

**PENGARUH VARIASI SUDUT *CONVERGENT GRID*
PADA *INTAKE MANIFOLD* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS CO
MOTOR OTTO EMPAT LANGKAH**

SKRIPSI

Konsentrasi Teknik Konversi Energi

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

**SUSENO PURWO UTOMO
NIM. 0210620120**

DEPARTEMEN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

JURUSAN MESIN

MALANG

2007

LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH VARIASI SUDUT *CONVERGENT GRID*
PADA *INTAKE MANIFOLD* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS CO
MOTOR OTTO EMPAT LANGKAH**

SKRIPSI

Konsentrasi Teknik Konversi Energi

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

SUSENO PURWO UTOMO

NIM. 0210620120

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Ir. Saifuddin Baedowie.
NIP. 130 350 753

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

**PENGARUH VARIASI SUDUT *CONVERGENT GRID*
PADA *INTAKE MANIFOLD* TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI GAS CO
MOTOR OTTO EMPAT LANGKAH**

Disusun Oleh:

**SUSENO PURWO UTOMO
NIM. 0210620120**

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 19 April 2007

DOSEN PENGUJI

SKRIPSI I

**Ir. Pratikto, M.MT.
NIP. 130 928 864**

SKRIPSI II

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

KOMPREHENSIF

**Ir. Wardi Kasim, MT.
NIP. 130 531 844**

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

**Ir. Bambang Indrayadi, MT.
NIP. 131 653 469**

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas segala penyertaan dan anugrah-Nya sehingga dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **“Pengaruh Variasi Sudut *Convergent Grid* pada *Intake Manifold* Terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas CO Motor Otto Empat Langkah”**.

Dengan segala hormat dan kerendahan hati penulis mempersembahkan skripsi ini sebagai tugas akhir yang disusun untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang.

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada semua pihak yang telah membantu dan mendukung tersusunnya skripsi ini hingga dapat terselesaikan dengan baik:

1. Bapak Ir. Bambang Indrayadi, MT. selaku Ketua Jurusan Mesin.
2. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Mesin.
3. Bapak Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc. sebagai Ketua Kelompok Pengajar Konversi Energi.
4. Bapak Ir. Saifuddin Baedowie, selaku dosen pembimbing pertama yang telah memberikan bimbingan, waktu dan pengetahuan.
5. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST. MT selaku dosen pembimbing kedua yang telah memberikan bimbingan, diskusi dan pengetahuan.
6. Ayah dan ibu, serta seluruh anggota keluarga atas dorongan dan motivasi selama ini.
7. Seluruh Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin.
8. Seluruh Staf Administrasi Jurusan Teknik Mesin serta Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
9. Seluruh rekan mahasiswa mesin Universitas Brawijaya.

Penulis menyadari bahwa ilmu yang dimiliki masih terlalu jauh dari kesempurnaan, skripsi ini tentunya jauh dari sempurna pula. Penulis akan menerima segala saran dan kritik yang membangun dengan lapang dan senang hati demi perbaikan di masa yang akan datang. Semoga skripsi ini bermanfaat bagi kita semua.

Malang, April 2007

Penyusun



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK	vi
DAFTAR LAMPIRAN	vii
RINGKASAN	viii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar belakang	1
1.2 Rumusan masalah	2
1.3 Batasan masalah	2
1.4 Tujuan penelitian	3
1.5 Manfaat penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Penelitian sebelumnya	4
2.2 Motor bakar torak	4
2.3 Motor Otto (<i>Spark Ignition Engine</i>)	5
2.3.1 Siklus ideal motor Otto empat langkah	5
2.3.2 Siklus aktual motor Otto empat langkah	7
2.3.3 Saluran isap (<i>intake manifold</i>)	9
2.4 Pembakaran	9
2.4.1 Pembakaran pada motor Otto	10
2.4.2 Pengaruh turbulensi pada pembakaran	11
2.5 Emisi gas CO	13
2.6 Modifikasi dengan <i>Convergent Grid</i>	14
2.7 Unjuk kerja motor Otto	15
2.7.1 Torsi (T)	16
2.7.2 Daya efektif (Ne)	16
2.7.3 Daya bahan bakar (N _{bb})	16
2.7.4 Daya indikatif (N _i)	17
2.7.5 Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFC _e)	18



