



TUGAS AKHIR – TM 090340

**SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA
MOTOR BAKAR TORAK CS4 123 CC
BERBAHAN BAKAR GASOLINE DAN LPG
MENGGNAKAN SOFTWARE LOTUS ENGINE
SIMULATION**

**GUNTUR AGUS SUCIPTO
NRP 2111030020**

Dosen Pembimbing
HENDRO NURHADI, Dipl.-Ing, Ph.D

**JURUSAN D3 TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2014**



FINAL PROJECT - TM 090340

**SIMULATION PERFORMANCE COMPARATIVE OF ENGINE
CS4 123 CC FUELLED BY GASOLINE AND LPG USING
LOTUS ENGINE SIMULATION SOFTWARE**

**GUNTUR AGUS SUCIPTO
NRP. 2111 030 020**

**Counsellor Lecture
HENDRO NURHADI, Dipl.-Ing., PhD**

**DIPLOMA III STUDY PROGRAM MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya
2014**

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : Simulasi perbandingan unjuk kerja motor bakar torak cs4 123cc berbahan bakar gasoline dan LPG menggunakan software lotus engine simulation.

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis untuk memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Tugas Akhir ini mungkin tidak seberapa dibandingkan dengan karya-karya besar lain. Hasil bukanlah tujuan yang utama, tetapi proses pembelajaran yang pernah dijalani menjadi suatu hal yang utama bagi penulis. Karena disana pengalaman dan nilai-nilai luhur itu ada, walaupun tidak dapat diukur dengan angka namun sangat bermakna. Pengalaman yang didapat mudah-mudahan bermanfaat di masa yang akan datang.

Banyak bantuan dan dukungan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini hingga terselesaikannya dengan berbagai kekurangan dan kelebihannya. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan rasa hormat, penghargaan, dan terima kasih kepada :

1. Bapak Hendro Nurhadi, Dipl-Ing., Ph.D, selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan bimbingan, bantuan, dan restu sehingga penulis mampu menyelesaikan pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Ir. Suhariyanto, M.Sc , Selaku Kepala Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Ir. Sri Bangun selaku Dosen Wali.
4. Bapak / Ibu Dosen dan segenap Karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.
5. Untuk Ayah, Ibunda, dan Kakak tercinta . Kalian akan tetap menjadi motivasi, semangat, dan bintang yang terang di hatiku. Terima kasih atas doa dan dukungan baik secara

moril maupun materil. Semoga apa yang kalian berikan bisa menjadi manfaat bagiku dan orang lain.

6. Teman-teman seperjuangan TA, teman-teman Lab Mekatro.
7. Teman-teman pengurus Himpunan D3 Teknik Mesin Periode 2013/2014, Warga D3 Teknik Mesin dan angkatan 2011, dan HMI ITS. Atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini.
8. Serta berbagai pihak yang belum tertulis, tetapi sangat berarti dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah SWT.

“Aja dumeah pinter, banjur tumindake keblinger”. Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Semua saran dan kritik akan penulis terima dengan besar hati. Penulis juga berharap Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi masyarakat luas khususnya masyarakat akademis. Semoga Tugas Akhir ini dapat memberi ide baru untuk pengembangan lebih lanjut beserta aplikasinya.

Surabaya, Juni 2014

Penulis

LEMBAR PENGESAHAN

“SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA MOTOR BAKAR TORAK CS4 123 CC BERBAHAN BAKAR GASOLINE DAN LPG MENGGUNAKAN SOFTWARE LOTUS ENGINE SIMULATION ”

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

GUNTUR AGUS SUCIPTO

NRP. 2111 030 020

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :



Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D

NIP. 19751120 200212 1 002

**SURABAYA
JULI , 2014**

**SIMULASI PERBANDINGAN UNJUK KERJA MOTOR
BAKAR TORAK CS4 123 CC BERBAHAN BAKAR
GASOLINE DAN LPG MENGGUNAKAN SOFTWARE
LOTUS ENGINE SIMULATION**

Nama Mahasiswa : Guntur Agus Sucipto
NRP : 2111 030 020
Jurusan : DIII Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing, Ph.D

Abstrak

Semakin mahal nya harga BBM (Bahan Bakar Minyak) untuk bahan bakar *water pump*, membuat BBM tidak lagi efisien. Sebagai langkah awal konversi adalah mengubah sistem pemasukkan bahan bakar bensin pada *water pump*, dalam hal ini *water pump CS4 123 cc* yang awalnya berbahan bakar bensin mencoba dibandingkan dengan full LPG.

Dalam melakukan perbandingan unjuk kerja *water pump engine cs4 123 cc* berbahan bakar bensin dan LPG menggunakan *Lotus Engine Simulation (LES)*, maka diperlukan spesifikasi *water pump engine kohler cs4* yang didapat darimanual book dari pabrik. Kemudian spesifikasi yang telah didapat di input kedalam software tersebut sehingga bisa didapat hasil data Brake Power, Brake Torque, Brake Mean Effective Pressure (BMEP), Brake Spesifik Fuel Consumption(BSFC), dan Volumetric Efficiency.

Setelah dilakukan simulasi dan verifikasi perbandingan unjuk kerja engine *cs4 123 cc* berbahan bakar bensin pada keadaan stoikiometri gasoline 14,6 dan LPG pada keadaan stoikiometri 15,5. Performa *engine* berbahan bakar LPG dapat dimaksimalkan dengan cara pengaturan AFR pada keadaan stoikiometri LPG yaitu 12 dan pengaturan ignition timing 10 BTDC. Dengan pengaturan tersebut unjuk kerja mengalami kenaikan dengan kenaikan *brake torque* +3.5 %, *brake power* +3.6 %, BMEP +4.8 % dan penurunan sebesar BSFC -2,17 %.

Kata kunci; LPG, *Full gas system*, *Water Pump Engine*

COMPARATIVE STUDY OF NUMERICAL PERFORMANCE ENGINE WATER PUMP KOHLER CS4 123CC GASOLINE WITH A LPG

Name : Guntur Agus Sucipto
NRP : 2111 030 020
Major : Mechanical Engineering DIII FTI-ITS
Lecturer : Hendro Nurhadi, Dipl,-Ing, Ph.D

Abstract

Increasingly high price of fuel (fuel oil) to fuel water pump, making the fuel is no longer efficient. As a first step in the conversion is to change gasoline fuel intake system on the water pump, in this case water pump KOHLER CS4 cc petrol which initially berbahn try compared with full LPG.

In comparison to the performance of the engine water pump kohler cs4 123 cc petrol and LPG using Lotus Engine Simulation (Les), then the required specifications kohler engine water pump cs4 book darimanual obtained from the factory. Then the specifications that have been obtained at the input into the software so that the data can be obtained outcome Power Brake, Brake Torque, Brake Mean Effective Presure (BMEP), Brake Specific Fuel Consumption (BSFC), and Volumetric Efficiency.

After analysis and validation of numerical perbnadingan performance cs4 kohler engine water pump gasoline with LPG using software Lotus Engine Simulation (LES) found the following results (brake torque, brake power, BMEP and BSFC) LPG-fueled overall can be maximized by how ignition timing ideal conditions, ie 10 ° BTDC and AFR settings at state 12 (LPG 1) with the increase of each - amounting to +3.36%; +3.36%; +9.3% And a decrease of -4.90%.

Keywords; LPG, *Full gas system, Water Pump Engine*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR.....	iv
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Permasalahan.....	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat	3
1.6 Metode Penelitian.....	4
1.7 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Tinjauan Pustaka	7
2.1.1 Perencanaan Platform Auto Pressure Regulator (APR) Gas LPG 3 Kg	7
2.1.2 Analisis Konsumsi Bahan Bakar LPG.....	7
2.2 Motor Pembakaran Empat Langkah.....	8
2.2.1 Prinsip Kerja	8
2.2.2 Properti Geometris 4 Langkah.....	10
2.3 Karburator	12
2.3.1 Komponen Karburator	13
2.4 Gasoline.....	15
2.5 Liquid Petroleum Gas (LPG)	16
2.5.1 Propana	18
2.5.2 Butana.....	20
2.6 <i>Performance</i> Mesin	22
2.7 Pemodelan Pada <i>Lotus Engine Simulation</i>	24
2.7.1 <i>Combustion Modelling</i>	25
2.7.2 <i>Combustion Duration</i>	26

BAB III METODOLOGI DAN PERENCANAAN SISTEM

3.1 Penelitian.....	27
3.2 Spesifikasi Engine Pompa Air Kohler CS4.....	27
3.3 Perangkat Lunak yang Digunakan untuk Analisis.....	27
3.4 Alur Penelitian	28
3.5 Diagram Alir Penelitian	29
3.6 Diagram Alir pemodelan dengan Lotus Engine Simulation	31

BAB IV HASIL DAN ANALISA

4.1 Data Spesifikasi Pompa Air dari Pabrik.....	35
4.1.1 Silinder.....	35
4.1.2 Port <i>Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	36
4.1.3 Katup <i>Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	35
4.2 Pembahasan Hasil Simulasi <i>Lotus Engine Simulation</i>	36
4.3 Data Hasil simulasi Unjuk Kerja Menggunakan Bahan Bakar Gasoline Standard	46
4.4 Grafik dan Unjuk Kerja.....	47
4.4.1 <i>Brake Torque</i>	47
4.4.2 <i>Brake Power</i>	49
4.4.3 <i>Brake Mean Effective Pressure (BMEP)</i>	52
4.4.4 <i>Brake Spesific fuel Consumption (BSFC)</i>	55
4.4.5 <i>Volumetric Efficiency (η_v)</i>	57
4.5 Tekanan <i>In Cylinder vs Crank Angle Degree (CAD)</i> ..	60
4.6 Temperatur <i>Combustion Gas</i> Fungsi CAD	62

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....	65
5.2 Saran	66

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN
BIODATA

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Properties propane (gaseous phase)	19
Tabel 2.2. Properties butana (gaseous phase).....	21
Tabel 3.1. Komponen pada LES beserta parameter inputnya	33
Tabel 4.1. Data Dimensi Silinder	35
Tabel 4.2. Data Dimensi Katup <i>Intake</i> dan <i>Exhaust</i>	36
Tabel 4.3. Data Kondisi Pengujian.....	37
Tabel 4.4. Data Properties Bahan Bakar	39
Tabel 4.5. Data Dimensi Komponen <i>Inlet</i>	40
Tabel 4.6. Data Dimensi Engine dan Persamaan Numerik Simulasi.....	41
Tabel 4.7. Data Dimensi Komponen <i>Outlet</i>	43
Tabel 4.8. Data Dimensi Komponen <i>Inlet</i>	45
Tabel 4.9. Data Perhitungan Pada Penggunaan Bahan Bakar Gasoline Standard	46
Tabel 4.10. Data Validasi Brake Power	50
Tabel 4.11. Data Hasil Validasi BMEP.....	53
Tabel 4.12. Data Hasil Validasi BSFC.....	56

Tabel 4.13. Data Hasil Validasi Volumetric Efficiency..... 58

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Pompa Air LPG.....	2
Gambar 2.1. Siklus Motor Bensin 4 Langkah.....	9
Gambar 2.2. Siklus Gas Ideal	9
Gambar 2.3. Geometri dasar S.I.E. 4 Langkah	11
Gambar 2.4. Komponen-komponen karburator	14
Gambar 2.5. Struktur ikatan C dan H pada gasoline..	15
Gambar 2.6. Liquid Petroleum Gas (LPG)	18
Gambar 2.7. Struktur ikatan C dan H pada propana..	18
Gambar 2.8. Struktur ikatan C dan H pada butana	20
Gambar 3.1. Flowchart Penelitian	29
Gambar 3.2. Flowchart Pemodelan dengan <i>Lotus</i> <i>Engine Simulation</i>	31
Gambar 4.1. Skema Simulasi pada LES.....	45
Gambar 4.2. Grafik brake torque vs rpm.....	48
Gambar 4.3. Grafik <i>brake power</i> vs rpm.....	51
Gambar 4.4. Grafik bmep vs rpm	54
Gambar 4.5. Grafik bsfc vs rpm.....	56
Gambar 4.6. Grafik volumetric eff. Vs rpm.....	59
Gambar 4.7. Grafik Pressure vs CAD.....	61
Gambar 4.8. Grafik Temperatur vs CAD.....	64

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Penggunaan bahan bakar gas pada pompa air kini semakin marak digunakan oleh petani. Seiring naiknya harga bahan bakar minyak (BBM) maupun adanya kebijakan konversi bahan bakar gas sebagai alternatif pengganti bahan bakar minyak. Kebijakan untuk memakai bahan bakar gas merupakan bagian dari upaya penghematan energi. Langkah tersebut merupakan akibat semakin menipisnya cadangan minyak bumi di Indonesia. Berdasarkan data SKK Migas tahun 2013, cadangan minyak Indonesia saat ini kurang dari 3,7 miliar barel dan diprediksi jika tidak mendapatkan cadangan minyak baru, minyak di Indonesia akan habis 11-12 tahun lagi.

Selain alasan yang dikemukakan di atas, bensin juga memiliki beberapa kelemahan. Dari segi biaya, harganya relatif lebih mahal dan polusi yang diakibatkannya membuat bensin tidak lagi ramah lingkungan. Oleh sebab itu, dibutuhkan bahan bakar alternatif yang ramah lingkungan untuk mengurangi polusi dan meringankan biaya konsumsi bahan bakar bagi petani.

Salah satu solusinya adalah mengganti bahan bakar bensin menjadi gas LPG (*Liquid Petroleum Gas*). Langkah ini bisa saja dilakukan karena LPG lebih mudah didapat dengan harga yang terjangkau.

Langkah awal untuk mulai membandingkan efisiensi antara bahan bakar bensin dan LPG adalah dengan cara analisis pompa diesel. Sistem pengonversian bensin ke LPG yang dianalisis, yaitu *full gas system*. *Full Gas System* adalah suplai gas LPG untuk digunakan sebagai bahan bakar pengganti bensin maupun solar.

Dalam penulisan Tugas Akhir ini akan dibahas tentang cara memodifikasi suplai bahan bakar pompa air *full gas system* dan perbandingan perhitungan performa pompa dengan *Lotus Engine Simulation* dengan performa pompa asli pabrik .



Gambar 1.1 Pompa Air LPG

1.2 Permasalahan

Dari uraian di atas, permasalahan yang muncul pada penelitian ini adalah:

Bagaimana perbandingan unjuk kerja pompa irigasi Kohler CS4 berbahan bakar bensin dan LPG dengan menggunakan software *Lotus Engine Simulation*.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

Membandingkan antara performa pompa irigasi Kohler CS4 berbahan bakar bensin dengan LPG menggunakan software *Lotus Engine Simulation*.

1.4 Batasan Masalah

Agar Permasalahan yang dibahas tidak terlalu meluas maka diberikan batasan – batasan sebagai berikut:

1. Engine yang dianalisis adalah merk Kohler CS4 berbahan bakar bensin.
2. Metode simulasi menggunakan software Lotus Engine Simulation dengan standar SAE J 13491 (5/1985).
3. *Full Gas System* adalah suplai gas LPG untuk digunakan sebagai bahan bakar pengganti bensin.
4. Bahan bakar gas yang digunakan dalam simulasi adalah Gasoline dan LPG.
5. Volume tabung gas LPG diabaikan.
6. Tidak membahas debit dan volume keluaran gas LPG
7. Tidak melakukan analisa pelumasan.
8. Tidak membahas reaksi kimia pada penggunaan bahan bakar gas.
9. Perpindahan panas secara radiasi dari *engine block* ke lingkungan sekitar diabaikan.
10. *Compression ratio* yang digunakan untuk *water pump engine kohler cs4 123 cc* adalah 8,3:1
11. Pemuaian pada material *engine block* dan piston akibat panas diabaikan.
12. Udara atmosfer diasumsikan sebagai gas ideal.

1.5 Manfaat

Hasil ini diharapkan dapat menjadi sumbangan pemikiran bagi ilmu pengetahuan serta dapat memberi informasi kepada masyarakat tentang penggunaan bahan bakar yang ramah lingkungan dan efisien.

