – siklus (z = 2 untuk mesin 4 langkah)

Sedangkan daya efektif berbanding lurus dengan daya indikasi sesuai dengan persamaan:

$$= - \quad (hp) \quad \text{..... (Petrovsky; 1979 : 58)}$$

Dimana:

Ne = Daya efektif (hp)

Ni = Daya indikasi (hp)

Nm = Daya mekanis yang hilang (hp)

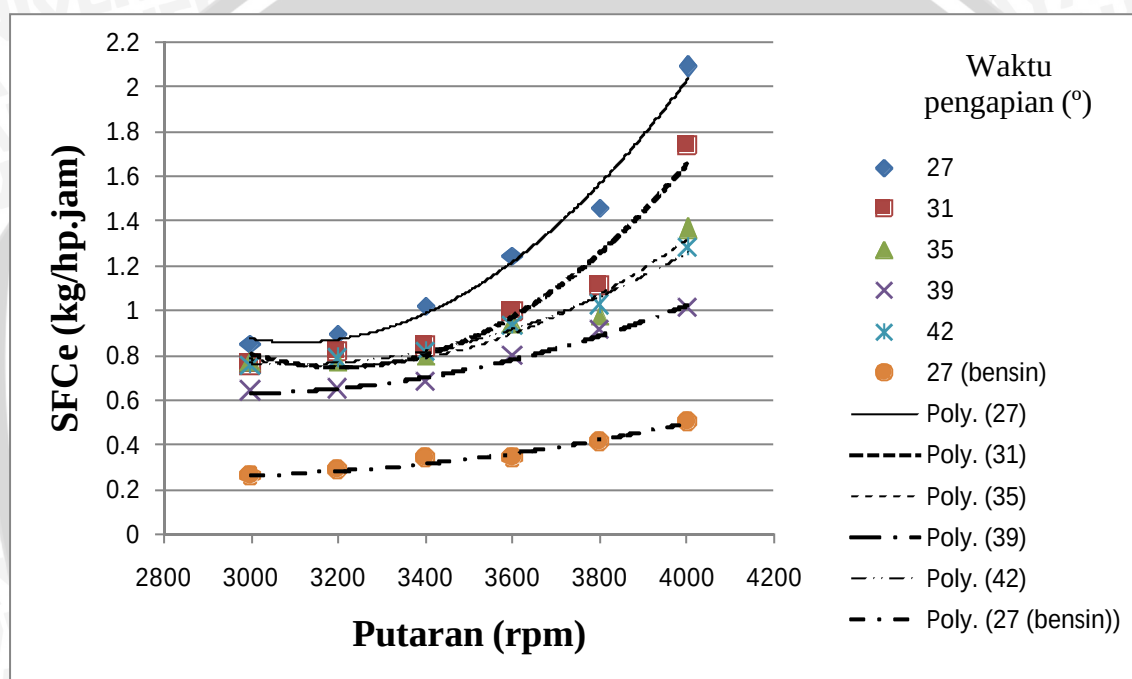
Dengan demikian, daya efektif meningkat seiring dengan pemajuan waktu pengapian. Pada waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA, proses pembakaran yang terjadi terlalu dini, dan saat torak bergerak dari TMB ke TMA pada langkah kompresi tekanan gas sudah mencapai nilai maksimumnya sehingga torak mendapat gaya negatif yang besar. Hal ini mengakibatkan menurunnya daya efektif yang dihasilkan.

Karena torsi yang dihasilkan lebih rendah, maka daya efektif yang dihasilkan biogas berada di bawah bensin. Akan tetapi, dengan memajukan waktu pengapian sampai 39°, maka daya yang dihasilkan biogas semakin mendekati daya efektif yang dihasilkan bensin.

Dari uraian tersebut di atas, dapat disimpulkan bahwa waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA menghasilkan daya efektif yang paling besar dan merupakan waktu pengapian yang efektif untuk menghasilkan daya efektif yang besar.

4.2.3. Hubungan antara Putaran dan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian

Pada gambar 4.5 dapat diamati hubungan antara putaran dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi waktu pengapian sebesar 27, 31, 35, 39, dan 40° poros engkol sebelum TMA.



Gambar 4.5. Hubungan antara putaran dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi waktu pengapian

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa seiring dengan meningkatnya putaran maka konsumsi bahan bakar spesifik efektif cenderung meningkat. Hal ini dikarenakan dengan putaran yang semakin tinggi, maka siklus yang terjadi dalam satu satuan waktu semakin banyak sehingga jumlah bahan bakar yang dihisap oleh silinder juga semakin banyak. Hal ini sesuai dengan persamaan:

$$SFCe = \frac{F_c}{N_e} \quad (\text{kg/hp.jam}) \dots\dots\dots (\text{Petrovsky; 1979 : 63})$$

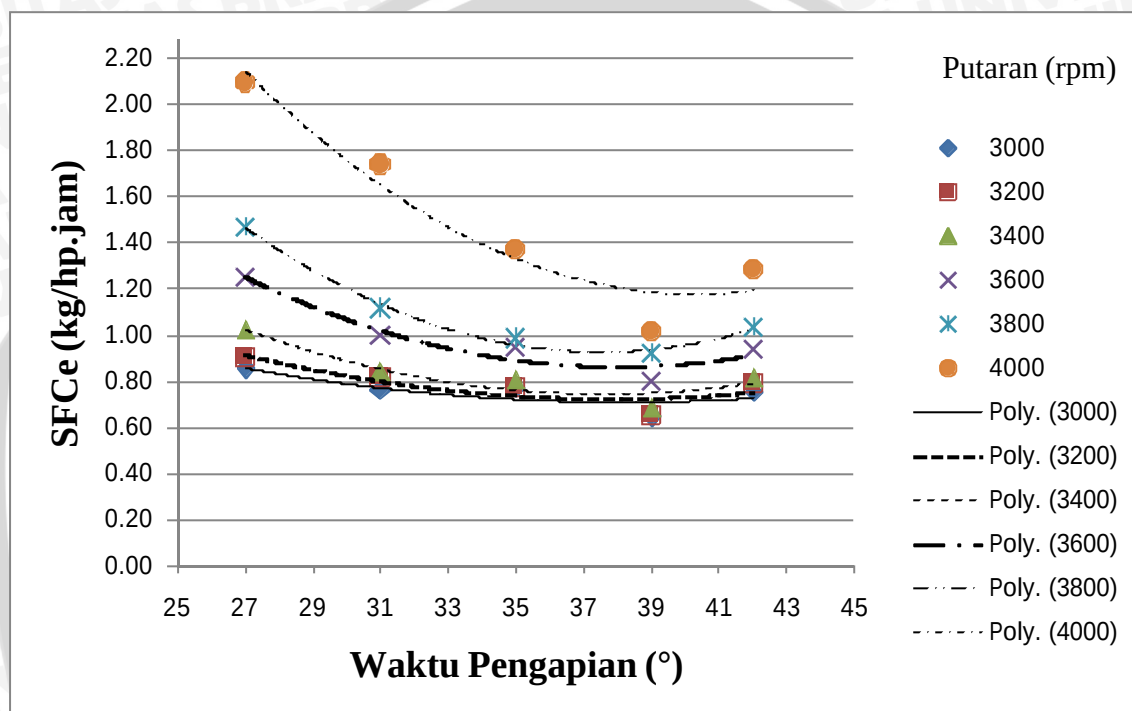
Dimana:

SFCe = Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (kg/hp.jam)

Fc = Konsumsi bahan bakar (kg/jam)

N_e = Daya efektif (hp)

Dari persamaan tersebut terlihat bahwa konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) berbanding lurus dengan konsumsi bahan bakar (F_c), dan berbanding terbalik dengan daya efektif (N_e). Dengan meningkatnya F_c dan menurunnya N_e akibat putaran yang meningkat, maka SFCe cenderung meningkat.



Gambar 4.6. Hubungan antara waktu pengapian dan konsumsi bahan bakar spesifik efektif dengan variasi putaran

Dengan pemajuan waktu pengapian, dari gambar 4.6 terlihat bahwa SFCe mengalami penurunan untuk waktu pengapian dari 27 ke 31, 34, dan 39° poros engkol sebelum TMA, dan mengalami peningkatan kembali pada waktu pengapian 42°. Pemajuan waktu pengapian meningkatkan daya efektif karena daya yang diberikan oleh campuran bahan bakar – udara meningkat seperti telah dijelaskan pada sub bab sebelumnya, karena daya efektif berbanding terbalik dengan SFCe sesuai dengan persamaan di atas, maka SFCe yang dihasilkan menurun sampai nilai minimumnya pada waktu pengapian 39°. Pada waktu pengapian 42° poros engkol sebelum TMA, daya efektif yang dihasilkan telah menurun, oleh karena itu SFCe meningkat.

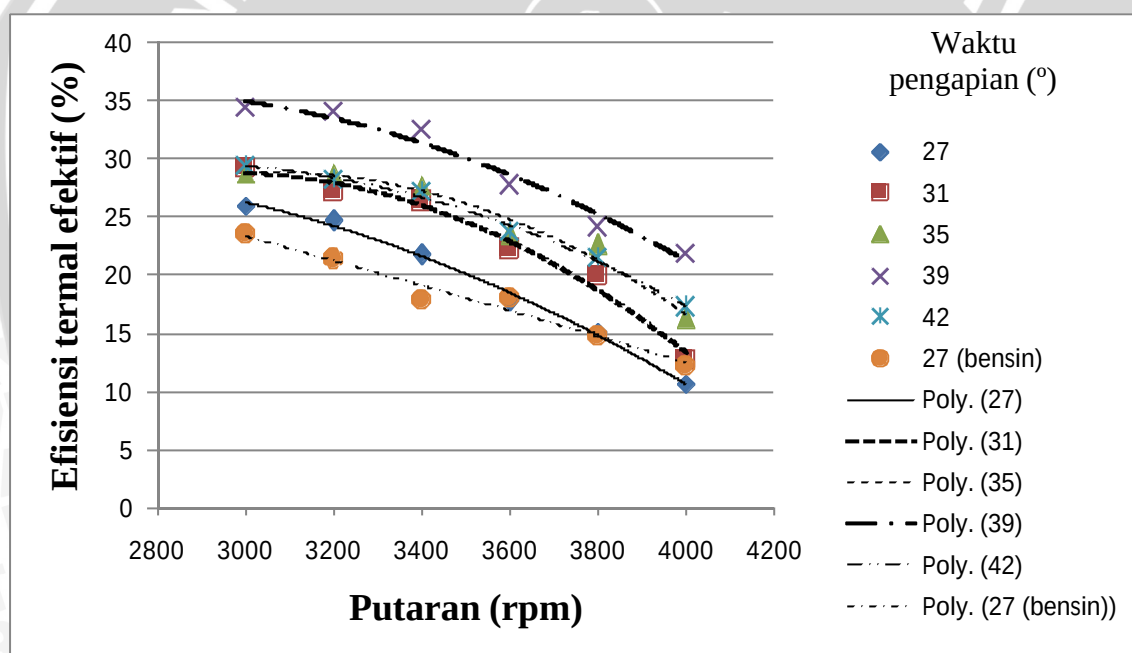
Jika dibandingkan dengan bensin, maka konsumsi bahan bakar spesifik efektif biogas lebih tinggi, dikarenakan nilai kalornya yang lebih rendah daripada bensin,

sehingga membutuhkan lebih banyak konsumsi bahan bakar untuk menghasilkan daya yang besar. Dengan memajukan waktu pengapian sampai 39° maka diperoleh konsumsi bahan bakar yang semakin mendekati bensin.

Dari uraian di atas, maka dapat disimpulkan bahwa waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA menghasilkan konsumsi bahan bakar spesifik efektif paling kecil, dan merupakan waktu pengapian yang efektif untuk menghasilkan konsumsi bahan bakar spesifik efektif minimum.

4.2.4. Hubungan antara Putaran dan Efisiensi Termal Efektif dengan Variasi Waktu Pengapian

Hubungan antara putaran dan efisiensi termal efektif dengan variasi waktu pengapian sebesar 27° , 31° , 35° , 39° , dan 42° poros engkol sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.7 berikut ini.