2.7.6	Efisiensi termal efektif (η_{te})	19
2.7.7	Analisis Emisi Gas CO	19
2.8	Hipotesa	20

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Variabel penelitian	21
3.2	Benda uji dan peralatan bantu	21
3.2.1	Benda uji	21
3.2.2	Peralatan bantu	23
3.3	Instalasi pengujian	23
3.4	Tempat penelitian	24
3.5	Prosedur penelitian	24
3.6	Analisis statistika	25
3.7	Diagram alir penelitian	30

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Analisis data	31
4.1.1	Data hasil pengujian	31
4.1.2	Perhitungan data	33
4.1.3	Analisis varian	36
4.1.3.1	Analisis statistik untuk torsi yang dihasilkan	37
4.1.3.2	Analisis statistik untuk daya efektif yang dihasilkan	38
4.1.3.3	Analisis statistik untuk konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang dihasilkan	38
4.1.3.4	Analisis statistik untuk efisiensi termal efektif yang dihasilkan	39
4.1.3.5	Analisis statistik untuk emisi gas CO yang dihasilkan	39
4.2	Pembahasan	40
4.2.1	Hubungan antara putaran dengan torsi	40
4.2.2	Hubungan antara putaran dengan daya efektif	42
4.2.3	Hubungan antara putaran dengan konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFC _e)	44

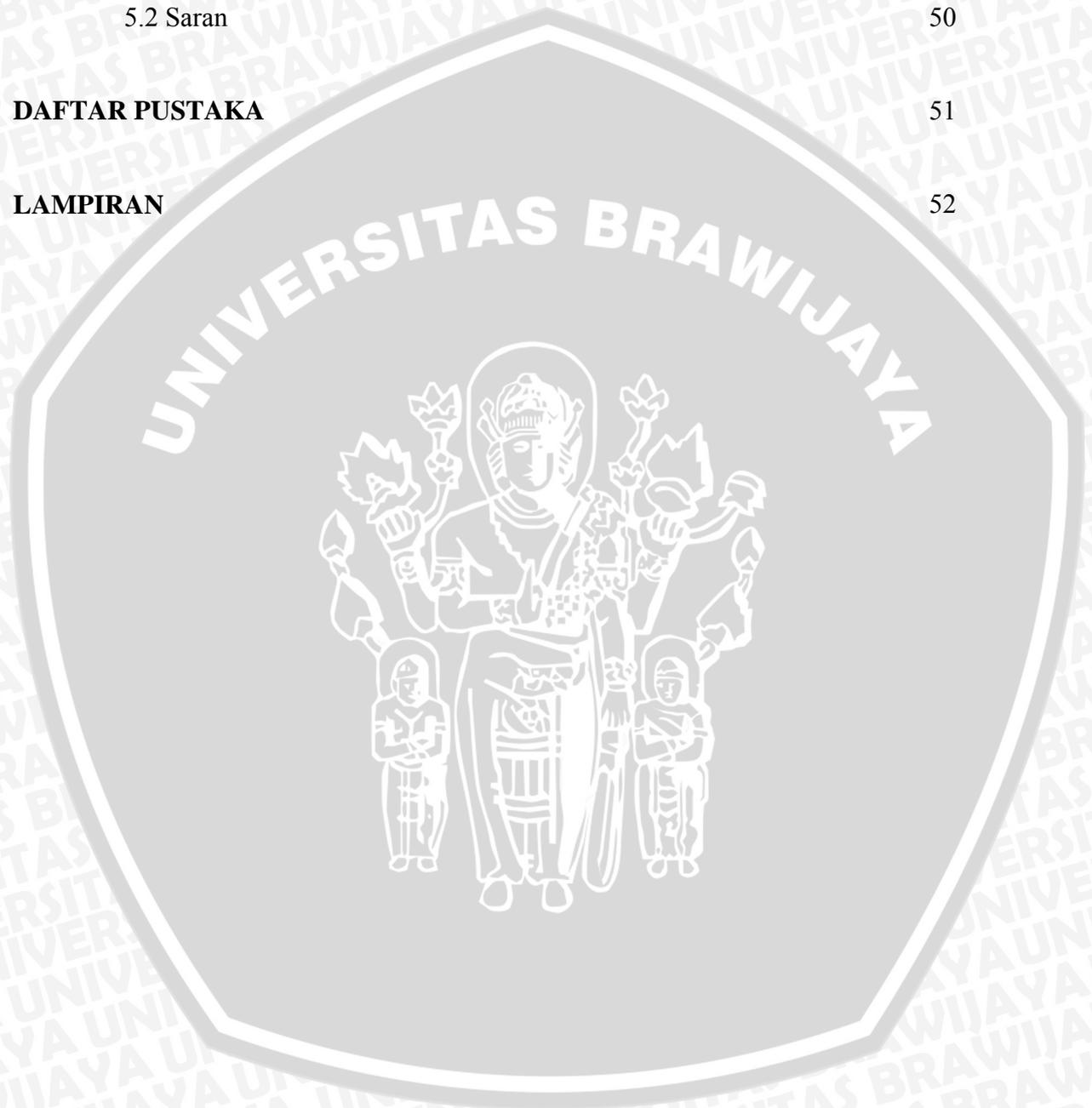
4.2.4	Hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif	46
4.2.5	Hubungan antara putaran dengan emisi gas CO	48