1.6 Metode Penelitian

Metode Penelitian yang digunakan penulis untuk mencapai tujuan penelitian Tugas Akhir ini adalah:

Studi Literatur

Untuk mendapatkan dasar-dasar pengetahuan mengenai tema tugas akhir ini, dilakukan dengan observasi guna mencari referensi pada buku, jurnal, artikel ilmiah yang berhubungan dengan pompa diesel berbahan bakar LPG dengan tujuan mendapatkan acuan untuk analisa perhitungan dan teori-teori mengenai komponen-komponen.

1.7 Sistematika Penulisan

Agar tujuan penulis dapat dimengerti dan dipahami secara menyeluruh maka penulisan Tugas Akhir ini akan ditulis menurut sistematika penulisan secara umum yaitu:

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab pendahuluan akan dibahas mengenai latar belakang permasalahan, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi teori-teori yang menunjang pelaksanaan penelitian.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan metodologi penelitian dan prosedur penelitian.

BAB IV PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan membahas sistematik perbandingan antara penggunaan bahan bakar bensin dengan full gas terhadap unjuk kerja(performen).

BAB V KESIMPULAN

Pada akhir penjelasan Tugas Akhir ini akan didapatkan suatu kesimpulan yang menyatakan

pernyataan akhir dari uraian dan penjelasan sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA
LAMPIRAN

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Untuk menunjang kajian mengenai pompa air berbahan bakar gas LPG 3 kg, berikut beberapa penelitian yang memiliki keterkaitan dengan Tugas Akhir ini :

2.1.1 Perencanaan Platform Auto Pressure Regulator (APR) Gas LPG 3 Kg

Rizkyansyah Alif Hidayatullah melakukan penelitian tentang modifikasi suplai bahan bakar Supra X 100 cc menjadi *hybrid system* dan *full gas system* tahun 2013 (Jurnal Perencanaan Platform Auto Pressure Reguler (APR) Gas LPG 3 Kg pada Sepeda Motor Supra X 100 cc).

Conversion kits pada motor Supra X 100 cc terdiri dari karburator, tabung LPG, selang LPG, solenoid, dan pressure reguator yang dirakit menjadi satu sehingga komponen-komponen dari sistem bahan bakar LPG ini akan tampak secara keseluruhan.

Sepeda motor yang menggunakan bahan bakar LPG tidak membutuhkan *splitter* dan *injector*, namun hanya membutuhkan *nipple* pada saluran bahan bakarnya (*pilot jet* dan *main jet*). Hal tersebut mengakibatkan sepeda motor kurang responsive dan “bebet” karena gas yang masuk tidak sesuai dengan kebutuhan mesin. Peneliti melakukan eksperimen untuk menciptakan suatu alat yang mampu mengatasi masalah tersebut.

Berdasarkan hasil penelitian diperoleh suatu penemuan alat yang dinamakan *Auto Pressure Regulator (APR)* yang secara otomatis memutar regulator LPG dengan inputan putaran *hand grip* dan lampu posisi gigi.

2.1.2 Analisis Konsumsi Bahan Bakar LPG

Penelitian yang dilakukan oleh Ridho Ridwan adalah melakukan analisis perbandingan pengujian antara konsumsi bahan bakar serta akselerasi sepeda motor tanpa penambahan

LPG dengan penambahan LPG pada berbagai variasi bukaan katup. Pengujian dilakukan dengan uji jalan sepeda motor.

Secara keseluruhan penambahan LPG memberikan dampak positif terhadap usaha untuk memberikan penghematan serta meningkatkan akselerasi sepeda motor. Untuk penghematan satu liter bensin membutuhkan 164 gram LPG.

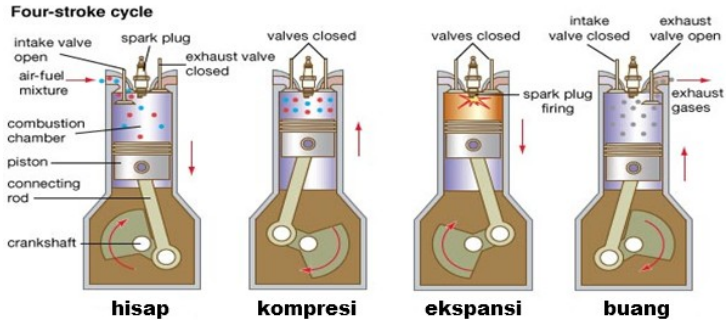
2.2 Motor Pembakaran Empat Langkah

Mesin pembakaran dalam adalah sebuah mesin yang sumber tenaganya berasal dari pengembangan gas-gas panas bertekanan tinggi hasil pembakaran campuran bahan bakar dan udara, yang berlangsung di dalam ruang tertutup dalam mesin, yang disebut ruang bakar (combustion chamber).

Motor pembakaran dalam juga termasuk mesin kalor yang berfungsi untuk mengonversikan energi kimia yang terkandung didalam bahan bakar menjadi energi mekanis, prosesnya terjadi di dalam suatu ruang bakar yang tertutup. Energi kimia dalam bahan bakar terlebih dahulu diubah menjadi energi termal melalui proses pembakaran. Energi termal akan menaikkan tekanan yang kemudian menggerakkan mekanisme mesin . Dalam proses pembakaran bagian-bagian motor melakukan gerakan berulang yang dinamakan siklus. Setiap siklus yang terjadi dalam mesin terdiri dari beberapa langkah urutan kerja.

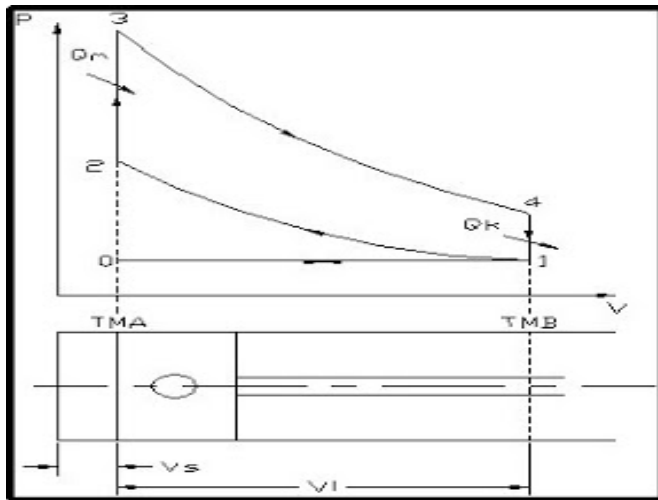
2.2.1 Prinsip kerja

Proses siklus motor bensin empat langkah dilakukan oleh gerak piston dalam silinder tertutup, yang bersesuaian dengan pengaturan gerak kerja katup hisap dan katup buang di setiap langkah kerjanya. Proses yang terjadi meliputi, langkah hisap, langkah kompresi, langkah kerja, dan langkah buang. Lebih jelasnya dapat diuraikan sebagai berikut:



(Sumber: <http://abadimotor-losari.blogspot.com/2012/07/prinsip-kerja-engine-4-langkah>)

Gambar 2.1. Siklus Motor Bensin 4 Langkah



Gambar 2.2. Siklus gas ideal

1. Langkah hisap – Piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup hisap dibuka dan katup buang ditutup, hal ini menyebabkan terjadinya tekanan negatif/vacum dalam silinder; selanjutnya campuran udara dan bahan bakar terhisap masuk melalui katup hisap untuk mengisi ruang silinder.

2. Langkah Kompresi – Piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup hisap dan katup buang ditutup. Pada proses ini campuran bahan bakar dan udara ditekan atau kompresi, akibatnya tekanan dan temperaturnya naik sehingga akan memudahkan proses pembakaran.
3. Langkah Kerja – Piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup hisap dan katup buang masih ditutup. Sesaat piston menjelang titik mati atas, busi pijar menyalakan percikan api seketika campuran bahan bakar dan udara terbakar secara cepat berupa ledakan. Dengan terjadinya ledakan, maka menghasilkan tekanan sangat tinggi untuk mendorong piston ke bawah, sebagai tenaga atau usaha yang dihasilkan mesin.
4. Langkah Buang – Piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup hisap ditutup dan katup buang dibuka. Pada proses ini gas yang telah terbakar dibuang oleh dorongan piston ke atas dan selanjutnya mengalir melalui katup buang. Pada posisi ini poros engkol telah berputar dua kali putaran penuh dalam satu siklus dari empat langkah.

2.2.2 Properti Geometris 4 Langkah

Berikut adalah beberapa parameter yang mendefinisikan dasar – dasar geometri dari S.I.E. 4 langkah [7] :

1. *Compression ratio*, r_c :

$$r_c = \frac{\text{volume silinder maksimum}}{\text{volume silinder minimum}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

dimana V_d adalah volume yang tersapu oleh gerakan piston dan V_c adalah volume *clearance*.

2. Rasio diameter piston terhadap langkah yaitu :

$$R_{bs} = \frac{B}{L} \quad (2.2)$$

3. Rasio panjang *connecting rod* terhadap radius *crank* :

$$R = \frac{l}{a} \quad (2.3)$$

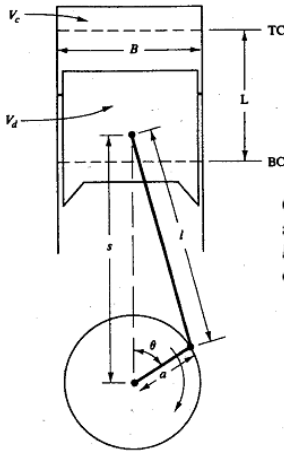
Relasi antara langkah dan radius *crank* yaitu :

$$L = 2a$$

Kebanyakan S.I.E. 4 langkah menggunakan nilai r_c dikisaran 8 – 12, B/L dikisaran 0,8 – 1,2 dan R dikisaran 3 – 4.

4. Volume silinder V berdasarkan fungsi sudut *crank* adalah :

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2.4)$$



Geometry of cylinder, piston, connecting rod, and crankshaft where $B =$ bore, $L =$ stroke, $l =$ connecting rod length, $a =$ crank radius, $\theta =$ crank angle.

Gambar 2.3. Geometri dasar S.I.E. 4 langkah [7]

5. s adalah jarak antara sumbu *crank* dan sumbu pin piston yang dirumuskan sebagai berikut :

$$s = a \cos\theta + (l^2 - a^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (2.5)$$

Sudut θ yang ditunjukkan oleh gambar 2.7. disebut sudut *crank*. Persamaan 2.6. diatas dapat didefinisikan ulang sebagai :

$$V = \left(1 + \frac{1}{2} + (r_c - 1) \left[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{1/2} \right] \right) \times V_c \quad (2.6)$$

6. Luasan area ruang bakar A berdasarkan fungsi θ adalah :

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(l + a - s) \quad (2.7)$$

dimana A_{ch} adalah luasan kop silinder dan A_p adalah luasan *crown* piston. Untuk jenis piston *flat-topped*, $A_p = \pi B^2/4$.

Menggunakan persamaan 2.7. maka A dapat didefinisikan ulang sebagai :

$$A = A_{ch} + A_p + \frac{\pi BL}{2} + \left[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2.8)$$

7. Salah satu karakteristik penting lainnya adalah kecepatan rata – rata piston \hat{S}_p ,

$$\hat{S}_p = 2LN \quad (2.9)$$

dimana N adalah kecepatan sudut poros *crank*. Sedangkan untuk mendapatkan kecepatan piston sesaat S_p di titik manapun adalah menggunakan persamaan berikut,

$$S_p = \left(\frac{\pi}{2} \sin\theta \left[1 + \frac{\cos\theta}{(R^2 - \sin^2\theta)^{\frac{1}{2}}} \right] \right) \hat{S}_p \quad (2.10)$$

2.3 Karburator

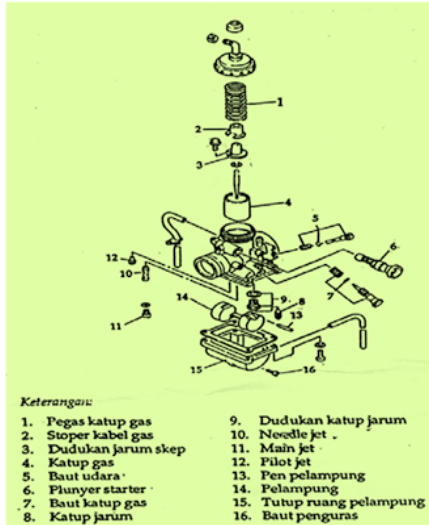
Karburator adalah sebuah alat yang berfungsi untuk mencampur udara dan bahan bakar dalam perbandingan yang tertentu sehingga menjadi gas pembakar yang dibutuhkan oleh mesin. Pada waktu mesin di hidupkan silinder mengadakan gerak isap maka isapan tersebut mengisap udara luar masuk ke dalam motor melalui spoeyer/jet, maka tekanan udara di permukaan jet rendah dan dari dalam spoeyer tadi memancarkan bensin. Sedangkan pancaran tersebut berupa kabut bensin/atomisasi yang disebabkan oleh adanya udara yang mengalir melalui saluran udara ke masing-masing spoeyer. Baik itu merupakan slow jet atau main jet. Sehingga dengan mudah bercampur udara menjadi gas yang diperlukan oleh motor dan pencampuran ini disebut venture. Dan inilah cara kerja karburator pada umumnya baik pada putaran mesin rendah maupun tinggi.

2.3.1 Komponen Karburator

Komponen dari karburator beserta fungsinya:

- a. Mangkok karburator(*float chamber*)
Berfungsi sebagai penyimpan bahan bakar sementara sebelum digunakan.
- b. Klep/jarum pelampung(*float valve*)

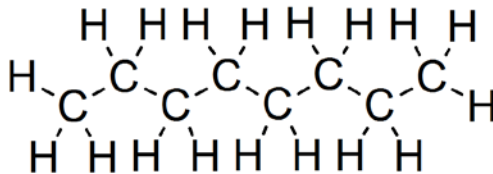
- Berfungsi mengatur masuknya bahan bakar ke dalam mangkuk karburator.
- c. Pelampung(*float*)
Berfungsi mengatur bahan bakar agar tetap pada mangkuk karburator.
 - d. Skep/katup gas(*throttle valve*)
Berfungsi mengatur banyaknya gas yang masuk ke dalam silinder.
 - e. Pemancar jarum(*main jet*)
Berfungsi memancarkan bahan bakar waktu motor di gas, besarnya diatur oleh terangkatnya jarum skep.
 - f. Jarum skep/jarum gas(*Needle jet*)
Berfungsi mengatur besarnya semprotan bahan bakar dari main nozzle pada waktu motor di gas.
 - g. Pemancar besar(*main jet*)
Berfungsi memancarkan bahan bakar ketika motor di gas penuh(tinggi)
 - h. Pemancar kecil/stationer(*slow jet*)
Berfungsi memancarkan bahan bakar waktu lamsam/stationer.
 - i. Sekrup gas/baut gas(*throttle screw*)
Berfungsi menyetel posisi skep sebelum di gas.
 - j. Sekrup udara/baut udara(*air screw*)
Berfungsi mengatur banyaknya udara yang akan dicampur dengan bahan bakar,
 - k. Katup cuk(*choke valve*)
Berfungsi menutup udara luar yang akan masuk ke dalam karburator sehingga gas menjadi kaya, digunakan pada waktu start.



Gambar 2.4. komponen-komponen karburator.

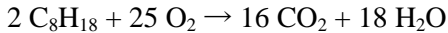
2.4 Gasoline

Gasoline adalah salah satu bahan bakar cair yang terdiri dari berbagai senyawa – senyawa kimia yang didapatkan dari proses distilasi minyak bumi ditambah sejumlah aditif untuk memperbaiki kualitasnya. Biasanya semua material *liquid* yang mendidih sampai temperatur sekitar 150°C, dengan kandungan unsur atom C 6-8 secara umum dikategorikan sebagai *gasoline* sehingga *gasoline* yang kita temui sekarang memiliki komposisi yang bervariasi [5]. Hal itu semua sangat tergantung pada kualitas minyak bumi asal dan proses penyulingan yang dilakukan.