Gambar 4.7. Hubungan antara putaran dan efisiensi termal efektif dengan variasi waktu pengapian

Dari gambar 4.7 di atas, dapat diamati bahwa dengan meningkatnya putaran, maka efisiensi termal yang dihasilkan mesin cenderung menurun. Penurunan ini diakibatkan oleh peningkatan konsumsi bahan bakar dan penurunan daya efektif seiring dengan meningkatnya putaran seperti telah dibahas pada sub bab sebelumnya, sedangkan efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan konsumsi bahan bakar dan berbanding lurus dengan daya efektif, sesuai dengan persamaan:

$$\eta_{te} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632.N_e}{F_c.LHV_{bb}} \times 100 = \frac{632}{SFC_e.LHV_{bb}} \times 100(\%) \quad \text{..... (Petrovsky; 1979 : 62)}$$

Dimana:

η_{te} = efisiensi termal efektif (%)

Q_e = jumlah kalor yang digunakan untuk daya efektif (kkal . kg-1)

Q_b = jumlah kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara (kkal . kg-1)

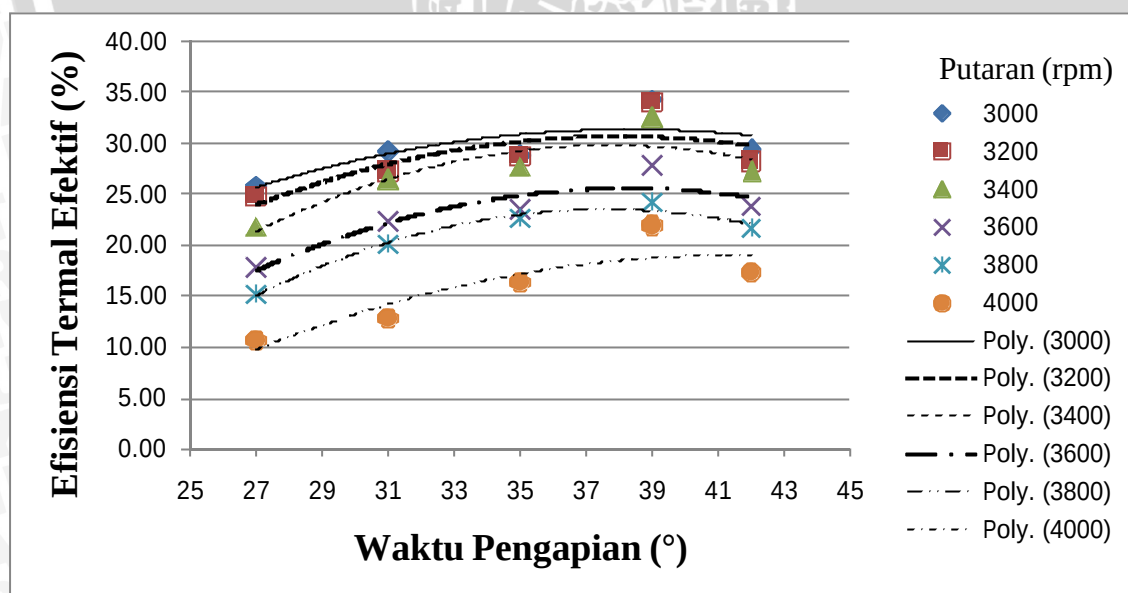
$$1 \text{ hp} = 632 \left(\frac{\text{kkal}}{\text{jam}} \right)$$

LHV = nilai kalor rendah bahan bakar (kkal/kg)

F_c = konsumsi bahan bakar (kg/jam)

N_e = daya efektif (hp)

Dengan meningkatnya putaran, gesekan menjadi faktor yang dominan, daya yang hilang akibat gesekan yang ditimbulkan semakin besar, disamping itu peningkatan putaran juga mempersingkat waktu siklus yang menyebabkan pembakaran semakin tidak sempurna, sehingga daya efektif yang dihasilkan poros menurun. Jumlah siklus juga meningkat seiring makin cepatnya putaran, sehingga konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan semakin banyak. Karena hal-hal tersebut maka dengan meningkatnya putaran mesin, efisiensi termal efektif cenderung menurun.



Gambar 4.8. Hubungan antara waktu pengapian dan efisiensi termal efektif dengan variasi putaran