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	50
5.2	Saran	50

DAFTAR PUSTAKA	51
-----------------------	----

LAMPIRAN	52
-----------------	----



DAFTAR TABEL

No	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan	27
Tabel 3.2	Analisis varian	29
Tabel 4.1	Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah standard	31
Tabel 4.2	Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan <i>convergent grid</i> dengan sudut lubang 10°	32
Tabel 4.3	Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan <i>convergent grid</i> dengan sudut lubang 15°	32
Tabel 4.4	Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan <i>convergent grid</i> dengan sudut lubang 20°	33
Tabel 4.5	Analisis varian dua arah untuk torsi	37
Tabel 4.6	Analisis varian dua arah untuk daya efektif	38
Tabel 4.7	Analisis varian dua arah untuk SFCE	38
Tabel 4.8	Analisis varian dua arah untuk efisiensi termal efektif	39
Tabel 4.9	Analisis varian dua arah untuk emisi gas CO	39

DAFTAR GAMBAR DAN GRAFIK

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Diagram P-v Siklus Volume Konstan	6
Gambar 2.2	Diagram P-v :a. Siklus aktual motor Otto empat langkah b. Siklus ideal motor Otto empat langkah	8
Gambar 2.3	Pengaruh putaran mesin terhadap intensitas turbulensi	12
Gambar 2.4	Grafik kecepatan rata-rata pembakaran dalam ruang bakar terhadap putaran mesin	12
Gambar 2.5	Grafik hubungan perbandingan udara dengan jumlah CO, H ₂ , dan O ₂ dalam gas buang	13
Gambar 2.6	Aliran turbulen melalui grid	15
Gambar 3.1	Benda uji (<i>Convergent Grid</i>)	22
Gambar 3.2	Skema instalasi pengujian	23
Gambar 3.3	Diagram alir pelaksanaan penelitian	30
Gambar 4.1	Hubungan antara putaran dengan torsi	40
Gambar 4.2	Hubungan antara putaran dengan daya efektif	42
Gambar 4.3	Hubungan antara putaran dengan SFCE	44
Gambar 4.4	Hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif	46
Gambar 4.5	Hubungan antara putaran dengan emisi gas CO	48

DAFTAR LAMPIRAN

- | No | Judul |
|-------------|---|
| Lampiran 1. | Hasil pengolahan data pada pengujian motor Otto empat langkah |
| Lampiran 2. | Tabel hubungan $\frac{P_1 - P_2}{P_1} - \varepsilon$, $\theta - P_s$ dan $\theta - \gamma_w$ |
| Lampiran 3. | Tabel nilai uji $F(\alpha; v_1; v_2)$ pada $\alpha = 0,05$ |



RINGKASAN

SUSENO PURWO UTOMO, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, April 2007, *Pengaruh Variasi Sudut Convergent Grid pada Intake Manifold terhadap Unjuk Kerja dan Emisi Gas CO Motor Otto Empat Langkah*, Dosen Pembimbing : Ir. Saifuddin Baedowie dan Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.