Gambar 2.5. Struktur ikatan C dan H pada *gasoline*

Pada pembakaran ideal *gasoline* (iso-oktana) akan dihasilkan output berupa karbon dioksida (CO₂) dan air (H₂O). Reaksi pembakarannya adalah sebagai berikut,



Pembakaran non-ideal *gasoline* selain menghasilkan CO₂ dan H₂O, juga menghasilkan polutan berbahaya semacam karbon monoksida (CO) dan nitrogen oksida (NO_x). Reaksi pembakarannya adalah sebagai berikut, $\text{C}_8\text{H}_{18} + 12.5\text{O}_2 + \text{N}_2 \rightarrow 6\text{CO}_2 + 2\text{CO} + 2\text{NO} + 9\text{H}_2\text{O} + \text{heat}$

Gasoline mengandung memiliki kandungan energi per volume sebesar 35 MJ/l. Berdasarkan data US EPA (*Environmental Protection Agency*), Dari 160 liter minyak bumi (*crude oil*) didapatkan sekitar 74 liter *gasoline* (sekitar 46 % volume total) dan hasil tersebut bervariasi tergantung dari kualitas minyak bumi dan *grade* dari *gasoline* yang diinginkan.

Gasoline yang dikeluarkan oleh Pertamina diberi nama “Premium” dan memiliki harga RON minimum 88. Penampilan visualnya jernih dan terang serta berwarna kemerahan karena adanya tambahan zat pewarna sebesar 0,13 gr/100 l. Berat jenisnya pada suhu 15°C berada pada rentang 715 – 780 Kg/m³ serta memiliki tekanan uap maksimum sebesar 62 KPa. Kandungan sulfur dan timbal maksimum masing – masing sebesar 0,05 % dan 0,013 gr/l [6].

2.5 Liquid Petroleum Gas (LPG)

LPG (*Liquified Petroleum Gas*) diperkenalkan Pertamina sejak tahun 1968. Tujuan Pertamina memasarkan LPG adalah untuk meningkatkan pemanfaatan hasil produk minyak bumi, bentuknya juga cair. LPG adalah bahan bakar yang ramah terhadap lingkungan. Manfaatnya LPG banyak dipakai sebagai bahan bakar pengganti minyak tanah di rumah tangga (daya pemanasan ELPIJI lebih tinggi sehingga memasak lebih cepat matang. Namun di luar negeri LPG sudah banyak kegunaannya, salah satunya sebagai bahan bakar mobil.

Gas minyak bumi yang dicairkan adalah campuran dari berbagai unsur hidrokarbon yang berasal dari gas alam. Dengan menambah tekanan dan menurunkan suhunya, gas berubah menjadi cair. Komponennya didominasi propana (C_3H_8) dan butana (C_4H_{10}). Elpiji juga mengandung hidrokarbon ringan lain dalam jumlah kecil, misalnya etana (C_2H_6) dan pentana (C_5H_{12}).

Dalam kondisi atmosfer, elpiji akan berbentuk gas. Volume elpiji dalam bentuk cair lebih kecil dibandingkan bentuk gas untuk berat yang sama. Karena itu elpiji dipasarkan dalam bentuk cair dalam tabung-tabung logam bertekanan. Untuk memungkinkan terjadinya ekspansi panas (*thermal expansion*) dari cairan yang dikandungnya, tabung elpiji tidak diisi secara penuh, hanya sekitar 80-85% dari kapasitasnya. Rasio antara volume gas bila menguap dengan gas dalam keadaan cair bervariasi tergantung komposisi, tekanan dan temperatur, tetapi biasanya sekitar 250:1. Tekanan di mana elpiji berbentuk cair, dinamakan tekanan uap-nya, juga bervariasi tergantung komposisi dan temperatur; sebagai contoh, dibutuhkan tekanan sekitar 220 kPa (2.2 bar) bagi butana murni pada 20 °C agar mencair, dan sekitar 2.2 MPa (22 bar) bagi propana murni pada 55 °C (131 °F).

Dibandingkan dengan bahan bakar lain, penggunaan LPG lebih menguntungkan:

- a. Bersih
Hasil pembakaran LPG bersih dengan emisi yang rendah
- b. Stabil
Pembakaran LPG menghasilkan nilai kalori yang tinggi dan stabil.
- c. Fleksibel
LPG dapat didistribusikan ke daerah manapun menggunakan skid tank ataupun tongkang, hingga ke daerah yang jauh dari supply point
- d. Cocok untuk produk yang sensitif dalam hal bau
Hasil pembakaran LPG tidak meninggalkan bau, sehingga cocok untuk digunakan sebagai bahan bakar ataupun bahan baku untuk industri yang produknya sensitif terhadap bau.
- e. Ramah lingkungan

Karena hasil pembakaran LPG yang bersih, penggunaan LPG akan ikut menunjang tuntutan dunia akan penggunaan bahan bakar yang ramah lingkungan

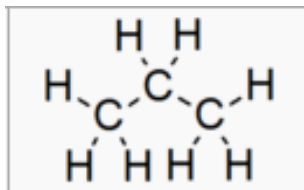
f. *Cost reduction*

Penggunaan LPG yang hemat serta rendahnya biaya maintenance peralatan dapat mengurangi biaya yang harus dikeluarkan untuk bahan bakar dan maintenance peralatan



Gambar 2.6. Liquid Petroleum Gas (LPG)

2.5.1. Propana



Gambar 2.7. Struktur ikatan C dan H pada propana
(<http://en.wikipedia.org/wiki/propane>)

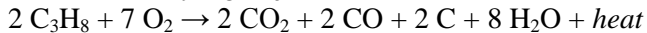
Propana adalah salah satu jenis parafin dengan rumus molekular C₃H₈ yang dalam suhu ruangan dan tekanan atmosfer berbentuk gas. Propana memiliki sifat yang mudah terbakar, tidak

berwarna dan mudah menjadi cair dengan sedikit penambahan tekanan. Propana menghasilkan pembakaran yang lebih bersih dibandingkan *gasoline* walaupun tidak sebersih pembakaran gas alam dan menghasilkan *visible flame* ketika dibakar. Densitas energi dari propana adalah sekitar 46,44 MJ/kg.

Reaksi pembakaran ideal gas propana :



Ketika oksigen yang tersedia tidak mencukupi kebutuhan pembakaran ideal maka terjadi pembakaran tidak sempurna. Di dalam pembakaran tidak sempurna selain terbentuk karbon dioksida dan air juga terbentuk karbon monoksida dan karbon. Berikut reaksi yang terjadi :



Berikut adalah beberapa *properties* propana pada fase gas,

Tabel 2.1. *Properties* propana (*gaseous phase*)
(wikipedia.org & encyclopedia.airliquide.com)

<i>Properties (1 atm)</i>	<i>Value</i>	<i>Unit</i>
<i>Molecular Weight</i>	44,096	gr/mol
ρ (<i>at boiling point, -42,1°C</i>)	2,423	kg/m ³
ρ (<i>at 15°C</i>)	1,91	-
Z (<i>at 15°C</i>)	0,9821	-
SG (<i>at 21°C</i>)	1,55	-
v (<i>at 21°C</i>)	0,543	m ³ /kg
C _p (<i>at 25°C</i>)	0,075	kJ/(mol.K)
C _v (<i>at 25°C</i>)	0,066	kJ/(mol.K)
μ (<i>at 0°C</i>)	-	Poise
k (<i>at 0°C</i>)	15,198	mW/(m.K)
<i>Flash point</i>	-104	°C

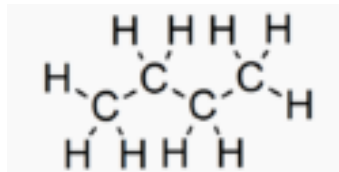
<i>Autoignition temperature</i>	540	°C
<i>Explosive limits</i>	2.37–9.5	%
<i>Enthalpy of Combustion, $\Delta_c H^\ominus$</i>	-2202	kJ/mol

Untuk menghitung tekanan uap (*vapour pressure*) propana maka digunakan persamaan berikut,

$$P_{mmHg} = 6,82973 - \frac{813,20}{248,00 + T} \quad (2.11)$$

dimana T adalah temperatur dalam °C.

2.5.2. Butana



Gambar 2.8. Struktur ikatan C dan H pada butana
(<http://en.wikipedia.org/wiki/butane>)

Butana juga merupakan salah satu jenis parafin dengan rumus molekular C_4H_{10} . Butana hampir memiliki properti yang sama dengan propana yaitu sangat mudah terbakar, tidak berwarna dan mudah menjadi cair dengan sedikit penambahan tekanan. Butana biasanya digunakan sebagai bahan bakar pemantik rokok dan sebagai propelan pada *aerosol spray* seperti parfum.

Reaksi pembakaran ideal gas butana :



Sama seperti propana. Ketika oksigen yang tersedia tidak mencukupi kebutuhan pembakaran ideal maka terjadi pembakaran tidak sempurna. Di dalam pembakaran tidak sempurna selain terbentuk karbon dioksida dan air juga terbentuk karbon monoksida dan karbon. Berikut reaksi yang terjadi :



Berikut adalah beberapa *properties* butana pada fase gas,
 Tabel 2.2. *Properties* butana (*gaseous phase*)
 (wikipedia.org & encyclopedia.airliquide.com)

Properties (1 atm)	Value	Unit
<i>Molecular Weight</i>	58,123	gr/mol
ρ (at boiling point, -0,5°C)	2,7	kg/m ³
ρ (at 15°C)	2,52	-
Z (at 15°C)	0,9625	-
SG (at 21°C)	2,076	-
v (at 21°C)	0,4	m ³ /kg
Cp (at 25°C)	0,096	kJ/(mol.K)
Cv (at 15,6°C)	0,088	kJ/(mol.K)
μ (at 0°C)	0,0000682	Poise
k (at 0°C)	13,6	mW/(m.K)
<i>Flash point</i>	-60	°C
<i>Autoignition Temp.</i>	288	°C
<i>Explosive limits</i>	1.8–8.4	%
<i>Enthalpy of Combustion, $\Delta_c H^\ominus$</i>	-2877,5	kJ/mol

Untuk menghitung tekanan uap (*vapour pressure*) butana maka digunakan persamaan berikut,

$$P_{mmHg} = 6,83089 - \frac{945,90}{240,00 + T} \quad (2.12)$$

dimana T adalah temperatur dalam °C.

2.6 Performance Mesin

Performance atau unjuk kerja suatu mesin sangat tergantung pada energi yang dihasilkan dari campuran bahan bakar yang diterima oleh mesin serta efisiensi termal dari mesin tersebut (kemampuan mesin untuk mengubah energi dari

campuran bahan bakar menjadi kerja output dari mesin). Dari kondisi diatas menunjukkan ada dua metode umum untuk meningkatkan *performance* atau unjuk kerja dari suatu mesin, yaitu :

1. Meningkatkan energi input
Meningkatkan energi input dari bahan bakar ini dapat dilakukan dengan cara memperbesar pasokan bahan bakar dengan udara yang masuk kedalam ruang bakar, menggunakan bahan bakar yang mempunyai nilai kalor yang lebih tinggi atau dengan menambahkan zat aditif ke dalam bahan bakar sehingga proses pembakaran yang terjadi lebih sempurna.
2. Meningkatkan efisiensi *thermal* dari mesin (η_{th})
Efisiensi *thermal* dari mesin adalah perbandingan antara daya mesin yang dihasilkan dengan energi yang dibangkitkan dari campuran bahan bakar. Meningkatkan efisiensi *thermal* dari mesin pada mesin otto dapat dilakukan antara lain dengan cara menaikkan rasio kompresi.

Adapun Properti unjuk kerja engine yaitu :

1. Daya *engine* P didapatkan dari persamaan berikut :

$$P = 2\pi NT \quad (2.13)$$

dimana P dalam satuan watt, N putaran poros *crank* dalam satuan RPS (*Revolution per Second*) dan T adalah torsi yang dihasilkan *engine* dalam satuan (N.m) dimana harga T biasanya diukur dengan sebuah alat bernama *dynamometer*.

2. Jikalau torsi adalah besaran yang berguna untuk mengetahui kemampuan *engine* dalam melakukan kerja dan torsi tergantung pada ukuran *engine*. Besaran lain yang penting diperhitungkan adalah *mean effective pressure* (MEP). MEP dirumuskan sebagai berikut,

$$MEP(kPa) = \frac{P \times 2 \times 10^3}{V_d \times N} \left(\frac{kW}{dm^3 \cdot RPS} \right) \quad (2.14)$$

MEP juga dapat didefinisikan sebagai fungsi torsi yaitu,

$$MEP (kPa) = \frac{6,28 \times 2 \times T}{V_d} \left(\frac{N \cdot m}{dm^3} \right) \quad (2.15)$$

3. Di dalam pengujian *engine*, konsumsi bahan bakar dinyatakan dalam laju aliran bahan bakar per satuan waktu \dot{m}_f . Untuk mengetahui seberapa efisien *engine* dalam menggunakan bahan bakar untuk menghasilkan kerja maka dirumuskan sebuah parameter yaitu *specific fuel consumption* (sfc). Sfc dinyatakan oleh persamaan berikut,

$$sfc \left(\frac{mg}{J} \right) = \frac{\dot{m}_f \left(\frac{gr}{s} \right)}{P \left(\frac{kW}{s} \right)} \quad (2.16)$$

4. Rasio udara bahan – bakar A/F dapat dicari dengan persamaan berikut,

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_a \left(\frac{gr}{s} \right)}{\dot{m}_f \left(\frac{gr}{s} \right)} \quad (2.17)$$

dimana \dot{m}_a adalah laju aliran udara per satuan waktu. Pada S.I.E 4 langkah normal, AFR berada pada kisaran 12 sampai 18.

5. Efisiensi volumetris (η_v)*engine* dinyatakan dengan persamaan berikut,

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \left(\frac{gr/s}{m^3 \cdot m^3 \cdot 1/s} \right) \quad (2.18)$$

2.7 Pemodelan pada Lotus Engine Simulation

Merupakan suatu program yang berfungsi untuk menjelaskan suatu sistem tanpa melakukan percobaan yang memiliki akurasi yang hampir sama dengan percobaan yang nyata. Sehingga sebelum diadakanya suatu percobaan suatu sistem, terlebih dahulu dianalisa dengan bantuan pemodelan yang berupa software pada komputer untuk mengetahui parameter parameter yang digunakan untuk percobaan dan telah mendapatkan hasil yang telah sesuai. Hal ini dimaksudkan agar saat melakukan percobaan, suatu sistem tersebut kan mengalami resiko kegagalan yang lebih kecil.

Pemodelan yang digunakan adalah software berupa Gambit untuk penggambaran model dan Fluent yang merupakan

program CFD yang menggunakan metode volume. Fluent menyediakan fleksibilitas mesh yang lengkap, sehingga dapat menyelesaikan kasus aliran fluida dengan mesh yang tidak terstruktur.

Analisis numerik dilakukan sebagai penunjang analisis eksperimental di dalam suatu penelitian yang berperan sebagai media komparasi dan validasi dari eksperimen yang telah dilakukan selain menggunakan SolidWorks. Analisis numerik S.I.E., terutama yang menggunakan bantuan *software* seperti Lotus Engine Simulation (LES), menggunakan beberapa persamaan yang digunakan untuk memodelkan proses pembakaran yang terjadi.

2.7.1 Combustion Modelling

Terdapat 2 jenis pemodelan empirik pembakaran yang terjadi pada C.I.E. yaitu *single wiebe function* atau *double wiebe function*. *Single wiebe function* dapat dengan akurat memprediksi karakteristik pembakaran pada C.I.E. yang memiliki konsentrasi residual rendah pada campuran pembakaran. Sejumlah besar residual pada campuran pembakaran memperlambat api pembakaran (*combustion flame*) sehingga memperpanjang durasi pembakaran. Sedangkan *double wiebe function* dapat mengakomodasi durasi pembakaran yang panjang sehingga dapat digunakan ketika terdapat konsentrasi residual tinggi pada campuran pembakaran. Baik *single wiebe function* maupun *double wiebe function* dinyatakan dalam *mass fraction burned* (MFB) vs *crank angle degree* (CAD). MFB adalah jumlah massa yang terbakar pada CAD tertentu dibandingkan dengan total massa yang disedot masuk ke ruang bakar sedangkan CAD adalah derajat *crank* dengan referensi awal derajat saat terjadi percikan bunga api dari busi.

a. Single Wiebe Function

Profil *mass fraction burned* (MFB) fungsi CAD yang memberikan gambaran karakter pembakaran yang terjadi di D.I.E. cukup baik untuk merepresentasikan tahapan proses pembakaran serta durasinya. Awalnya, laju pembakaran

campuran udara - bahan bakar meningkat dengan cepat dari nilai yang rendah mengikuti percikan api dari busi hingga nilai maksimum, yaitu sekitar setengah dari proses pembakaran keseluruhan dan kemudian menurun mendekati nilai nol di akhir proses pembakaran. Definisi berikut luas digunakan dalam mengidentifikasi aspek pelepasan energi pada proses pembakaran :

Didefinisikan sebagai interval (dalam CAD) diantara awal mula percikan bunga api busi hingga waktu ketika sejumlah kecil fraksi campuran udara - bahan bakar terbakar atau ketika sejumlah kecil fraksi energi kimia bahan bakar dilepas. Biasanya $\Delta\theta_d$ bernilai sekitar 10 % dari keseluruhan proses pembakaran walaupun ada juga sejumlah kalangan yang menggunakan nilai 1 % dan 5 %. $\Delta\theta_d$ biasanya juga disebut *ignition delay*.