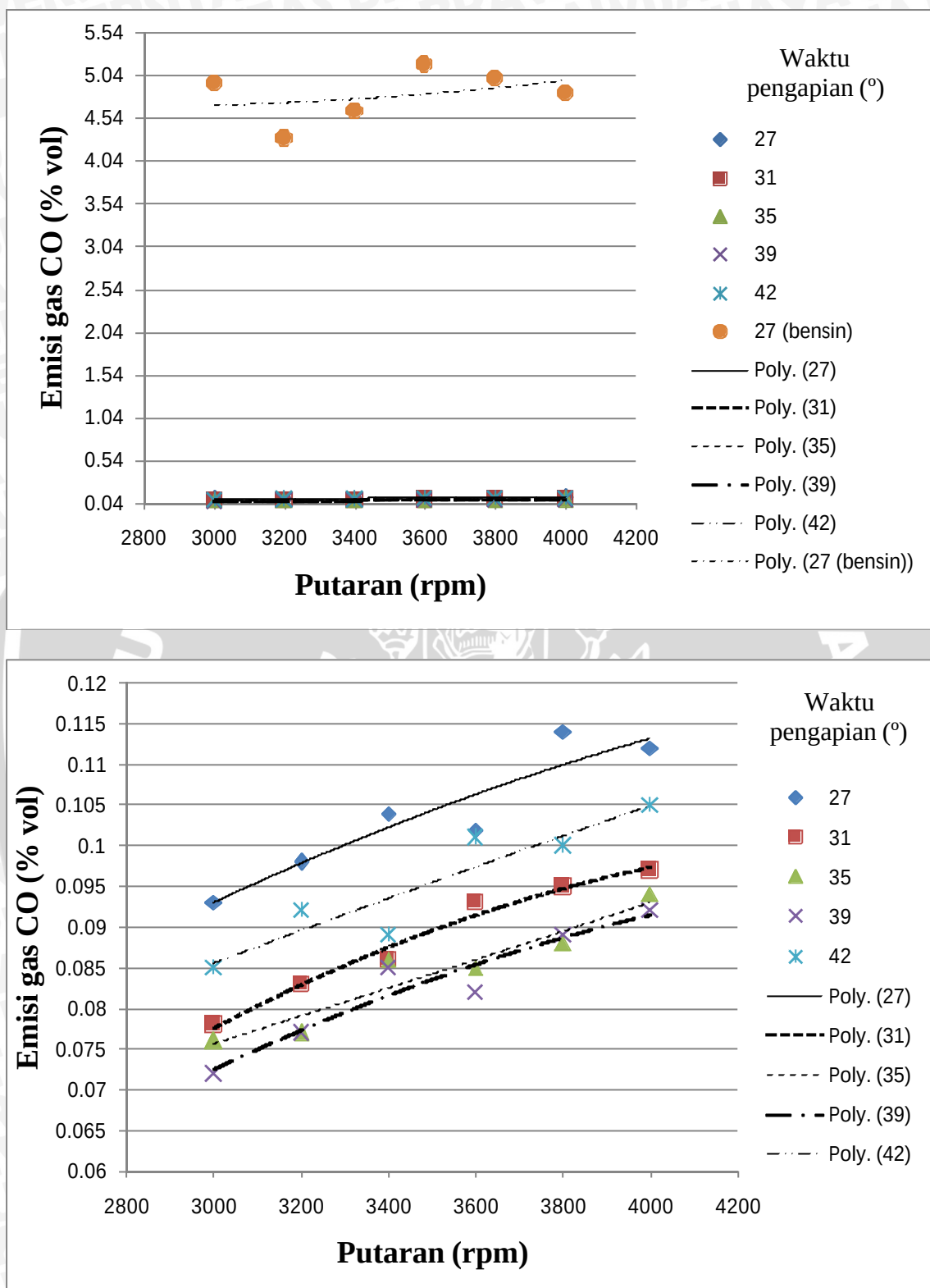
Gambar 4.8 menunjukkan peningkatan efisiensi termal efektif mesin seiring pemajuan waktu pengapian sampai nilai maksimumnya yang dicapai pada waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA, kemudian turun pada waktu pengapian 42° . Dengan semakin majunya waktu pengapian, efisiensi meningkat akibat menurunnya konsumsi bahan bakar spesifik efektif. Hal ini dikarenakan pemajuan waktu pengapian membuat campuran bahan bakar – udara terbakar lebih awal, yang meningkatkan tekanan dalam silinder saat torak akan melakukan langkah kerja dari TMA ke TMB, sehingga gaya untuk mendorong torak juga meningkat, dan pada akhirnya daya yang dihasilkan poros meningkat. Jika waktu pengapian terlalu maju (42°), maka daya yang dihasilkan menurun akibat besarnya gaya negatif yang diterima torak saat langkah kompresi, yang dikarenakan bahan bakar terbakar terlalu cepat. Sehingga efisiensi termalnya juga menurun.

Jika dibandingkan dengan bensin, efisiensi termal biogas lebih tinggi pada waktu pengapian di atas 27° poros engkol sebelum TMA. Ini disebabkan nilai kalor biogas lebih rendah serta pembakaran biogas yang lebih sempurna karena biogas lebih mudah bercampur dengan udara.

Dengan demikian, waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA merupakan waktu yang efektif, karena pada waktu pengapian tersebut dihasilkan efisiensi termal efektif yang paling besar.

4.2.5. Hubungan antara Putaran dan Emisi Gas CO dengan Variasi Waktu Pengapian

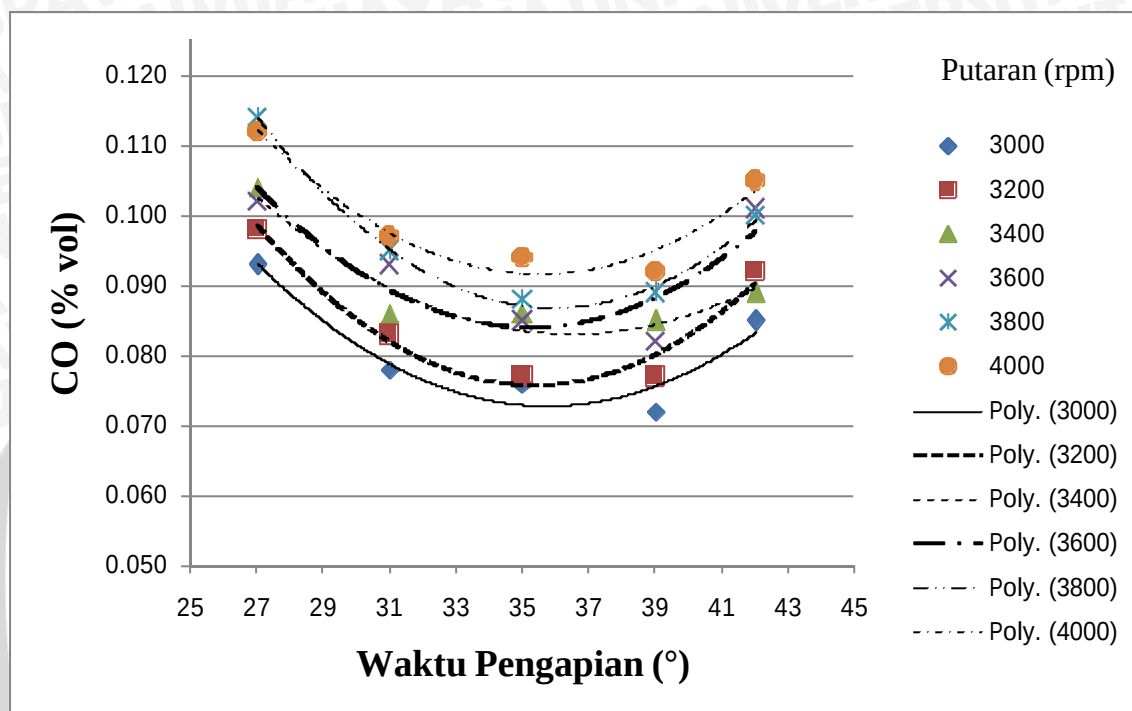
Hubungan antara putaran dan emisi gas CO dengan variasi waktu pengapian sebesar 27° , 31° , 35° , 39° , dan 42° poros engkol sebelum TMA dapat dilihat pada gambar 4.9 berikut ini.