Jumlah penggunaan motor bakar torak oleh kalangan masyarakat dunia pada saat ini semakin meningkat. Akibat peningkatan tersebut, maka jumlah pemakaian bahan bakar minyak juga semakin bertambah dan mengakibatkan kelangkaan ketersediaan bahan bakar minyak. Selain itu, polusi udara yang banyak disebabkan oleh gas buang pada kendaraan yang menggunakan motor bakar torak menjadi perhatian yang serius. Untuk itu dilakukan suatu usaha agar proses pembakaran pada motor Otto empat langkah dapat berlangsung lebih baik dan akhirnya dapat meningkatkan unjuk kerja serta mengurangi emisi gas CO yang dihasilkan. Salah satunya dengan cara memasang *convergent grid* pada *intake manifold* sehingga diharapkan terjadi proses olakan yang mengakibatkan proses pencampuran bahan bakar dan udara menjadi lebih homogen.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh sudut lubang *convergent grid* terhadap unjuk kerja dan emisi gas CO motor Otto empat langkah. Selain itu juga untuk mengetahui sudut lubang *convergent grid* yang efektif dalam menghasilkan peningkatan unjuk kerja dan emisi gas CO paling rendah.

Metode penelitian yang digunakan merupakan metode experimental. Untuk mengetahui pengaruh sudut lubang *convergent grid* terhadap unjuk kerja dan emisi gas CO motor Otto empat langkah dipergunakan uji statistik melalui analisis varian dua arah.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa pemasangan *convergent grid* pada *intake manifold* motor Otto empat langkah dengan variasi sudut lubang pada *intake manifold* untuk *convergent grid* bersudut 15° dan 20° dapat meningkatkan unjuk kerja dan mampu mengurangi emisi gas CO yang dihasilkan oleh motor Otto empat langkah, tetapi untuk *convergent grid* bersudut 10° yang terjadi justru sebaliknya, hal tersebut diakibatkan oleh proses pencampuran bahan bakar dan udara yang kurang homogen. Berdasarkan hasil penelitian diperoleh pula bahwa secara keseluruhan, peningkatan unjuk kerja dan penurunan emisi gas CO motor Otto empat langkah yang paling baik dihasilkan pada pemasangan *convergent grid* bersudut 20° .

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Jumlah penggunaan motor bakar torak oleh kalangan masyarakat dunia pada saat ini semakin meningkat. Hal ini disebabkan motor bakar torak memiliki beberapa kelebihan apabila dibandingkan dengan sistem penggerak yang lain, yaitu kemudahan dan kesederhanaan dalam pengoperasiannya serta kemampuan mobilitasnya yang cukup baik. Dengan berbagai kelebihan tersebut maka sebagian besar motor bakar torak banyak digunakan dalam bidang transportasi, terutama pada transportasi darat.

Pada motor bakar torak, energi termal yang diperoleh dari pembakaran bahan bakar diubah menjadi energi gerak. Sedangkan bahan bakar yang digunakan berupa bahan bakar fosil, yang pada umumnya adalah bensin untuk motor bakar *Spark Ignition engine (SIE)* dan solar untuk motor bakar *Compression Ignition Engine (CIE)*. Seperti kita ketahui, pada saat ini telah terjadi kelangkaan bahan bakar minyak yang menyebabkan melambungnya harga minyak dunia dan pemerintah mengambil inisiatif untuk mengurangi subsidi bahan bakar minyak sehingga harga bahan bakar minyak di Indonesia menjadi naik dua kali lipat. Di sisi lain, kadar polusi udara yang ada di Indonesia saat ini merupakan masalah yang sangat serius.