2.7.2 Combustion Duration

Durasi pembakaran adalah fungsi dari jenis bahan bakar yang digunakan. Hal ini sangat sulit untuk andal mengukur baik awal dan akhir pembakaran dalam percikan dinyalakan dengan mesin berbahan bakar bensin dan metanol. Pendekatan Oleh karena itu telah diadopsi oleh yang durasi pembakaran mesin ini didefinisikan sebagai jumlah derajat engkol antara 10% dan 90% fraksi massa dibakar. Untuk diesel (dan beberapa gas) mesin namun awal dan akhir pembakaran lebih mudah diperoleh. Jadi untuk semua mesin lainnya durasi pembakaran didefinisikan sebagai jumlah derajat engkol antara 0 dan 100% fraksi massa dibakar. Standar pembakaran durasi yang tersedia untuk beberapa kombinasi sistem bahan bakar / pembakaran. Ini terutama dimaksudkan untuk memungkinkan pengguna untuk dengan cepat mengembangkan model baru dan tidak boleh diandalkan untuk pemodelan yang akurat dari setiap kombinasi jenis sistem pembakaran / bahan bakar.

BAB III

METODOLOGI DAN PENELITIAN

3.1 Penelitian

Tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah membandingkan antara unjuk kerja water pump engine berbahan bakar gasoline dan LPG. sehingga mendapatkan bahan bakar alternatif yang dapat diaplikasikan dalam bidang pertanian guna meminimalkan biaya yang dikeluarkan petani.

3.2 Spesifikasi Engine Pompa Air Kohler CS4

Berikut spesifikasi dasar *engine* yang dikeluarkan pabrik Kohler dan akan menjadi acuan dalam proses simulasi numeric baik menggunakan *Lotus Engine simulation*.

Nama	: Pompa Air Engine
Merk	: Kohler
Tipe	: CS4 - Kohler 123
Mesin	: Kohler 123 cc- 4 Tak 4 HP / 3600 rpm
Bahan Bakar	: Bensin
Kapasitas Bahan Bakar	: 3.9 liter
Kapasitas Oli	: 0.6 liter
Ukuran Slang	: 3" / 80mm
Daya Hisap	: 8 meter
Dimensi	: 550 x 390 x 450 mm

3.3 Perangkat Lunak yang Digunakan untuk Analisis

Simulasi numerik dilakukan dengan sejumlah perangkat lunak pembantu, yaitu :*Lotus Engine Simulation (LES)* Berfungsi untuk menyelidiki unjuk kerja *engine, pressure, dan temperature*.

3.4 Alur Penelitian

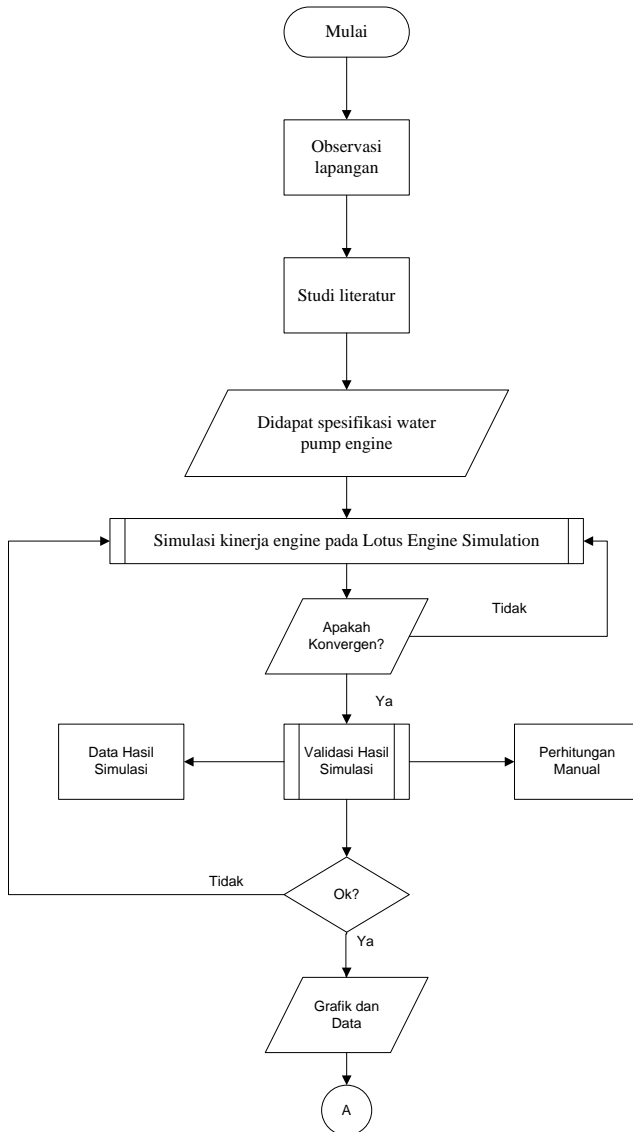
Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian adalah

1. Studi literatur

Studi literatur dilakukan untuk memberikan pemahaman teoritis yang komprehensif kepada dibutuhkan dan langkah awal penelitian.

2. Pengambilan data asli pabrikan
Pengambilan data asli pabrikan didapat dari pabrik pompa.
3. Simulasi kinerja *engine* pada *lotus engine simulation*.
Hasil dari simulasi dengan lotus adalah unjuk kerja.
4. Validasi hasil simulasi LES dengan spesifikasi *engine* dari pabrik
5. Mengambil kesimpulan berdasarkan hasil analisis yang telah dilakukan.
6. Pembuatan laporan akhir penelitian.

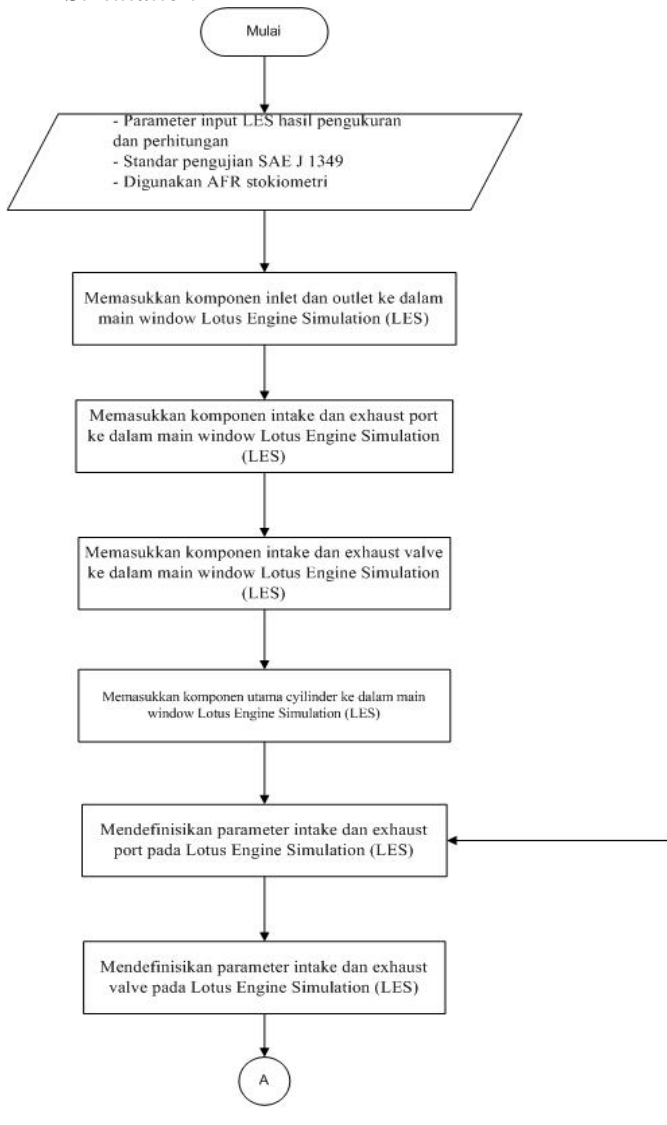
3.5 Diagram Alir Penelitian

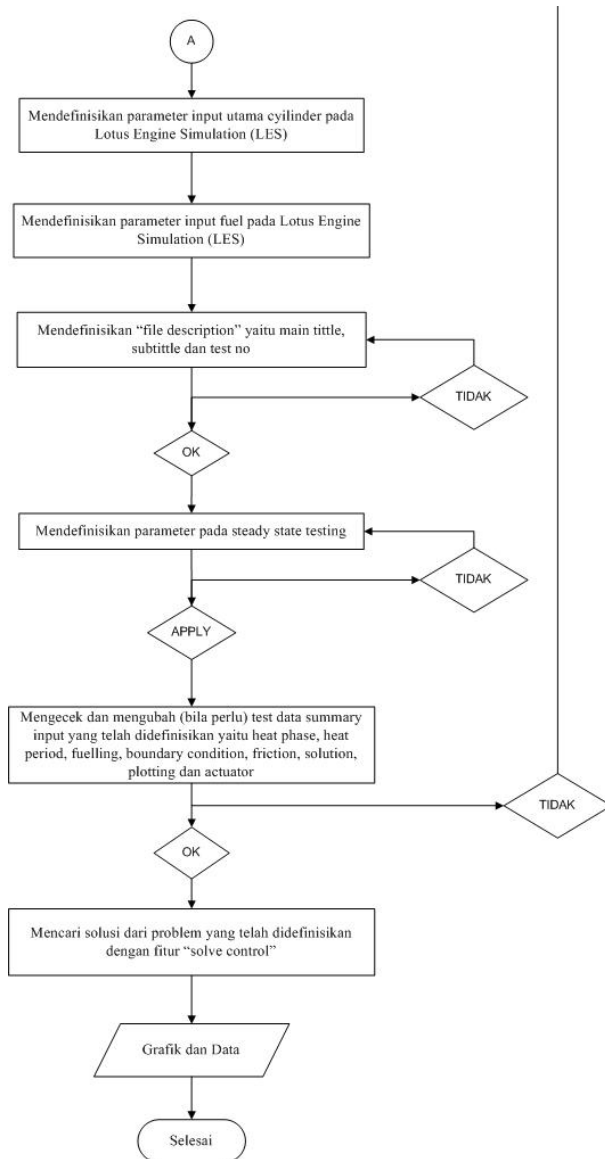




Gambar 3.1. Flowchart Penelitian

3.6 Diagram Alir pemodelan dengan Lotus Engine Simulation





Gambar 3.2. Flowchart Pemodelan dengan *Lotus Engine Simulation*

Pada pemodelan dengan *Lotus Engine Simulation* (LES), yang pertama kali dilakukan adalah memasukkan sejumlah komponen *engine*, dalam hal ini *fuel*, *inlet/outlet*, *bend & straight pipe*, *intake & exhaust valve port*, *valve mechanism* (*intake & exhaust poppet valves*) dan *cylinder* ke dalam *main windows*. Komponen tersebut kemudian disusun secara seri dan berurutan mulai dari *inlet* hingga *outlet* (lihat lampiran A), kemudian dimasukkan sejumlah input parameter ke dalam masing-masing komponen sebagaimana yang ditunjukkan tabel berikut.

Tabel 3.1 Komponen pada LES beserta parameter inputnya

Komponen	Input
<i>Vave Mechanism</i>	<i>Valve open (degree), valve close (degree), dwell max, max lift, MOP, lift option, lift option dataa</i>
<i>Inlet/Outlet</i>	<i>Default (atmospheric pressure)</i>
<i>Bend/Straigght Pipe</i>	<i>Total length, upstream & downstream dia., bend angle, bend radius, wall thickness, cooling type, wall material, wall friction factor type, int. wall HT factor type, int.wall HT scale</i>
<i>Valve port</i>	<i>No. of valves, intake & exhaust throat dia., port type</i>
<i>Cylinder</i>	<i>Bore, stroke, con-rod length, pin off-set, comp.ratio, phase, combustion model, open cycle HT, closed cycle HT, surface area, surface temp, cylinder axis angle</i>
<i>Fuel</i>	<i>Fuel system, fuel type, calorific value, density, H/C ratio fuel, molecular mass, maldistribution factor</i>
<i>Steady state test data</i>	<i>Min, speed, max. speed & speed increment</i>

Parameter yang divariasikan pada penelitian ini adalah yang tertera pada bagian input diagram alir, yaitu meliputi *ignition timing*, *combustion efficiency* dan *maldistribution factor*. Dua factor pertama (AFR dan *ignition timing*) merupakan parameter yang ingin dioptimalkan baik dari segi performa. Sedangkan dua factor lainnya merupakan parameter yang ingin disesuaikan dengan keadaan *engine* sebenarnya saat pengujian.

Pengisian input parameter dilakukan secara berurutan sesuai dengan diagram alir atau table. Pengisian property *fuel* diletakkan di akhir karena property inilah yang akan kita variasikan (bensin dan LPG). Setelah seluruhnya komponen percobaan kita pada menu *file description*. Langkah selanjutnya memasukkan parameter *steady state test condition*. Terakhir yaitu dilakukan kalkulasi dan iterasi dengan fitur “*solver control*”.

Hasil yang didapat dari pemodeln dengan LES adalah berupa grafik dan data, yaitu *brake power vs RPM*, *brake torque vs RPM*, *bmep vs RPM*, *bsfc vs RPM*, *vol. efficiency vs RPM*, *comb.gas temp. vs CAD*, *mean combustion gas temp. vs RPM*, *exhaust port gas temp. vs CAD*, *peak pressure, in cylinder pressure vs CAD*, *cylinder heat loss rate*, *fuel mass rate*, dan *air flow rate*.

BAB IV PEMBAHASAN

4.I. Data Sepesifikasi pompa air dari pabrik

Sebelum dilakukan simulasi performa *engine* menggunakan *Lotus Engine Simulation*, maka dilakukan pengambilan data sepesifikasi *engine* dari *Manual Book* kohler CS4. Berikut uraiannya :

4.1.1 Silinder

Data silinder yang dibutuhkan telah tersedia di *manual book* mekanik kohler CS4. Berikut data dimensi yang didapatkan.

Tabel 4.1. Data Dimensi silinder

<i>Cylinder</i>	
Bore (mm)	56
Stoke (mm)	50
Con-rod Lenght (mm)	92
Pin Off-Set (mm)	0
Comp. Ratio	8,3

4.1.2 Port Intake dan Exhaust

Item ukuran pada *port intake* dan *exhaust* hanya satu yaitu diameter *valve throat*. Dari ukuran katalog didapatkan diameter *valve throat intake* adalah sebesar 15.32 mm sedangkan diameter *valve throat exhaust* sebesar 20 mm.