Gambar 4.9. Hubungan antara putaran dan emisi gas CO dengan variasi waktu pengapian

Dari gambar 4.9 dapat diamati kecenderungan peningkatan emisi gas CO seiring peningkatan putaran mesin. Meningkatnya putaran mesin akan mempercepat

waktu siklus, pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar juga semakin cepat yang mengakibatkan tidak semua oksigen (O) dalam udara dapat bereaksi dengan atom karbon (C) dalam bahan bakar membentuk CO_2 , pembakaran yang terjadi semakin tidak sempurna, sehingga emisi gas CO yang dihasilkan meningkat.



Gambar 4.10. Hubungan antara waktu pengapian dan emisi gas CO dengan variasi putaran

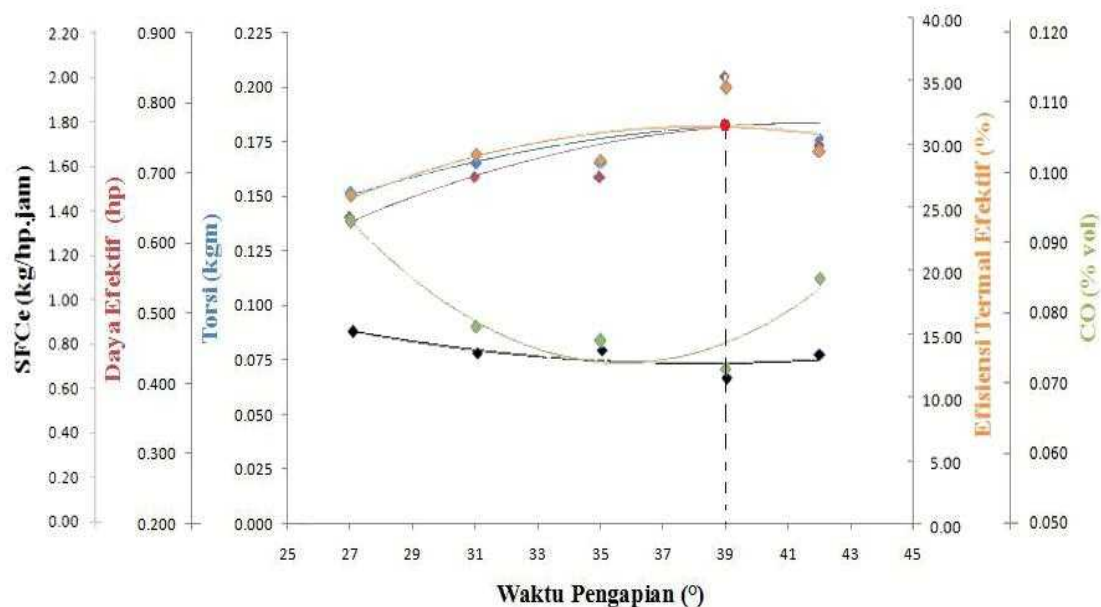
Dari gambar 4.10 diatas dapat diamati bahwa dengan waktu pengapian yang semakin maju, sampai 39° poros engkol sebelum TMA, emisi gas CO yang dihasilkan cenderung semakin rendah, dan meningkat pada waktu pengapian 42°. Dengan waktu pengapian yang semakin maju, berarti waktu untuk terjadinya pembakaran akan semakin lama sehingga memungkinkan lebih banyak C dalam bahan bakar yang beroksidasi menjadi CO_2 sehingga emisi CO menurun. Namun waktu pengapian yang terlalu maju akan mengakibatkan pembakaran dimulai pada tekanan dan temperatur rendah sehingga mengurangi efisiensi pembakaran dan meningkatkan kandungan CO pada gas buang.

Bahan bakar biogas memiliki emisi gas CO lebih rendah dari pada bensin. Hal ini disebabkan karena wujudnya yang berupa gas memungkinkan pencampuran yang lebih baik dengan udara sehingga pembakaran berlangsung dengan lebih sempurna pada biogas dibandingkan dengan bensin yang berwujud cair.

Dari uraian di atas, maka dapat disimpulkan bahwa waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA menghasilkan emisi gas CO paling kecil, dan merupakan waktu pengapian yang efektif untuk emisi gas CO minimum

4.2.6. Hubungan antara Waktu Pengapian dan Kinerja

Dari data-data yang diperoleh, maka dapat dibuat gabungan grafik hubungan antara waktu pengapian dan kinerja meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif serta emisi gas CO. Untuk memudahkan pengamatan dan analisa maka dipilih putaran yang menghasilkan kinerja optimum yaitu 3000 rpm, seperti dapat dilihat pada gambar 4.11 di bawah ini.



Gambar 4.11. Hubungan antara waktu pengapian dan kinerja

Dari gambar 4.11 diatas dapat diamati bahwa kinerja yaitu torsi maksimum, daya efektif maksimum, konsumsi bahan bakar spesifik efektif minimum, efisiensi termal maksimum, dan emisi gas CO minimum, dihasilkan pada waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA. Sehingga dapat disimpulkan bahwa waktu pengapian 39° merupakan waktu pengapian optimal untuk menghasilkan kinerja yang optimal.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan pengujian pengaruh perubahan waktu pengapian (*ignition timing*) terhadap kinerja motor bensin empat langkah dengan bahan bakar biogas, dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

Perubahan waktu pengapian berpengaruh pada kinerja motor bensin empat langkah berbahan bakar biogas, dimana:

- a. Semakin maju waktu pengapian, sampai 39° poros engkol sebelum TMA, maka kinerja yang dihasilkan meningkat, meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO.
- b. Waktu pengapian 39° poros engkol sebelum TMA merupakan waktu pengapian yang efektif untuk memperoleh kinerja optimal, jika waktu pengapian lebih maju dari itu maka kinerja yang dihasilkan menurun.