Salah satu penyebab utama munculnya polutan-polutan adalah emisi gas buang dari motor bakar kendaraan. 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 gas CO, karena polutan ini 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.

Menurut data WHO, setiap tahun sekitar 3 juta orang meninggal karena polusi udara atau sekitar 5 % dari 55 juta orang yang meninggal setiap tahun. Lebih banyak lagi menderita masalah kesehatan yang parah dari efek samping polusi udara. Selain

itu, kehidupan yang produktif diperpendek oleh masalah kesehatan yang disebabkan oleh menghirup udara yang kotor.

Salah satu usaha yang dapat dilakukan untuk meningkatkan unjuk kerja dan mengurangi emisi gas CO adalah dengan cara memperbaiki proses pembakarannya, karena dalam proses pembakaran pada motor Otto empat langkah terjadi beberapa kerugian yang mengakibatkan tidak terjadinya pembakaran sempurna dalam ruang bakar. Dimana hal itu disebabkan karena kurang sempurnanya proses pencampuran bahan bakar bensin dengan udara yang mengakibatkan kinerja mesin menjadi rendah. Untuk memperbaiki kondisi campuran antara bahan bakar dengan udara dapat dilakukan modifikasi pada saluran pemasukan campuran bahan bakar dan udara (*intake manifold*) yang terletak antara karburator dan ruang bakar. Salah satu caranya adalah dengan membuat olakan atau turbulensi pada campuran antara bahan bakar dan udara pembakaran yang mengalir melalui saluran tersebut. Dengan adanya olakan ini diharapkan kemungkinan terjadinya kontak antara molekul-molekul bahan bakar dan udara makin besar, sehingga kondisi campurannya akan makin homogen.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh sudut lubang convergent grid terhadap unjuk kerja dan emisi gas CO motor Otto empat langkah
2. Berapa sudut lubang *convergent grid* yang efektif pada *intake manifold* yang dapat menghasilkan unjuk kerja yang optimal.

1.3 Batasan Masalah

Untuk menghindari meluasnya permasalahan yang ada, maka dalam penelitian ini diberikan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Mesin diuji dalam kondisi stasioner dengan variasi tingkat putaran.
2. Bahan bakar yang digunakan adalah bensin premium yang dijual di SPBU.
3. Sistem pemasukan udara secara natural.
4. Kondisi udara atmosfer dianggap konstan, sehingga perubahan yang mungkin terjadi diabaikan.
5. Kinerja motor bakar yang dianalisis adalah torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO

6. Sudut lubang *convergent grid* yang dianalisis adalah 10° , 15° , dan 20°
7. Properties aliran sebelum dan sesudah melewati *convergent grid* tidak diamati.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini mempunyai tujuan sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh sudut lubang *convergent grid* terhadap unjuk kerja dan emisi gas CO motor Otto empat langkah.
2. Mengetahui sudut lubang *convergent grid* yang efektif pada *intake manifold* yang dapat menghasilkan unjuk kerja yang optimal dan emisi gas CO paling rendah pada motor Otto empat langkah.

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Menambah pengetahuan khususnya tentang pengaruh pemasangan *convergent grid* pada motor Otto empat langkah terhadap unjuk kerja dan emisi gas CO yang dihasilkan.
2. Menghemat penggunaan sumber energi bahan bakar fosil dengan mengusahakan pembakaran yang sempurna.
3. Meningkatkan perkembangan IPTEK.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Penelitian yang membahas tentang pengaruh pemasangan *grid* telah dilakukan oleh (Akhmad, 2001:51), dari penelitian tersebut diketahui bahwa pemasangan *grid* pada suatu aliran fluida akan mengakibatkan terganggunya aliran fluida tersebut, sehingga aliran fluida menjadi turbulen. Pada penelitian ini mencoba untuk mengaplikasikan hasil penelitian tersebut untuk aliran fluida bahan bakar dan udara pada saluran *intake manifold* motor Otto empat langkah

Sedangkan penelitian mengenai pengaruh variasi kemiringan lubang *grid* terhadap kinerja motor bensin empat langkah dilakukan oleh (Yunianto, 2003: 51). Hasilnya bahwa pemasangan *grid* berpengaruh terhadap kinerja motor bensin empat langkah dengan kinerja optimal dihasilkan oleh *grid* dengan sudut kemiringan 20° pada putaran 1100 rpm.