4.1.3 Katup Intake dan Exhaust

Data durasi buka tutup katup telah tersaji pada *manual book* mekanika kohler CS4. berikut data dimensi yang didapat :

Tabel 4.2. Data Dimensi katup *Intake* dan *Exhaust*

<i>Intake Valve</i>	
<i>Valve Open</i> (Deg)	10.50
<i>Valve Close</i> (Deg)	23.20
<i>Dwell at Max</i> (Deg)	0
<i>Max Lift</i> (mm)	4.9

<i>Exhaust Valve</i>	
<i>Valve Open</i> (Deg)	9.60
<i>Valve Close</i> (Deg)	23.20
<i>Dwell at Max</i> (Deg)	0
<i>Max Lift</i> (mm)	4.68

4.2 Pembahasan Hasil Simulasi *Lotus Engine Simulation*

Simulasi dilakukan dalam keadaan *steady state* sesuai standar pengujian SAE J1349 (10/1985) dengan data input *engine* kohler dengan menggunakan bahan bakar Bensin dan LPG. *Combustion model* yang digunakan adalah *Single Wiebe* sedangkan model *engine heat transfer* yang digunakan adalah *Woschni*. Berikut adalah parameter input yang digunakan sebagai dasar simulasi :

Tabel 4.3 Data Kondisi pengujian

Kondisi Pengujian (Test Data)		Referensi
<i>Heat-Phase</i> (Kondisi ketika fraksi bahan bakar terbakar 50 %)	10 ATDC (Gasoline); 2 ATDC (All LPG)	LES help (Gasoline) ; Hasil terbaik komparasi simulasi dengan variasi <i>heat phase</i> (LPG)
<i>Heat -PeRiod</i> (Durasi pembakaran yang mulai dihitung saat	<i>Default Combustion Duration</i>	<i>Default</i>

Boundary Conditions		Referensi
<i>Relative Humidity</i>	30 %	Info cuaca 7 Maret 2013
<i>Ambient Air Press.</i> (Bar abs)	0.99	SAE J1349 (10/1985)

fraksi bahan bakar terbakar 10 % hingga 90 %)		
<i>Fuelling</i>		
<i>Comb. Efficiency</i>		
<i>Mal-Distribution Factor</i> (Konstanta yang menyatakan seberapa baik bahan bakar mampu bercampur dengan udara)		LES help (Gasoline & LPG)
<i>Equivalence Ratio</i>		

<i>Ambient Air Temp.</i>	25 ⁰ C	SAE J1349 (10/1985)
Friction		
<i>User Defined FMEP (bar)</i>	1.2201	Kalkulasi LES

Solution (user defined)		Referensi
<i>crankshaft max. angle step sizes</i>		
<i>When inlet ex. open(deg)</i>	0,25	Ditentukan
<i>When only inlet or ex.open (deg)</i>	0,25	Ditentukan
<i>When all valves areclosed (deg)</i>	0,25	Ditentukan
<i>User Defined Cycle Limits</i>	-	
<i>No. Cycles beforeconvergence check</i>	15	Ditentukan
<i>Max. No. cycles for simulation job</i>	30	Ditentukan

Plotting (User defined)		Referensi
<i>Cyl. option</i>	<i>Cly. + Gas + HT + Scavenge stored</i>	<i>Default</i>
<i>Flow Opt.</i>	<i>All flow data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Plenum Opt.</i>	<i>Plenum + Gas +HT stored</i>	<i>Default</i>
<i>Turbine Opt.</i>	<i>Turbine data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Pipe Opt.</i>	<i>All pipe data stored</i>	<i>Default</i>
<i>Cycle no. from which result are written</i>	30	Ditentukan

Tabel 4.4 Data *properties* Bahan Bakar

Fuel		Referensi
<i>Fuel System</i>	<i>carburator</i>	Sesuai spesifikasi engine kohler cs4
<i>Fuel Type</i>	Gasoline ; LPG	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>Calorific. Value</i> (KJ/Kg_Dep. Var)	42700 (Gasoline); 46100 (All LPG)	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>Density</i> (Kg/Liter_Dep. Var)	0.84 (Gasoline); 0.0022 (Al LPG)	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>H/C Ratio Fuel</i> (molar_Dep. Var)	1.9 (Gasoline); 2.5650 (All LPG)	<i>Default</i> Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>O/C Ratio Fuel</i> (molar_Dep. Var)	-	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>Molecular Mass</i> (Kg/kmol_Dep. Var)	170.0 (Gasoline); 40.109 (LPG)	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)
<i>Mal-Distribution Factor</i> (Dep. Var)	1 (Gasoline); 0 (All LPG)	<i>Default</i> (Gasoline) ; Kalkulasi (LPG)

Tabel 4.5 Data Dimensi Komponen *Inlet*

Intake Port		Referensi
<i>No. of Valve</i>	1	Sesuai Spesifikasi Engine kohler cs4
<i>Valve Throat</i>		<i>Default</i>

<i>Dia.</i> (mm)	<i>default</i>	
<i>Port Type</i>	User curve (<i>common</i>)	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-

<i>Intake Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open</i> (Deg)	2	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Valve Close</i> (Deg)	25	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Dwell at Max</i> (Deg)	0	-
<i>Max Lift</i> (mm)	4.9	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>MOP</i> (Deg)	96.34	<i>Default</i>
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift Polynomial Lift Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action</i> (Dep. Var)	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash</i> (mm_Dep. Var)	0	-
<i>Closing Lash</i> (mm_Dep. Var)	0	-
<i>Valve Event Display</i>	-	-
<i>Valve Timing Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-
<i>Dynamic Model</i>		-

<i>Data</i>	<i>None</i>	
-------------	-------------	--

Tabel 4.6 Data dimensi *engine* dan persamaan numerik simulasi

Cylinder		Referensi
<i>Bore</i> (mm)	56	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Stroke</i> (mm)	50	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Cly. Swept Vol.</i> (l_Dep. Var)	0,09719	Kalkulasi LES
<i>Tot. Swept Vol.</i> (l_Dep. Var)	0,09719	Kalkulasi LES
<i>Con-rod Length</i> (mm)	92	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Pin Off-Set</i> (mm)	0	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Comp. Ratio</i>	8,3	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>Clearance Vol.</i> (l_Dep. Var)	0,012461	-
<i>Phase</i> (ATDC)	0	<i>Default</i>
<i>Combustion Model</i>	<i>Single Wiebe</i>	-
<i>A Constant</i>	-	-
<i>M Constant</i>	-	-
<i>Comb. Heat Release Graph</i>	-	-
<i>Open Cycle HT</i>	<i>Woschni (Default)</i>	-
<i>A Constant</i>	0	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	0	<i>Default</i>

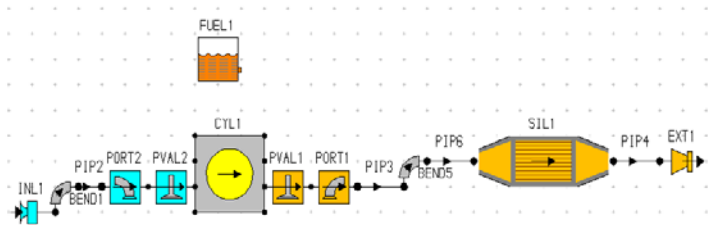
Open Cycle HT	Woschni (Default)	
<i>C Constant</i>	0	<i>Default</i>
SR	0	
Closed Cycle HT	Woschni (Default)	
<i>A Constant</i>	3.26	<i>Default</i>
<i>B Constant</i>	4.56	<i>Default</i>
<i>C Constant</i>	0.616	<i>Default</i>
<i>D Constant</i>	0.00324	<i>Default</i>
<i>G Constant</i>	1.33	<i>Default</i>
SR	0	
<i>Surface Area</i>	<i>User Defined</i>	<i>Default</i>
<i>Head/Bore (Ratio)</i>	1.2	<i>Default</i>
<i>Piston/Bore (ratio)</i>	1.1	<i>Default</i>
<i>Exp. Liner</i>	2.2	<i>Default</i>
<i>No. of Liner Segment</i>	40	<i>Default</i>
<i>Surface Temp.</i>	<i>User Defined</i>	-
<i>Cly. Head (mm².K/W)</i>	0.222	Kalkulasi
<i>Piston (mm².K/W)</i>	0.133	Kalkulasi
<i>Liner (mm².K/W)</i>	0.0158	Kalkulasi
<i>Head Coolant Temp. (oC)</i>	35	<i>Default</i>
<i>Liner Coolant Temp.(oC)</i>	35	<i>Default</i>
Scavenge-Cylinder	Blair Scavenge Model (Default)	<i>Default</i>
<i>A Constant</i>	0	-
<i>B Constant</i>	0	-
<i>C Constant</i>	0	-

<i>Transient Data</i>		
<i>Cly. Axis Angle (deg)</i>	-	-
<i>Piston Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Piston-Pin Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-rod Rot. Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-rod Recip. Mass (Kg)</i>	-	-
<i>Con-rod Inertia (Kg.m2)</i>	-	-
<i>Piston Motion</i>	-	-
<i>Motion Type</i>	<i>Standard Slider Crank</i>	-

Tabel 4.7 Data Dimensi komponen *Outlet*

<i>Exhaust Valve</i>		Referensi
<i>Valve Open (Deg)</i>	10.5	<i>Default</i>
<i>Valve Close (Deg)</i>	0	<i>Default</i>
<i>Dwell at Max (Deg)</i>	0	
<i>Max Lift (mm)</i>	4.68	Data dari Buku Manual Reparasi kohler cs4
<i>MOP (Deg)</i>	-96.20	Nilai tengah durasi bukaan katub
<i>Lift Opt.</i>	<i>Fast Lift Polynomial Lift Coeff.</i>	<i>Default</i>
<i>Lift Opt. Data</i>	-	-
<i>Data Action (Dep. Var)</i>	<i>Scale</i>	-
<i>Opening Lash (mm_Dep. Var)</i>	0	-

<i>Closing Lash</i> (mm_Dep. Var)	0	-
<i>Valve Event Display</i>	-	-
<i>Valve Timing</i> <i>Display</i>	-	-
<i>Harness Connector</i>	<i>Off</i>	-
<i>Model Opt.</i>	<i>Static</i>	-
<i>Dynamic Model</i> <i>Data</i>	<i>None</i>	-
<i>Exhaust Port</i>		Referensi
<i>No. of Valve</i>	1	<i>Default</i>
<i>Valve Throat Dia.</i> (mm)	15.32	<i>Default</i>
<i>Port Type</i>	<i>User Curve</i> (<i>common</i>)	<i>Default</i>
<i>Port Data</i>	-	-



Gambar 4.1 Skema Simulasi pada LES

Beberapa parameter utama yang coba divariasikan untuk melihat sensitifitasnya terhadap performa, temperatur dan tekanan pada engine yang dihasilkan pada penelitian ini dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 4.10. Parameter utama yang divariasikan

No. Simulasi	Nama Simulasi	<i>Ignition Timing</i> (Degree BTDC)	AFR
1	GASOLINE STD	10	14,7
2	LPG STD	10	15,5
3	LPG 1	10	12
4	LPG 2	10	14
5	LPG 3	10	16
6	LPG 4	10	18

Simulasi no.1 gasoline setandart berperan sebagai pembandingan unjuk kerja terhadap LPG . Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini sebenarnya telah dilakukan banyak simulasi dengan banyak variasi yang dilakukan. Namun, yang ditampilkan di laporan akhir ini adalah simulasi dengan hasil terbaik yaitu simulasi dengan memvariasikan AFR dan menggunakan *Ignition Timing* ideal yaitu 10 BTDC.

4.3. Data Hasil Simulasi Unjuk Kerja Menggunakan Bahan Bakar Gasoline standard

Tabel 4.9. Data perhitungan pada penggunaan bahan bakar Gasoline Standard

RPM	Power (KW)	BHP (HP)	B. Torque (N.m)	BMEP (Bar)	BSFC (gr/KW.h)	V. Eff (%)
800	0.75	1.01	8.99	9.18	259.04	85.3
1000	0.95	1.27	9.04	9.22	256.19	84.8
1200	1.14	1.53	9.04	9.22	254.87	84.3

1400	1.32	1.77	9.01	9.2	254.38	83.9
1600	1.49	2.00	8.92	9.1	254.72	83.2
1800	1.68	2.25	8.89	9.07	255.06	83
2000	1.84	2.47	8.78	8.96	256.16	82.3
2200	1.99	2.67	8.60	8.81	257.56	81.4
2400	2.16	2.90	8.59	8.76	258.56	81.3
2600	2.33	3.12	8.57	8.75	259.6	81.5
2800	2.49	3.34	8.49	8.66	261.25	81.2
3000	2.61	3.50	8.32	8.49	263.6	80.3
3200	2.72	3.65	8.11	8.27	266.19	79.1
3400	2.82	3.78	7.93	8.1	268.73	78.1
3600	2.94	3.94	7.8	7.85	271.15	77.5
3800	2.90	3.90	7.67	7.8	273.48	76.9

4.4 Grafik dan Unjuk Kerja

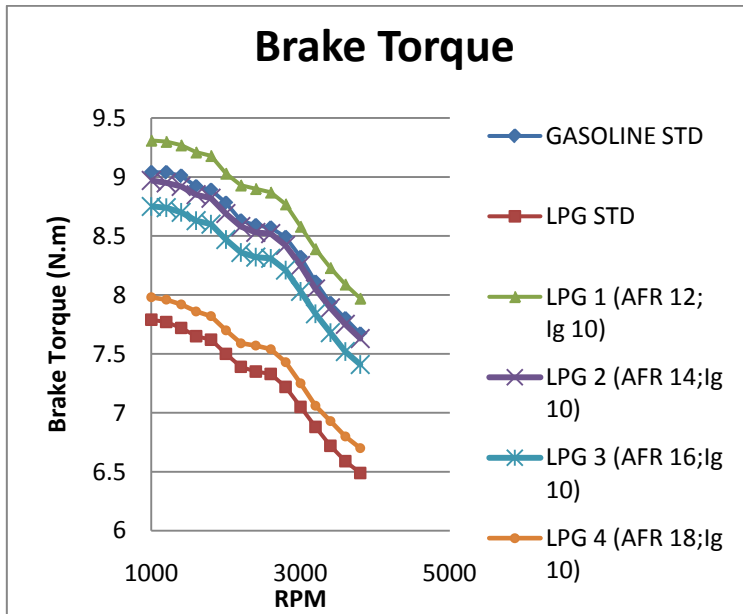
unjuk kerja suatu mesin sangat tergantung pada energi yang dihasilkan dari campuran bahan bakar yang diterima oleh mesin serta efisiensi termal dari mesin tersebut (kemampuan mesin untuk mengubah energi dari campuran bahan bakar menjadi kerja output dari mesin).

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari hasil kajian numerik. Berikut contoh perhitungan *Break Torque*, *Brakre Power*, *Brake Mean Effective Pressure (BMEP)*, *Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)*, pada kondisi putaran mesin 3600 rotasi per menit (Rpm).

4.4.1 Brake Torque

Brake Torque didapat dari simulasi sebagai acuan perhitungan menurut referensi (*John B. Heywood-Internal Combustion Engine Fundamentals*), dalam perhitungan harga torsi yang dipakai pada putaran pada kondisi *start up*, *idle*, dan *full load*..

Dari tabel 4.8 didapatkan unjuk kerja Water pump dari hasil simulasi yang dapat dibuat grafik perbandingan antara penggunaan bahan bakar bensin dan LPG. Grafik data-data hasil simulasi tersebut sebagai berikut :



Gambar 4.2. Grafik brake torque vs rpm

Gambar diatas merupakan grafik plot *brake torque* fungsi putaran *engine*. Nilai maksimum terdapat pada LPG AFR 1 yaitu sebesar 9.3 N.m (1000 RPM). Sedangkan *brake torque* maksimum saat *engine* menggunakan bahan bakar

gasoline terjadi pada putaran 1000 RPM dengan harga sebesar 9.04 N.m. Hasil secara keseluruhan menunjukkan bahwa brake torque berada pada posisi puncak saat start up mesin. Peningkatan harga *brake torque* disebabkan oleh semakin banyaknya jumlah bahan bakar dan udara yang masuk ke ruang bakar sehingga menghasilkan gaya dorong pada piston yang lebih besar. Namun, pada kisaran 1200 RPM terlihat harga *brake torque* mulai menurun. Penyebabnya adalah *mechanical friction* yang terjadi semakin besar pula seiring bertambahnya putaran. Pada kisaran 1300 RPM *mechanical friction* yang terjadi sudah cukup besar dan tidak dapat lagi diatasi oleh *brake torque* sehingga terjadi penurunan torsi.