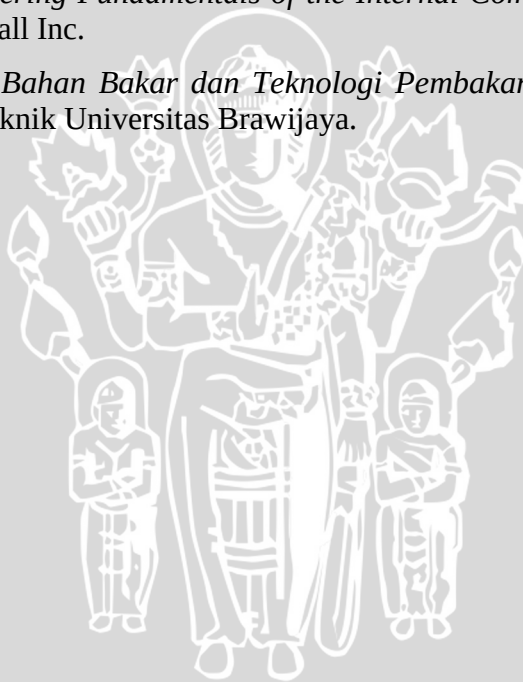
5.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan penulis, maka beberapa saran yang dapat diberikan adalah sebagai berikut:

1. Perlu dilakukan penelitian mengenai perancangan *mixer* untuk motor bensin dengan bahan bakar biogas
2. Perlu dilakukan penelitian mengenai teknik dan proses pemurnian serta penabungan biogas.
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh perubahan waktu pengapian terhadap motor bensin dengan bahan bakar biogas, pada mesin dengan ukuran atau volume silinder yang berbeda.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto. 1988. *Motor Bakar Torak*. Bandung: Penerbit ITB.
- Heywood, J.B. 1988. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: Mc Graw-Hill.
- Kristanto, P. & Gunawan, J. 2001. *Pengaruh Perubahan Pemajuan Waktu Penyalaan Terhadap Motor Dual Fuel (Bensin-BBG)*. Surabaya: Universitas Kristen Petra.
- Mitzlaff, K. V. 1988. *Engines for Biogas: Theory, Modification, Economic Operation*. Eschborn: Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH.
- Maleev, V.L. 1945. *Internal Combustion Engines*. Singapore: Mc Graw-Hill.
- Obert, E. F. 1959. *Internal Combustion Engine Analysis and Practice*. Pennsylvania: International Textbook Co.
- Petrovsky, N. 1979. *Marine Internal Combustion Engine*. Moscow: Mir Publisher.
- Pulkrabek, W. W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. New Jersey: Prentice-Hall Inc.
- Wardhana, I.N.G. 1995. *Bahan Bakar dan Teknologi Pembakaran*. Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- <http://www.iea-biogas.net>
- <http://www.gtz.de>
- <http://www.sribd.com>
- <http://www.wikipedia.org>



LAMPIRAN

Lampiran 1. Hasil pengolahan data pada pengujian motor bensin empat langkah

Hasil pengolahan data dengan bahan bakar biogas

Waktu pengapian (°)	n (rpm)	T (foot pound)	CO (% vol)	FC (kg/jam)	T (kgm)	Ne (hp)	SFCe (kg/hp.jam)	η_{thermal} (%)
27	3000	22.33	0.093	0.544	0.152	0.636	0.855	25.96767
	3200	20.50	0.098	0.560	0.139	0.623	0.899	24.68017
	3400	18.00	0.104	0.593	0.122	0.581	1.021	21.73309
	3600	14.33	0.102	0.611	0.098	0.490	1.248	17.78333
	3800	12.17	0.114	0.643	0.083	0.439	1.465	15.14696
	4000	8.33	0.112	0.662	0.057	0.316	2.093	10.6006
31	3000	24.33	0.078	0.527	0.166	0.693	0.760	29.20194
	3200	22.33	0.083	0.553	0.152	0.679	0.816	27.2033
	3400	21.33	0.086	0.579	0.145	0.689	0.841	26.38975
	3600	17.83	0.093	0.608	0.121	0.610	0.997	22.25554
	3800	15.83	0.095	0.635	0.108	0.571	1.112	19.95798
	4000	10.00	0.097	0.660	0.068	0.380	1.737	12.77353
35	3000	24.33	0.076	0.535	0.166	0.693	0.772	28.75494
	3200	23.50	0.077	0.552	0.160	0.714	0.773	28.69228
	3400	21.83	0.086	0.566	0.149	0.705	0.803	27.64242
	3600	18.33	0.085	0.592	0.125	0.627	0.945	23.48602
	3800	17.33	0.088	0.614	0.118	0.625	0.982	22.59098
	4000	12.33	0.094	0.640	0.084	0.468	1.367	16.23381
39	3000	29.33	0.072	0.539	0.200	0.836	0.645	34.40319
	3200	28.17	0.077	0.558	0.192	0.856	0.652	34.02823
	3400	26.33	0.085	0.580	0.179	0.850	0.683	32.50472
	3600	21.83	0.082	0.596	0.149	0.746	0.798	27.79795
	3800	19.17	0.089	0.635	0.130	0.692	0.918	24.15966
	4000	17.17	0.092	0.661	0.117	0.652	1.014	21.87337
42	3000	25.83	0.085	0.555	0.176	0.736	0.755	29.39579
	3200	24.00	0.092	0.575	0.163	0.729	0.788	28.15574
	3400	22.50	0.089	0.593	0.153	0.726	0.816	27.19436
	3600	19.67	0.101	0.629	0.134	0.672	0.936	23.69888
	3800	17.67	0.1	0.656	0.120	0.637	1.030	21.54606
	4000	13.67	0.105	0.666	0.093	0.519	1.284	17.28544