Berdasarkan referensi Buku Panduan Reparasi Kohler CS 4 yang dikeluarkan resmi pabrik Kohler, *brake torque* saat *engine* menggunakan bahan bakar gasoline pada putaran 2000 RPM dengan harga sebesar 7,6 N.m. sedangkan hasil simulasi dengan LES menunjukkan *brake torque* untuk Gasoline STD terjadi pada putaran 2000 RPM dengan harga sebesar 8.7 N. Perbedaan nilai performa *engine* (torsi maksimum antara simulasi dengan pengujian karena beberapa kondisi tes yang berbeda, seperti standar uji SAE J1349 (10/1985) serta pengasumsian yang sedikit berbeda dengan kondisi riil

hasil pengujian pada LPG 1 menunjukkan performa *brake torque* yang lebih baik daripada Gaoline STD. Penggantian bensin dengan LPG pada kondisi operasional menghasilkan rata - rata kenaikan *brake torque* sebesar +3,36 %. Dapat disimpulkan bahwa *advancement* pada waktu penginjeksian serta pengaturan AFR ideal LPG dapat memperbaiki performa *brake torque* yang dihasilkan oleh *engine* dibandingkan pengaturan waktu penginjeksian standar bawaan mesin maupun pengaturan AFR diluar stoikiometri LPG.

4.4.2 Brake Power

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui

seberapa besar tingkat keakuratan dari hasil kajian numerik. Berikut contoh perhitungan *Break Power* pada kondisi *start up, iddle, dan full load*.

$$P = 2\pi NT$$

Dimana : N = RPM(*rev per minutes*)

T = *Torque* (N.m)

Dilakukan perhitungan sebagai berikut :

1. $P = 2\pi NT$

$$= 2\pi \times 800 \frac{rev}{min} \times 8.99 Nm \times \left| \frac{min}{60 sec} \right|$$

$$= 0.75 Kw$$

2. $P = 2\pi NT$

$$= 2\pi \times 2200 \frac{rev}{min} \times 8.63 Nm \times \left| \frac{min}{60 sec} \right|$$

$$= 1.98 Kw$$

3. $P = 2\pi NT$

$$= 2\pi \times 3600 \frac{rev}{min} \times 7,8 Nm \times \left| \frac{min}{60 sec} \right|$$

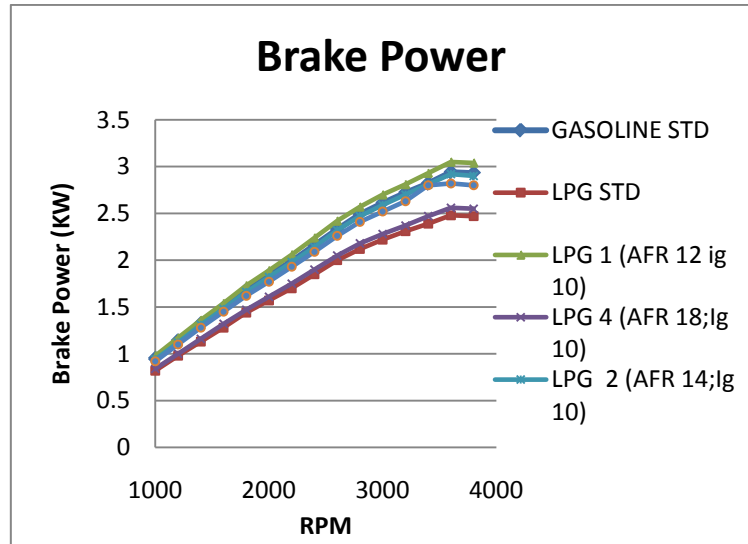
$$= 2.93 Kw$$

Tabel 4.10 Data hasil validasi brake power

No	rpm (rev/min)	Brake Power (kW)
1	800	0.75
2	2200	1.98
3	3600	2.93

Dari hasil perhitungan *brake power secara manual* didapatkan angka yang mendekati dengan hasil yang

didapatkan dengan simulasi. Tingkat ketidak sesuaian angka berkisar 0,3 %, sehingga hasil simulasi dapat diterima.



Gambar 4.3. Grafik *brake power* vs rpm

Gambar diatas merupakan grafik plot *brake power* fungsi putaran *engine*. Nilai maksimum *brake power* terdapat pada LPG 1 yaitu sebesar 3.05 KW (3600 RPM), yang ditunjukkan oleh titik berwarna merah pada gambar 4.4 di atas ,sedangkan pada gasoline std nilai maksimum *brake power* 2.93 KW,pada RPM 3600. Berdasarkan referensi Buku Panduan Kohler CS 4 yang dikeluarkan resmi oleh KOHLER, *brake power* pada putaran 3600 saat *engine* menggunakan bahan bakar Gasoline dengan harga sebesar 2,9 kW. Hasil simulasi dengan LES menunjukkan *brake power* untuk Gasoline STD pada putaran 3600 RPM dengan harga sebesar 2.94 kW(selisih error 0,4 %).

Hasil menunjukkan bahwa semakin meningkatnya putaran *engine*, maka *brake power* yang dihasilkan semakin besar. Hasil simulasi tersebut sesuai, Karena *brake power* merupakan fungsi *brake torque*, maka *brake power* juga akan mengalami penurunan. Terlihat pada kisaran 3700 RPM terlihat harga *brake power* tampak mulai menurun. Penyebabnya adalah sama dengan penyebab turunnya harga *brake torque* yaitu *mechanical friction*.

Sama seperti *brake torque*, hasil pengujian pada LPG 1 menunjukkan performa *brake power* yang lebih baik daripada Gasoline STD. Penggantian gasoline dengan LPG pada kondisi operasional menghasilkan rata - rata kenaikan 3.36%. Dapat disimpulkan bahwa *advancement* pada waktu pengapian serta pengaturan AFR ideal LPG dapat memperbaiki performa *brake power* yang dihasilkan oleh *engine* dibandingkan pengaturan waktu pengapian standar bawaan motor maupun pengaturan AFR diluar stoikiometri LPG.

4.4.3 Brake Mean Effective Pressure (BMEP)

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari hasil kajian numerik. Berikut contoh perhitungan *Brake mean Effective Pressure* pada kondisi putaran mesin *start up*, *iddle*, dan *full load*, dengan satuan rotasi per menit (Rpm).

$$BMEP (kPa) = \frac{6,28 \times 2 \times T}{V_d}$$

Dimana : T = Torsi (N.m)
 V_d = Volume Silinder (0,123 dm³)

Dilakukan perhitungan sebagai berikut :

1. $BMEP = \frac{6,20 \times 2 \times T}{V_d}$

$$= \frac{6,28 \times 2 \times 8,99 \text{ N.m}}{0,123 \text{ dm}^3} \times \left| \frac{1000 \text{ dm}^3}{1 \text{ m}^3} \right| \times \left| \frac{\text{bar}}{10^5 \text{ pa}} \right|$$

$$= 9.03 \quad \text{bar}$$

$$2. \quad BMEP = \frac{6,28 \times 2 \times T}{V_d}$$

$$= \frac{6,28 \times 2 \times 8,63 \text{ N.m}}{0,123 \text{ dm}^3} \times \left| \frac{1000 \text{ dm}^3}{1 \text{ m}^3} \right| \times \left| \frac{\text{bar}}{10^5 \text{ pa}} \right|$$

$$= 8.67 \quad \text{bar}$$

$$3. \quad BMEP = \frac{6,28 \times 2 \times T}{V_d}$$

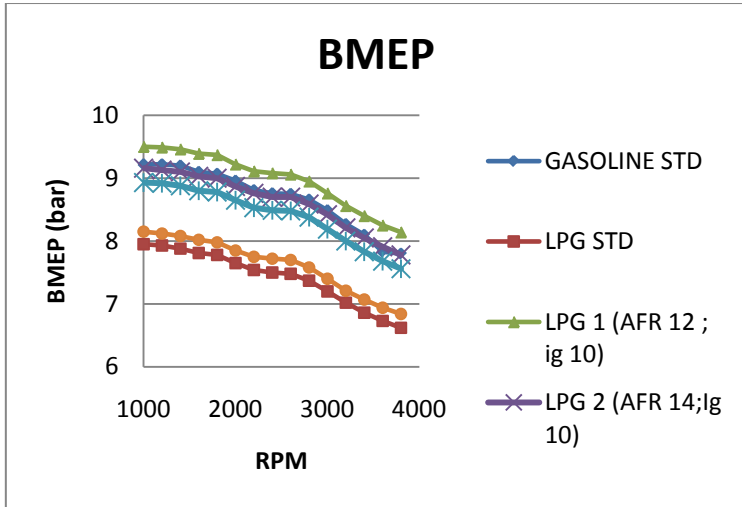
$$= \frac{6,28 \times 2 \times 7,8 \text{ Nm}}{0,123 \text{ dm}^3} \times \left| \frac{1000 \text{ dm}^3}{1 \text{ m}^3} \right| \times \left| \frac{\text{bar}}{10^5 \text{ pa}} \right|$$

$$= 7.83 \quad \text{bar}$$

Tabel 4.11 Data hasil validasi BMEP

No	rpm (rev/min)	BMEP (Bar)
1	800	9.03
2	2200	8.67
3	3600	7.83

Dari hasil perhitungan *Brake Mean Effective Pressure* secara manual didapatkan angka yang mendekati dengan hasil yang didapatkan dengan simulasi. Tingkat ketidaksesuaian angka berkisar 0.3 %, sehingga hasil simulasi dapat diterima.



Gambar 4.4. Grafik bmeP vs rpm

Gambar di atas merupakan grafik plot BMEP fungsi putaran *engine*. Nilai maksimum terdapat pada LPG 1 yaitu sebesar 9,22 Bar (1200 RPM) dan nilai minimum terdapat pada LPG 2 yaitu 7.78 bar (1000 RPM). BMEP merupakan fungsi dari torsi sehingga dapat dilihat bahwa tren grafik yang terbentuk hampir sama dengan *brake torque*, Hasil menunjukkan bahwa BMEP setelah mengalami kenaikan dari rpm 800-1200, setelah itu mengalami penurunan pada kisaran putaran 1200 RPM. Penyebabnya adalah sama dengan penyebab turunnya harga *brake torque* yaitu *mechanical friction*.

Hasil pengujian pada LPG 1 menunjukkan BMEP yang lebih baik daripada Gasoline STD. Penggantian gasoline dengan LPG 1 pada kondisi operasional menghasilkan rata-rata kenaikan BMEP sebesar +9.3%. Dapat disimpulkan bahwa *advancement* pada waktu penginjeksian serta pengaturan AFR ideal LPG dapat memperbaiki performa BMEP yang dihasilkan oleh *engine* dibandingkan pengaturan waktu penginjeksian standar maupun pengaturan AFR diluar

stoikiometri LPG dan itu berarti efisiensi *engine* keseluruhan akan meningkat.

4.4.4 Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari hasil kajian numerik. Berikut contoh perhitungan *Break Spesific Fuel Consumption* pada kondisi putaran mesin *start up*, *iddle*, dan *full load* , dengan satuan rotasi per menit (Rpm).

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

Dimana \dot{m}_f = laju aliran bahan bakar $\frac{gr}{sec}$
 P = daya (KW)

Dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} 1. \quad sfc &= \frac{\dot{m}_f}{P} = \frac{0.054 \frac{gr}{sec}}{0.75 kW} \times \left| \frac{3600 sec}{hr} \right| \\ &= \mathbf{260.2} \text{ gr/kW.hr} \end{aligned}$$

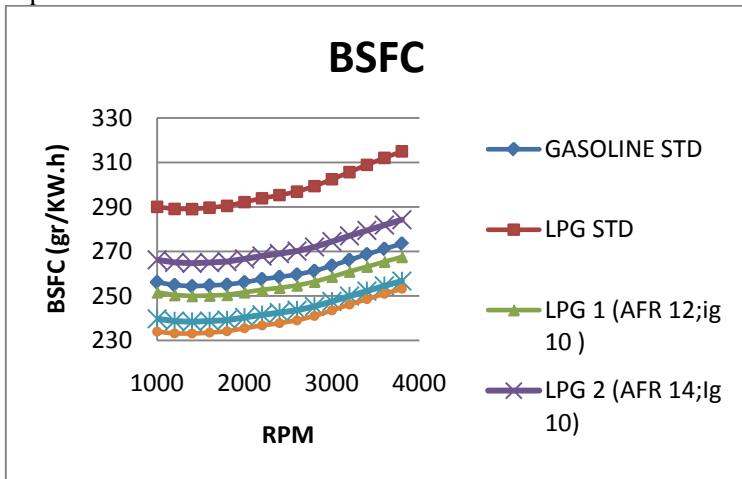
$$\begin{aligned} 2. \quad sfc &= \frac{\dot{m}_f}{P} = \frac{0.142 \frac{gr}{sec}}{1.99 kW} \times \left| \frac{3600 sec}{hr} \right| \\ &= \mathbf{257.46} \text{ gr/kW.hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3. \quad sfc &= \frac{\dot{m}_f}{P} = \frac{0.221 \frac{gr}{sec}}{2.94 kW} \times \left| \frac{3600 sec}{hr} \right| \\ &= \mathbf{271.5} \text{ gr/kW.hr} \end{aligned}$$

Tabel 4.12 Data hasil validasi BSFC

No	rpm (rev/min)	BSFC (gr/kW.hr)
1	800	260.25
2	2200	257.46
3	3600	271.5

Dari hasil perhitungan *Brake Specific Fuel Consumption* secara manual didapatkan angka yang mendekati dengan hasil yang didapatkan dengan simulasi. Tingkat ketidakesesuaian angka berkisar 0.4 %, sehingga hasil simulasi dapat diterima.



Gambar 4.5. Grafik bsfc vs rpm

Gambar diatas merupakan grafik plot BSFC fungsi putaran *engine*. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah parabolik terbuka keatas dengan nilai minimum berada

di sekitar 1400 RPM. Nilai minimum terdapat pada LPG 1 yaitu sebesar 249,99 gr/kW.h (1400 RPM) sedangkan nilai maksimum terdapat pada LPG STD yaitu sebesar 315,01 gr/kW.h (11.500 RPM).

BSFC merupakan fungsi dari laju alir massa bahan bakar per satuan *brake power* , Awalnya, harga BSFC terus menurun dimulai dari putaran idle, . Namun, pada kisaran putaran 1400 RPM, harga BSFC mulai meningkat. Hal ini disebabkan kenaikan konsumsi bahan bakar yang mulai lebih besar daripada kenaikan *brake power* pada kisaran putaran 1400 RPM tersebut untuk mengatasi beban yang ada yaitu berupa *mechanical friction*.

Hasil pengujian pada LPG 1 menunjukkan BSFC yang lebih baik daripada Gasoline STD. Penggantian gasoline dengan LPG 1 pada kondisi operasional menghasilkan rata - rata penurunan BSFC sebesar -4.90 % . disebabkan oleh bahan bakar - udara yang diberikan ke *engine* lebih miskin dibandingkan lainnya, sehingga konsumsi bahan bakar secara keseluruhan lebih rendah dibandingkan lainnya. Dapat disimpulkan pula bahwa *advancement* pada waktu pengapian serta pengaturan AFR ideal LPG dapat memperbaiki performa BSFC yang dihasilkan oleh *engine* dibandingkan pengaturan waktu pengapian standarT.

4.4.5 Volumetric Efficiency (η_v)

Setelah didapatkan hasil simulasi berupa grafik, diperlukan perhitungan secara teoritis untuk mengetahui seberapa besar tingkat keakuratan dari hasil kajian numerik. Berikut contoh perhitungan Volumetric Efficiency pada kondisi mesin *start up, iddle, dan full load*.

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \left(\frac{gr/s}{\frac{gr}{m^3} \cdot m^3 \cdot 1/s} \right)$$

Dimana : $\rho_{a,i} = 98$ pada $T=25^0\text{C}$
 (Sumber : Tabel Robert W Fox,
Introduction to Fluid Mechanic)
 $\dot{m}_a =$ air flow (gr/s)
 $V_d =$ Volume Silinder ($1,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3$)
 $N =$ putaran mesin (rpm)

Dilakukan perhitungan sebagai berikut :

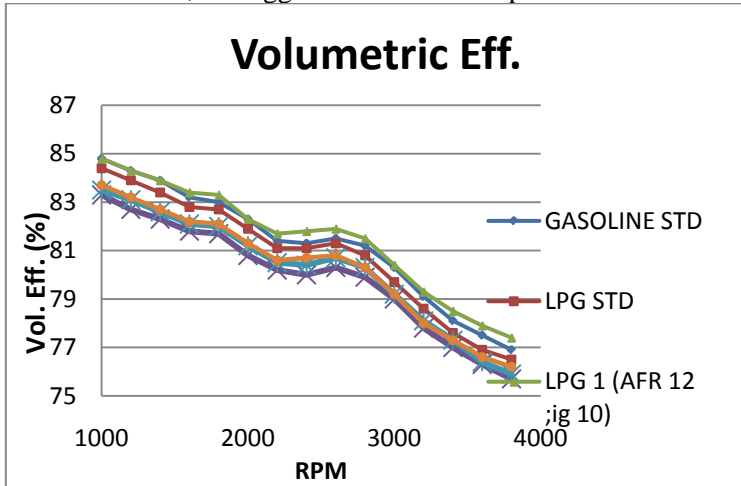
$$\begin{aligned}
 1. \quad \eta_w &= \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \\
 &= \frac{2 \times 0.8103 \text{ gr/s}}{\rho_{a,i} \times 1,23 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 13.3 \text{ rpm}} \times \left| \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 81.8 \% \\
 2. \quad \eta_w &= \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \\
 &= \frac{2 \times 2.251 \text{ gr/s}}{\rho_{a,i} \times 1,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 36.6 \text{ rpm}} \times \left| \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 81.4 \% \\
 3. \quad \eta_w &= \frac{2 \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \\
 &= \frac{2 \times 3,314 \text{ gr/s}}{\rho_{a,i} \times 1,25 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \times 3600 \text{ rpm}} \times \left| \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} \right| \\
 &= 74,26 \%
 \end{aligned}$$

Tabel 4.13 Data hasil validasi Volumetric efficiency

No	rpm (rev/min)	Volumetric Efficiency (η_v)
1	800	81.8
2	2200	79.3

3	3600	74.26
---	------	-------

Dari hasil perhitungan *Volumetric Efficiency* secara manual didapatkan angka yang mendekati dengan hasil yang didapatkan dengan simulasi. Tingkat ketidaksesuaian angka berkisar 3.02 %, sehingga hasil simulasi dapat diterima.



Gambar 4.6. Grafik volumetrik eff. vs rpm

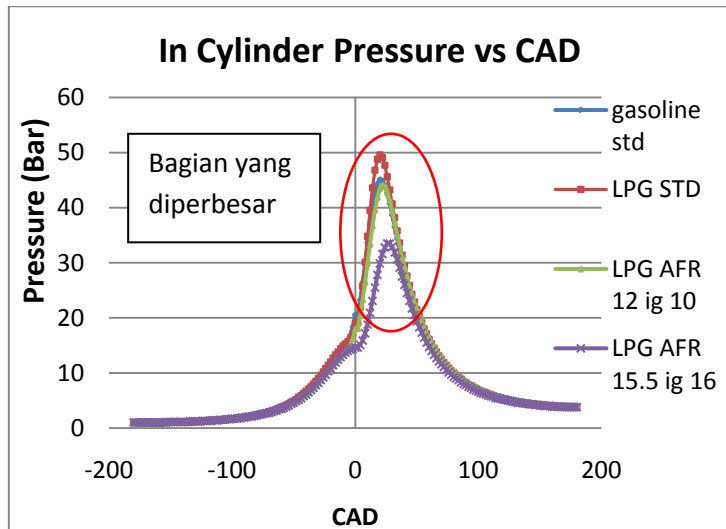
Gambar diatas merupakan grafik plot *volumetric efficiency* fungsi putaran *engine*. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah menurun terbuka kebawah dengan nilai maksimum berada di sekitar 800 RPM. Nilai minimum terdapat pada LPG 1 yaitu sebesar 75.9 % (800 RPM) sedangkan nilai maksimum terdapat pada LPG 2 yaitu sebesar 85.3 % (800 R

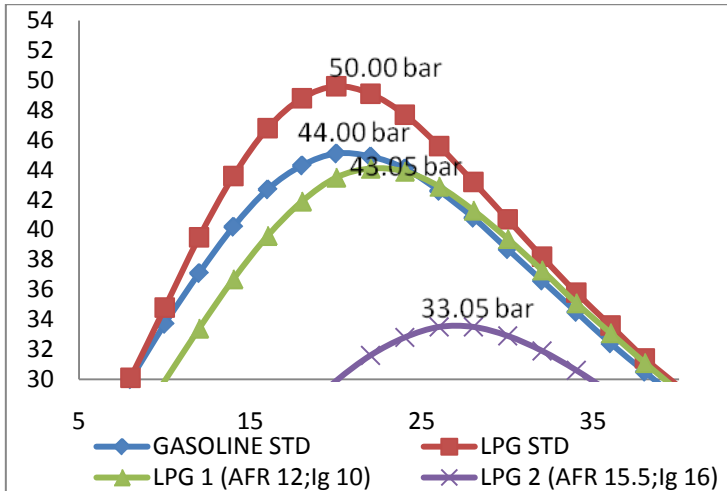
Terlihat harga *volumetric efficiency* saat idle semakin naik. Namun, pada kisaran putaran 2600 RPM harga *volumetric efficiency* mulai turun. Hal ini disebabkan oleh beberapa faktor diantaranya faktor temperatur *overall engine* serta valve *overlapping*. Temperatur *overall engine* mempengaruhi densitas udara yang masuk ke ruang bakar. Karena temperatur *overall engine* semakin tinggi seiring putaran, maka densitas udara juga semakin turun sehingga

mengurangi harga *volumetric efficiency*. *Valve overlapping* juga memiliki peran dalam penurunan *volumetric efficiency*. Udara segar yang masuk ke ruang bakar tidak digunakan secara optimal karena sebagian kecil ikut keluar karena terbukanya *exhaust valve*.

Secara umum, semua hasil pengujian pada LPG menunjukkan *volumetric efficiency* yang lebih rendah daripada gasoline STD kecuali LPG 1. Sedangkan hasil terbaik Penggantian gasoline dengan LPG terdapat pada LPG 2, yaitu pada kondisi operasional, rata - rata penurunan *volumetric efficiency* sebesar -1,99 %. Fenomena penurunan *volumetric efficiency* ini wajar karena bahan bakar gasoline yang masuk ke ruang bakar masih memiliki sifat liquid yang densitasnya lebih tinggi dibandingkan LPG yang sudah berfase gas.

4.5. Tekanan *In Cylinder* vs Crank Angle Degree (CAD)





Gambar 4.7. Grafik Pressure vs CAD

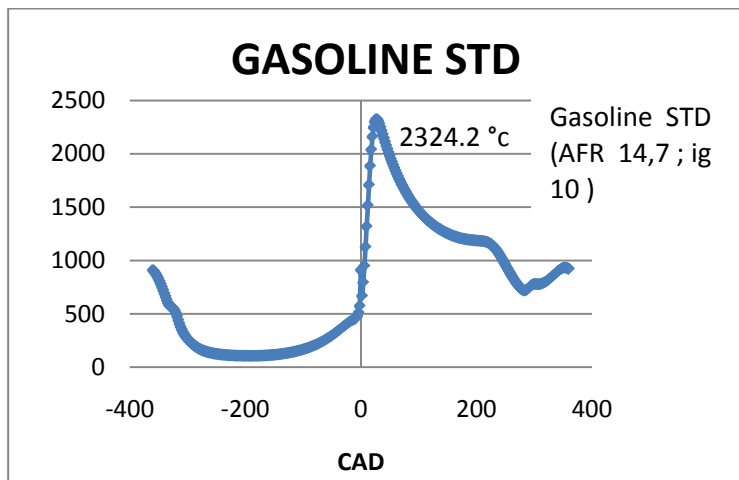
Gambar diatas merupakan grafik plot tekanan *in cylinder* fungsi CAD pada putaran 3800 RPM. Secara umum, grafik yang terbentuk adalah parabolik terbuka ke bawah. Nilai maksimum secara keseluruhan terdapat pada LPG STD yaitu sebesar 50,00 bar sedangkan nilai minimum terdapat pada simulasi LPG 3 yaitu sebesar 33,05 bar.

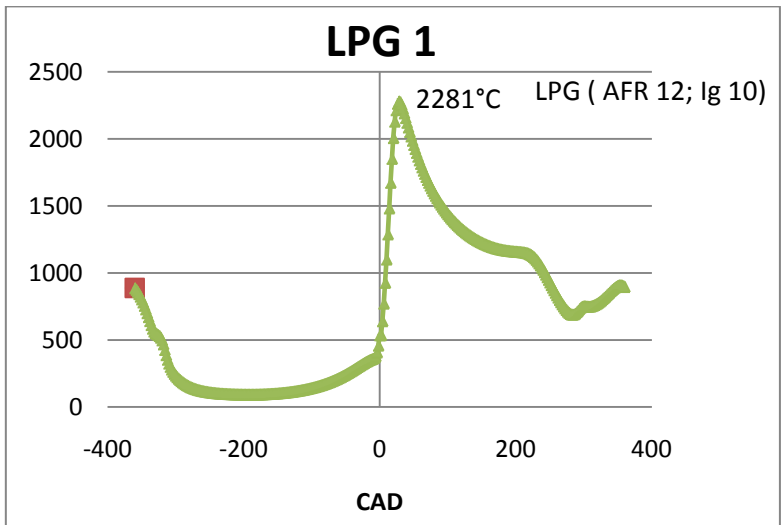
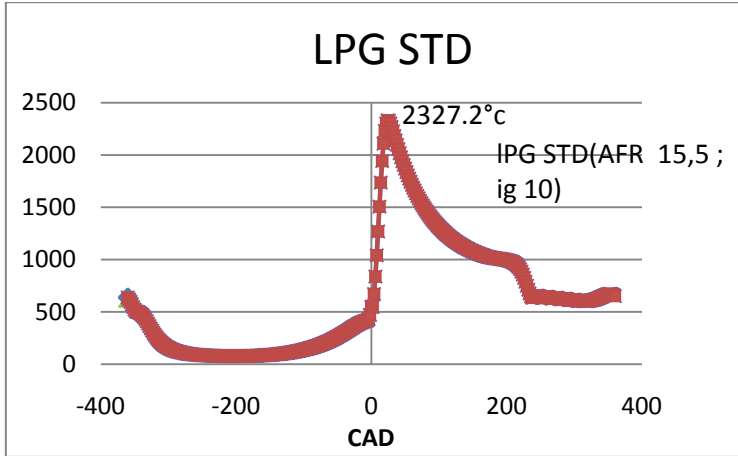
Fenomena tingginya tekanan *in cylinder* pada bahan bakar LPG secara umum memperlihatkan bahwa pengaturan *ignition timing* dan AFR membantu mengoptimalkan energi yang dapat dilepaskan oleh LPG lantaran densitas energi LPG lebih tinggi daripada gasoline.

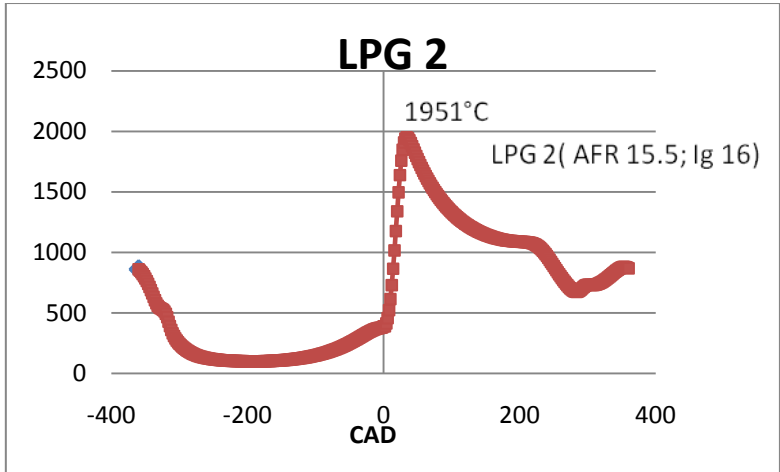
Perbandingan hasil grafik tekanan dan temperatur menunjukkan fenomena yang menarik. Ternyata dari hasil simulasi bahwa tekanan *in cylinder* tidak berkorelasi secara langsung dengan temperatur. Fenomena tersebut perlu diverifikasi dengan pengujian eksperimental sebagai pembuktian karena secara logika tekanan berbanding linier dengan temperatur yang terjadi. Penggantian gasoline dengan LPG menghasilkan penurunan, yaitu terjadi pada LPG 1 dan LPG 2. pada kondisi operasional LPG 1 penurunannya sebesar

menghasilkan penurunan tekanan *in cylinder* -2,23 % , dan LPG 2 sebesar -30% sedangkan tekanan *in cylinder* tertinggi terjadi pada LPG STD dengan kenaikan sebesar +12,00 %. *Combustion duration* LPG relatif lebih lama dibandingkan dengan gasoline. Semakin terlambat tekanan *peak* terjadi, maka harga tekanan *peak* itu sendiri menurun. Oleh karena itu, *advancement* pada waktu pengapian serta pengaturan AFR yang ideal membantu memaksimalkan tekanan *in cylinder* yang terjadi, yaitu di sekitar 10 - 15° ATDC.

4.6. Temperatur *Combustion Gas* Fungsi CAD







Gambar 4.8. Grafik Temperatur vs CAD

Gambar diatas merupakan grafik plot temperatur *combustion gas*. Sumbu axis menyatakan CAD dalam satuan derajat dan sumbu ordinat menyatakan temperatur dalam satuan derajat Celcius. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah fluktuatif dengan nilai maksimum. Nilai maksimum terletak pada LPG STD dengan 2350 °C dan nilai minimum keseluruhan pada LPG 2 dengan 2000 °C .

Penggantian gasoline dengan LPG yang terbaik pada kondisi operasional menghasilkan kenaikan temperatur *combustion gas* maksimum sebesar +0,13 % Terlihat bahwa, *advancement* waktu pengapian dan pengaturan AFR yang tepat sangat mempengaruhi besarnya energi termal yang dapat dilepas oleh *engine*. Hasil ini tentunya mendukung hipotesis awal yang diajukan bahwasanya memang secara umum, temperatur yang dihasilkan oleh *engine* berbahan bakar LPG lebih besar daripada *engine* berbahan bakar gasoline apabila memang diatur dengan pengaturan yang tepat.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan sejumlah simulasi dan analisa data untuk mengetahui perbandingan karakteristik unjuk kerja yang dihasilkan pada *engine* kohler tipe CS4 123cc gasoline dan LPG dengan angka oktan sempurna dapat diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari simulasi pada kondisi operasional standart gasoline dengan pengaturan AFR pada keadaan stoikiometri gasoline yaitu 14,6 ; *Ignition Timing* 10 BTDC ,pada RPM 3600 mendapatkan hasil sebagai berikut :
brake torque : 7.8 N.m
brake power : 2.94 KW
BMEP : 7.85 bar
BSFC : 271.15 gr/KW.h
2. Dari simulasi pada kondisi operasional standart gasoline berbahan bakar LPG dengan pengaturan AFR pada keadaan stoikiometri LPG yaitu 15,5 ; *Ignition Timing* 10 BTDC, padda RPM 3600 mendapatkan hasil sebagai berikut :
brake torque : 6.59 N.m
brake power : 2.48 KW
BMEP : 6.73 bar
BSFC : 312.05 gr/KW.h
3. Dari hasil simulasi berbahan bakar LPG didapatkan hasil yang baik dengan pengaturan AFR yaitu 12 ; *Ignition Timing* 10 BTDC,pada RPM 3600 mendapatkan hasil sebagai berikut :
brake torque : 8.09 N.m + 3.5 %
brake power : 3.05 KW + 3.6 %
BMEP : 8.25 bar + 4.8 %
BSFC : 265.38 gr/KW.h - 2,17 %

Performa *engine* (*brake torque*, *brake power*, BMEP dan BSFC) berbahan bakar LPG dapat dimaksimalkan dengan cara pengaturan AFR pada keadaan stoikiometri LPG yaitu 12 dan pengaturan ignition timing 10 BTDC. Dengan pengaturan tersebut unjuk kerja mengalami kenaikan dengan kenaikan masing - masing sebesar +3.5 %; +3.6 %; +4.8 % dan penurunan sebesar -2,17 %.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk kemajuan penelitian selanjutnya adalah :

1. Perlu dilakukan penelitian langsung atau pengaplikasian , sehingga data lebih akurat.
2. Sebaiknya dilakukan studi mengenai potensi peningkatan rasio kompresi mengingat angka oktan yang dimiliki oleh LPG sangat tinggi (berkisar dari 100 - 105).
3. Sebaiknya harga *combustion duration* diatur sendiri dan disesuaikan dengan literatur yang sudah ada sehingga hasil simulasi lebih akurat. Dengan kata lain, tidak menggunakan durasi *default* pada Lotus Engine Simulation karena setting *default* tersebut merupakan *combustion duration* bahan bakar gasoline.