Hasil pengolahan data dengan bahan bakar bensin

Waktu pengapian (°)	n (rpm)	T (foot pound)	CO (% vol)	FC (kg/jam)	T (kgm)	Ne (hp)	SFCe (kg/hp.jam)	η_{thermal} (%)
27 (bensin)	3000	38.667	4.957	1.09	0.290	0.263	0.263	23.60015
	3200	35.333	4.31	1.303	0.311	0.240	0.290	21.42139
	3400	33.333	4.629	1.215	0.373	0.227	0.346	17.92352
	3600	30.333	5.173	1.163	0.357	0.206	0.344	18.01629
	3800	26.333	5.018	1.222	0.397	0.179	0.418	14.83604
	4000	21.167	4.837	1.271	0.408	0.144	0.508	12.22598

Lampiran 2. Perhitungan massa jenis dan LHV Biogas

Diketahui:

Komposisi biogas:

$$\text{CH}_4 = 46.50 \% \text{ vol}$$

$$\text{CO}_2 = 53.50 \% \text{ vol}$$

$$V = 6 \text{ m}^3$$

$$P = 1.0135 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

$$R_{\text{CH}_4} = 519.6 \text{ N.m/kg K}$$

$$R_{\text{CO}_2} = 188.2 \text{ N.m/kg K}$$

Persamaan gas ideal:

$$PV = RT$$

$$V_{\text{CH}_4} = 0.465 \times 6 = 2.79 \text{ m}^3$$

$$m = \frac{P \times V}{R \times T} = \frac{1.0135 \times 10^5 \times 2.79}{519.6 \times 298} = 1.826 \text{ kg}$$

$$V_{\text{CO}_2} = 3.21$$

$$m = \frac{P \times V}{R \times T} = 5.8 \text{ kg}$$

$$m_{\text{total}} = m_{\text{CH}_4} + m_{\text{CO}_2}$$

$$= 2.627$$

$$= \frac{m}{V}$$

$$= 1.271 \text{ kg/m}^3$$

$$= \frac{1.826}{2.79}$$

$$= 0.6545 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{LHV}_{\text{CH}_4} = 49770 \text{ kJ/kg}$$

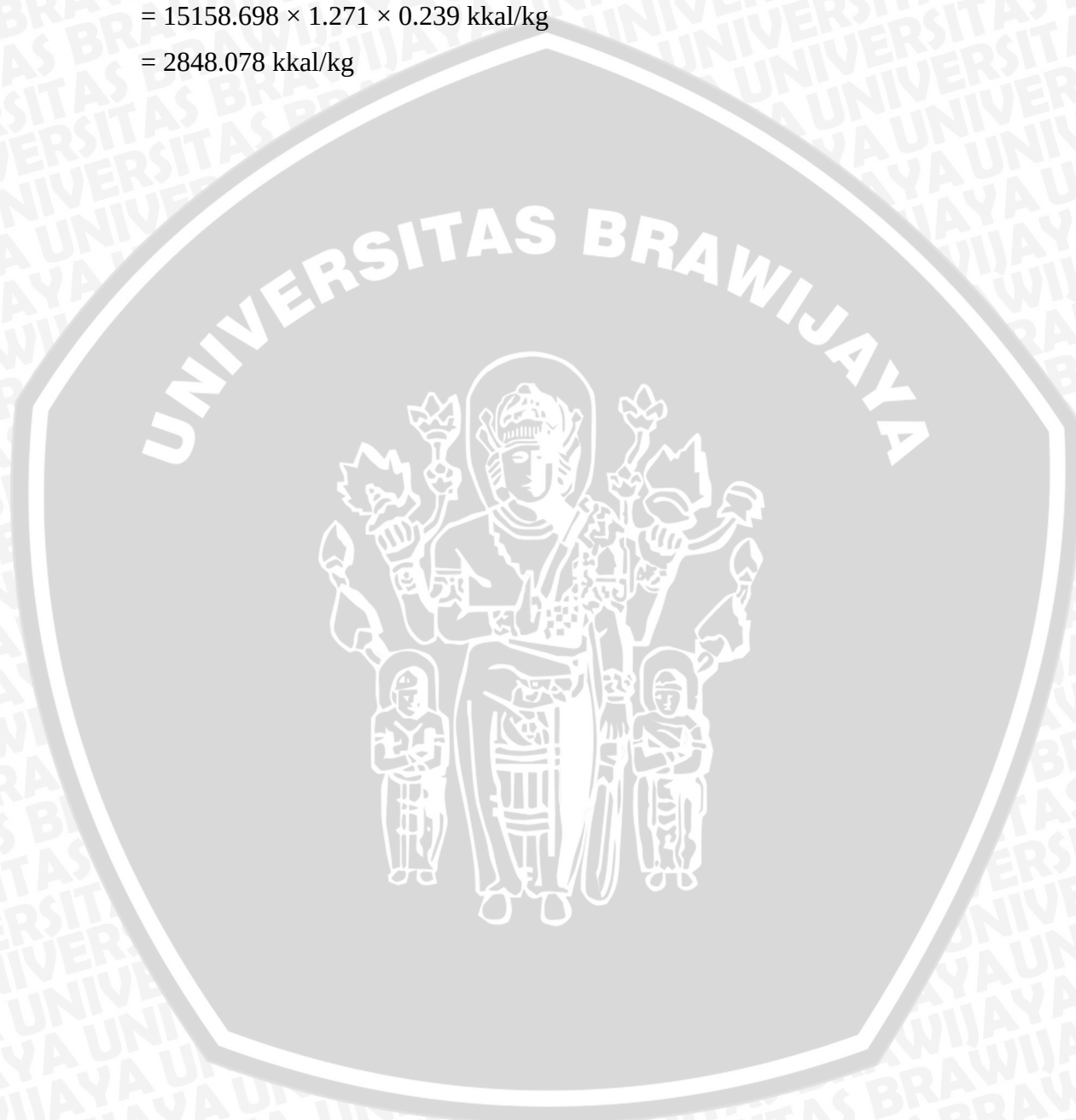
$$\text{LHV}_{\text{Biogas}} = \frac{V}{V} \times \text{LHV} \times$$

$$= 0.465 \times 49770 \times 0.6545$$

$$= 15158.698 \text{ kJ/m}^3$$

$$= 15158.698 \times 1.271 \times 0.239 \text{ kkal/kg}$$

$$= 2848.078 \text{ kkal/kg}$$



Lampiran 3. Kalibrasi *orifice*

Percobaan I

Δh (mm)	Berat awal (gr)	Waktu (s)	Berat akhir (gr)	m(kg/s)
20	2.27	68.13	4.39	3.112E-05
40	2.32	51.15	4.55	4.360E-05
60	2.32	49.95	5.17	5.706E-05
80	2.34	39.92	4.87	6.338E-05
100	2.34	38.55	5.1	7.160E-05
120	2.42	30.71	4.89	8.043E-05
140	2.24	34.9	5.3	8.768E-05