DAFTAR PUSTAKA

- Heywood, John B., "Internal Combustion Engine Fundamentals." McGraw-Hill Book Company, New York, 1988
- Kawano, D. S., "Motor Bakar Torak (Bensin)," ITS Press, Indonesia, 2011
- Mustafa K.F., Gitano-Briggs H.W., "Liquefied Petroleum Gas (LPG) as an Alternative Fuel in Spark Ignition Engine Performance and Emission Characteristics," ICEE 2009, Malaysia, 2009.
- Philip Price, Shengmin Guo, Martin Hirschmann, "Performance of an evaporator for a LPG powered vehicle," Applied Thermal Engineering vol. 24,
- Romadhoni, Nanang (2010). *Jurnal Studi Komparasi Performa Mesin Dan Kadar Emisi Gas Buang Sepeda Motor Empat Langkah Berbahan Bakar Bensin Dan LPG*. Surabaya: Universitas Negeri Surabaya.
- Rstovski, Z.D., Jayaratne, E.R., Morawska, L., Ayoko, G.A., Lim, M., "Particle and carbon dioxide emissions from passenger vehicles operating on unleaded petrol and LPG fuel," Science of the Total Environment. 345 (2005) 93-98.
- Schifter, I., Diaz, L., Lopez-Salinas, E., Rodriguez, R., Avalos, S., Guerrero, V., "An evaluation of the LPG vehicles program in the metropolitan area of Mexico City," Journal of the Air and Waste Management Association, vol. 50, pp. 301-309
- Suryosaty, Adi., Kartika, I Made., Budiharjo., dkk (1993). *Kinerja Motor Otto Berbahan Bakar LPG*. Jakarta: Universitas Indonesia.

BIODATA PENULIS



Guntur Agus Sucipto, Penulis dilahirkan di Bojonegoro, 18 Juni 1992, merupakan anak ketujuh dari 7 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Ngrandu 1 Bojonegoro, SMP Negeri 2 Kedung Adem Bojonegoro, SMA Negeri 1 Gondang Bojonegoro . Penulis diterima di program studi D3 Teknik Mesin FTI ITS pada tahun 2011 dan terdaftar dengan NRP 2111030020. Di Program

Studi D3 Teknik Mesin Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi. Penulis juga pernah aktif di organisasi Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin (HMDM).

N0 : 0877521666735

Email: gunturagus354@gmail.com

Lampiran 1

Tabel Konversi Satuan

Appendix

TABLE I
DEFINITIONS AND CONVERSION FACTORS†

Abbreviations and Symbols

	g gram	J joule	m meter	N newton	s second	W watt				
Prefix.....	mega	kilo	hecto	deka	deci	centi	milli	micro	nano	pico
Symbol.....	<i>M</i>	<i>k</i>	<i>h</i>	<i>da</i>	<i>d</i>	<i>c</i>	<i>m</i>	<i>μ</i>	<i>n</i>	<i>p</i>
Factor.....	10 ⁶	10 ³	10 ²	10	10 ⁻¹	10 ⁻²	10 ⁻³	10 ⁻⁶	10 ⁻⁹	10 ⁻¹²

IT International Steam Table units (otherwise, thermochemical).

int International units of 1948 (obsolete).

First entry in each of the following groups is the basic SI definition. Asterisk (*) denotes exact definition.

Length

(The *meter** m, the basic unit of length, is equal to 1,650,763.73 wavelengths of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of krypton 86.) (Sec. 4-16)

$$1 \text{ m} = 3.280840 \text{ ft} = 39.37008 \text{ in.} = (10^{10})^* \text{ angstrom}$$

$$1 \text{ ft} = 0.3048^* \text{ m} = 12^* \text{ in.} \quad 1 \text{ in.} = 0.0254^* \text{ m}$$

1 U.S. mile = 1,609.344* m = 5,280* ft = 0.8689762 U.S. (and international) nautical mile.

Mass‡

(The *kilogram** kg, the basic unit of mass, is equal to a particular cylinder of platinum-iridium alloy, called the International Prototype Kilogram, which is preserved in a vault at Sèvres, France.)

$$1 \text{ kg} = 2.204623 \text{ lb} = 0.06852177 \text{ slug} = (10^{-3})^* \text{ metric ton}$$

$$1 \text{ lb} = 453.59237^* \text{ g} = 16 \text{ oz} = 7,000 \text{ grain}$$

$$1 \text{ slug} = 14.59390 \text{ kg} = 32.1740 \text{ lb}$$

$$1 \text{ ton} = 2,000^* \text{ lb} = 0.9071847 \text{ metric ton}$$

†Abridged from E. Mechtly, "The International System (SI) of Units." NASA SP-7012 (1964), and R. Wilhoit, W. Hathaway: API Research Project 44 (December 1966).

‡Symbols kg, lb, etc. for mass units, and kg_f, lb_f, etc. for force units.

$$1 \text{ IT cal} = 4.1868^* \text{ J} = 1.000669 \text{ cal} = 0.003968321 \text{ IT Btu} = 3.088025 \text{ ft-lb}_f$$

$$1 \text{ IT Btu} = 1055.056 \text{ J} = 251.9958^* \text{ IT cal} = 252.1644 \text{ cal} = 778.1693 \text{ ft-lb}_f = 10.41259 \text{ liter-atm}$$

$$1 \text{ ft-lb}_f = 1.355818 \text{ J} = 0.3240483 \text{ cal} = 0.001285067 \text{ IT Btu} = 0.1382549 \text{ kg}_f\text{-m}$$

$$1 \text{ kw-hr} = 3,600,000^* \text{ J} = 3412.142 \text{ IT Btu} = 1.341022 \text{ hp-hr} = 2,655,224 \text{ ft-lb}_f$$

$$1 \text{ hp-hr} = 1,980,000^* \text{ ft-lb}_f = 2,684,519 \text{ J} = 2544.433 \text{ IT Btu}$$

Power

(The *watt** W, the basic unit of power, is equal to the energy rate of 1 joule per second.)

$$1 \text{ W} = 1^* \text{ J/s} = 1^* \text{ m} - \text{N/s} = (10^7)^* \text{ erg/sec}$$

$$1 \text{ cal/s} = 4.184^* \text{ W} = 3.08596 \text{ ft-lb}_f/\text{s} = 0.426649 \text{ m-k}_g/\text{s}$$

$$1 \text{ m-k}_g/\text{s} = 9.80665^* \text{ W} = 7.23298 \text{ ft-lb}_f/\text{s}$$

$$1 \text{ hp (mech)} = 745.69987^* \text{ W} = 550^* \text{ ft-lb}_f/\text{s} = 33,000 \text{ ft-lb}_f/\text{min} = 2544.433 \text{ IT Btu/hr} = 1.01387 \text{ hp (metric)} = 0.999598 \text{ hp (elect)}$$

$$\surd 1 \text{ hp (elect)} = 746^* \text{ W} = 1.00040 \text{ hp (mech)} = 1.01428 \text{ hp (metric)}$$

$$1 \text{ hp (metric)} = 735.499 \text{ W} = \overbrace{75 \text{ m-k}_g/\text{s}} = 542.476 \text{ ft-lb}_f/\text{s}$$

$$1 \text{ hp (boiler)} = 13.1548^* \text{ hp (mech)}$$

Specific Energy

$$1 \text{ cal/g} = 4.1840^* \text{ J/g} = 1.798796 \text{ IT Btu/lb}$$

$$1 \text{ IT cal/g} = 4.1868^* \text{ J/g} = 1.8^* \text{ IT Btu/lb}$$

Specific Energy per Degree

$$1 \text{ cal/g}^\circ\text{K} = 4.1840^* \text{ J/g}^\circ\text{K} = 0.9993312 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R}$$

1 IT cal/g[°]K = 4.1868* J/g[°]K = 1* IT Btu/lb[°]R (Definition† of IT Btu).

$$1 \text{ IT Btu/lb}^\circ\text{R} = 1.000669 \text{ cal/g}^\circ\text{K}$$

Speed

$$1 \text{ ft/s} = 0.3048^* \text{ m/s}$$

$$1 \text{ mile (U.S.)/hr} = 0.44704^* \text{ m/s} = 1.609344^* \text{ km/hr} = 0.8689762 \text{ knot} = 1.466667 \text{ ft/s}$$

Area

$$1 \text{ in.}^2 = 6.4516^* \text{ cm}^2 \quad 1 \text{ ft}^2 = 929.0304 \text{ cm}^2 = 144^* \text{ in.}^2$$

†A "thermochemical" Btu is also found in the literature, and defined by 1 cal/g[°]K = 1 Btu/lb[°]R.

Time

(The *second** the basic unit of time, is equal to that defined by the frequency, 9,192,631,770 cycle/sec, of the radiation emitted by electron transition between two particular energy levels of cesium 133.)

$$1 \text{ hr} = 3,600 * \text{s} = 60 * \text{min}$$

Acceleration

$$g_0 = \text{standard acceleration of gravity} = 9.80665 * \text{m/s}^2 \\ = 32.17405 \text{ ft/s}^2$$

$$1 \text{ ft/sec}^2 = 0.3048 * \text{m/s}^2$$

Force

(The *newton** N, the basic unit of force, is equal to the force which will accelerate a mass of 1 kilogram at the rate of 1 meter per second per second.)

$$1 \text{ N} = (10^5) * \text{dyne} = 0.1019716 \text{ kg}_f = 0.2248089 \text{ lb}_f$$

$$\checkmark 1 \text{ kg}_f = 9.80665 * \text{N} = 1 * \text{kilopond force} = 2.204623 \text{ lb}_f$$

$$1 \text{ lb}_f = 4.4482216152605 * \text{N} = 16 \text{ oz} = (10^{-3}) * \text{kip}$$

Pressure

$$1 \text{ atm} = 101,325 * \text{N/m}^2 = 1.01325 * \text{bar} = 14.69595 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = \\ 29.92129 \text{ in. Hg (32}^\circ\text{F)} = 76 \text{ cm Hg (0}^\circ\text{C)} = 33.93615 \text{ ft H}_2\text{O (60}^\circ\text{F)} = \\ 1.033227 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ bar} = (10^6) * \text{dyne/cm}^2 = 14.50377 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 1.019716 \text{ kg}_f/\text{cm}^2$$

$$1 \text{ kg}_f/\text{cm}^2 = 14.22334 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 735.5592 \text{ mm Hg (0}^\circ\text{C)} (\text{torr})$$

$$1 \text{ lb}_f/\text{in.}^2 = 2.036023 \text{ in. Hg (32}^\circ\text{F)} = 2.309218 \text{ ft H}_2\text{O (60}^\circ\text{F)}$$

$$1 \text{ torr} = 1 * \text{mm Hg(0}^\circ\text{C)}$$

Temperature

(The *thermodynamic Kelvin temperature** K is equal to that defined by the Carnot cycle when the triple-point temperature of water is assigned a value of exactly 273.16°K.) (Ice point: 273.1500°K ± 0.0001.)

$$^\circ\text{K} = ^\circ\text{C} + 273.15 \quad ^\circ\text{F} = 1.8^\circ\text{C} + 32$$

$$^\circ\text{R} = ^\circ\text{F} + 459.67 \quad 1.8^\circ\text{K} = ^\circ\text{R}$$

Energy†

(The *joule** J, the basic unit of energy, is equal to the energy of a force of 1 newton acting through a distance of 1 meter.)

$$1 \text{ J} = 1 \text{ m-N} * = (10^7) * \text{erg} = 0.999835 \text{ int J} = 0.1019716 \text{ m-k}_f = \\ 0.7375622 \text{ ft-lb}_f$$

$$\checkmark 1 \text{ cal} = 4,184 * \text{J} = 0.9993312 \text{ IT cal} = 0.003965667 \text{ IT Btu} = 3.08596 \\ \text{ft-lb}_f \quad \checkmark$$

†The IT Btu (Btu) and the thermochemical calorie (cal) are the units of the text.

Density

$$1 \text{ g/cm}^3 = 1,000 * \text{ kg/m}^3 = 0.03612728 \text{ lb/in.}^3 = 62.42795 \text{ lb/ft}^3 = 8.345403 \text{ lb/gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ slug/ft}^3 = 32.1740 \text{ lb/ft}^3 = 0.515379 \text{ g/cm}^3$$

Volume

$$1 \text{ liter} = 0.001 * \text{ m}^3 = 1,000 \text{ cm}^3 = 61.02375 \text{ in.}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 1728 * \text{ in.}^3 = 28,316.85 \text{ cm}^3 = 6.22889 \text{ gal (British)} = 7.48052 \text{ gal (U.S.)}$$

$$1 \text{ gal (U.S.)} = 231 * \text{ in.}^3 = 0.83267 \text{ gal (Canada)}$$

Gas Constant

$$R_0 = 8.3143 * \frac{\text{J}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 1.98717 \frac{\text{cal}}{\text{g mole } ^\circ\text{K}} = 82.0561 \frac{\text{atm cm}^3}{\text{g mole } ^\circ\text{K}}$$

$$R_0 = 1.98584 \frac{\text{IT Btu}}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 1545.32 \frac{\text{ft-lb}_f}{\text{mole } ^\circ\text{R}} = 10.7314 \frac{\text{psi ft}^3}{\text{mole } ^\circ\text{R}}$$

Other

Mole (unified): The amount of substance containing the same number of units (molecules, atoms, ions, electrons, etc.) as there are atoms in 12 grams of the pure nuclide carbon-12. (g mole is gram mole; mole is pound mole).

Avogadro number N : $6.02252(10)^{23}$ molecules/mole

$$g_c = \text{unity} = 32.1740 \frac{\text{lb ft}}{\text{lb}_f \text{ s}^2} = 1 \frac{\text{kg m}}{\text{Ns}^2} = 1 \frac{\text{g cm}}{\text{dyne s}^2} = 1 \frac{\text{slug ft}}{\text{lb}_f \text{ s}^2}$$

$$\ln_e x = 2.3025851 \log_{10} x \quad 1 \text{ radian} = 57.296 \text{ degrees}$$

$$c_p (\text{water}) \approx 1 \text{ Btu}/(\text{lb}_m) (^\circ\text{R})$$

$$c_p (\text{iron or steel}) \approx 0.2 \text{ Btu}/(\text{lb}_m) (^\circ\text{R})$$

Lampiran 2

Density Udara

Table A.10

Properties of Air at Atmospheric Pressure (SI Units)

Temperature, T ($^{\circ}\text{C}$)	Density, ρ (kg/m^3)	Dynamic Viscosity, μ ($\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)	Kinematic Viscosity, ν (m^2/s)
0	1.29	1.72E-05	1.33E-05
5	1.27	1.74E-05	1.37E-05
10	1.25	1.76E-05	1.41E-05
15	1.23	1.79E-05	1.45E-05
20	1.21	1.81E-05	1.50E-05
25	1.19	1.84E-05	1.54E-05
30	1.17	1.86E-05	1.59E-05
35	1.15	1.88E-05	1.64E-05
40	1.13	1.91E-05	1.69E-05
45	1.11	1.93E-05	1.74E-05
50	1.09	1.95E-05	1.79E-05
55	1.08	1.98E-05	1.83E-05
60	1.06	2.00E-05	1.89E-05
65	1.04	2.02E-05	1.94E-05
70	1.03	2.04E-05	1.98E-05
75	1.01	2.06E-05	2.04E-05
80	1.00	2.09E-05	2.09E-05
85	0.987	2.11E-05	2.14E-05
90	0.973	2.13E-05	2.19E-05
95	0.960	2.15E-05	2.24E-05
100	0.947	2.17E-05	2.29E-05