Percobaan II

Δh (mm)	Berat awal (gr)	Waktu (s)	Berat akhir (gr)	m(kg/s)	m rata-rata / aktual (kg/s)
20	2.46	62.9	4.58	3.37E-05	3.24106E-05
40	2.31	57.34	4.9	4.517E-05	4.43832E-05
60	2.32	52.22	5.4	5.898E-05	5.80191E-05
80	2.42	41.62	5.5	7.4E-05	6.86898E-05
100	2.34	38.55	5.1	7.16E-05	7.15953E-05
120	2.3	32.87	5.01	8.245E-05	8.14379E-05
140	2.39	27.52	4.83	8.866E-05	8.81709E-05

Δh (mm)	m aktual	β	m teoritis	C
20	3.24106E-05	0.3	8.08897E-05	0.4006767694
40	4.43832E-05	0.3	0.000114395	0.3879809022
60	5.80191E-05	0.3	0.000140105	0.4141114988
80	6.86898E-05	0.3	0.000161779	0.4245892204
100	7.15953E-05	0.3	0.000180875	0.3958277968
120	8.14379E-05	0.3	0.000198139	0.4110149360
140	8.81709E-05	0.3	0.000214014	0.4119865397
Total				2.8461876633
Rata-rata				0.4065982376

Digunakan nilai $C = 0.4$

Lampiran 4. Sertifikat dan hasil analisa pengujian sampel biogas

 LABORATORIUM KUALITAS AIR Jl. Surabaya 2A Malang 65115, Indonesia. Telp. (0341) 551971, Fax. (0341) 551976 Desa Lengkong Kec. Mojoanyar-Mojokerto, Indonesia Telp. (0321) 331860, Fax. (0321) 395134 E-mail : laboratorium@jasatirta1.go.id	 Laboratorium Pengeji LP - 227 - IDN
--	--

SERTIFIKAT

CERTIFICATE

Nomor : 0020 S/LKA MLG/II/09

IDENTITAS PEMILIK
Owner Identity

Nama : **Purba**
Name

Alamat :
Address

IDENTITAS CONTOH UJI
Sample Identity

Kode Contoh Uji : Ext. 23A/PC/II/2009/145
Sample Code

Jenis Contoh Uji : **Sampel Gas**
Type of Sample

Lokasi Pengambilan Contoh Uji : **Malang**
Sampling Location

Petugas Pengambilan Contoh Uji :
Sampling Done By

Tgl/ Jam Pengambilan Contoh Uji :
Date Time of Sampling

Tgl/ Jam Penerimaan Contoh Uji : Januari 2009 Jam 12:00 WIB
Date Time of Sample Receiving in Laboratory

Kondisi Contoh Uji :
Sample Condition (s)

Halaman 1 dari 2
Page 1 of 2

HASIL ANALISA
Result of Analysis

Terlampir
Enclosed

Diterbitkan Di/ Tanggal : **Malang, 8 Februari 2009**
Place/ Date of Issue



Laboratorium Kualitas Air
 Perum Jasa Tirta 1



Ina Dian Rohani, ST

Kepala Laboratorium
Head of Laboratory

Sertifikat atau laporan ini hanya berlaku pada contoh uji di atas dan dilarang memperbanyak dan atau mempublikasikan isi sertifikat ini tanpa izin dari Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1

Sertifikat atau laporan ini sah bila dibubuhi cap oleh Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta 1

This Certificate or report is valid just for sample mentioned above and shall not be reproduced and or published without any approval from Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation

This Certificate or report is valid after being stamped by Water Quality Laboratory of Jasa Tirta 1 Public Corporation



LABORATORIUM KUALITAS AIR

Jl. Surabaya 2A Malang 65115, Indonesia. Telp. (0341) 551971, Fax. (0341) 551976
Desa Lengkong Kec. Mojoanyar-Mojokerto, Indonesia Telp. (0321) 331860, Fax. (0321) 395134
E-mail : laboratorium@jasatirta1.go.id

Nomor : 0020 S/LKA MLG/II/09

Halaman 2 dari 2

Page 2 of 2

Kode Contoh Uji
Sample Code

Ext. 23A/PC/II/2009/145

Metode Pengambilan Contoh Uji
Sampling Method

: -

Tempat Analisa
Place of Analysis

: Laboratorium Kualitas Air PJT I Malang

Tanggal Analisa
Testing Date(s)

: 6 Februari 2009

HASIL ANALISA Result of Analysis

No	Parameter	Satuan	Hasil	Metode Analisa	Keterangan
	Metane (CH ₄)	%	46,50	Carbon Analyser	
	Carbon dioksida (CO ₂)	%	53,50	Carbon Analyser	

*) Standar Baku Mutu sesuai dengan
Threshold Value fully adopted from

Kesimpulan
Conclusion

Sertifikat atau laporan ini hanya berlaku pada contoh uji di atas dan dilarang memperbanyak dan atau mempublikasikan isi sertifikat ini tanpa izin dari
Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta I

Sertifikat atau laporan ini sah bila dibubuhi cap oleh Laboratorium Kualitas Air Perum Jasa Tirta I
This Certificate or report is valid just for sample mentioned above and shall not be reproduced and or published without any approval from
Water Quality Laboratory of Jasa Tirta I Public Corporation

This Certificate or report is valid after being stamped by Water Quality Laboratory of Jasa Tirta I Public Corporation

Lampiran 5. Gambar peralatan penelitian



Mesin Honda Karisma 125cc



Intake Manifold (Mixer)



Prony brake dynamometer



Anaerob digester



Penampung gas