2.2. 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.

2.3. Motor Otto (*Spark Ignition Engine*)

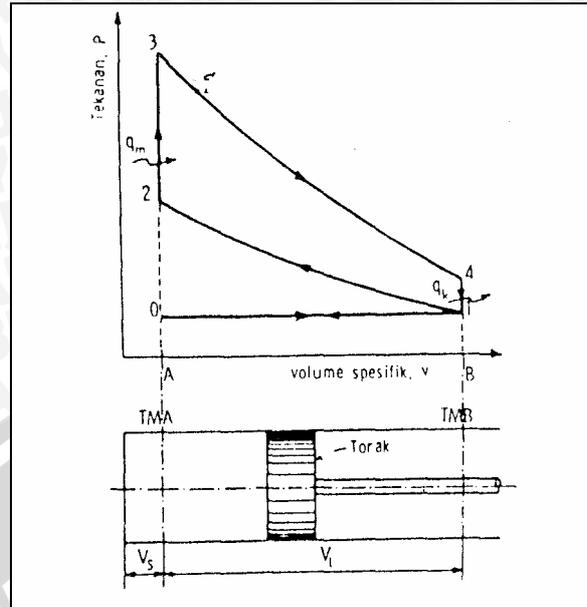
Motor Otto merupakan jenis motor bakar yang sangat banyak dimanfaatkan dewasa ini, terutama sebagai sarana transportasi. Hal ini disebabkan motor diesel memiliki perbandingan kompresi (*compression ratio*) lebih tinggi, akibatnya komponen-komponen mesinnya harus lebih besar dan kuat, sehingga mesin akan lebih berat. Selain itu getarannya akan lebih kasar dari motor bensin sehingga dari segi kenyamanan motor diesel masih kalah dari motor bensin.

Motor Otto dilengkapi dengan karburator yang berfungsi sebagai tempat pencampuran antara bahan bakar dan udara. Pencampuran ini terjadi karena bahan bakar terisap masuk atau disemprotkan ke dalam aliran udara yang masuk ke dalam karburator. Dalam karburator tersebut akan terjadi pengabutan dimana bahan bakar akan terurai menjadi droplets yang bercampur dengan udara. Dari karburator kemudian mengalir ke intake manifold dan selanjutnya campuran tersebut kemudian masuk ke dalam ruang bakar. Untuk penyalanya, digunakan busi yang berfungsi menghasilkan loncatan bunga api listrik yang menyalakan campuran bahan bakar dan udara, sehingga dinamakan *Spark Ignition Engine*.

2.3.1. Siklus Ideal Motor Otto Empat Langkah

Pada motor Otto 4-langkah, torak selalu bergerak dari TMA ke TMB, dimana tiap kali gerakan torak baik dari TMA ke TMB atau sebaliknya dihitung satu langkah. Oleh sebab itu pada motor Otto 4 langkah, pada setiap siklusnya terdiri dari empat kali gerakan torak atau dua kali putaran poros engkol.

Proses yang terjadi untuk tiap siklusnya dapat digambarkan dalam diagram P-v Gambar 2.1 seperti di bawah ini :



Gambar 2.1 Diagram P-v Siklus Volume Konstan.
(Sumber: W. Arismunandar, Penggerak Mula Motor Bakar Torak,1988 : 15)

1. Proses 0 - 1 : Langkah isap / pengisian

Pada Gambar 2.1 tampak bahwa saat piston mulai langkah isap (intake) dari titik 0 , ruang kompresi V_0 diisi oleh gas sisa pembakaran yang tidak dapat terbuang seluruhnya. Saat piston bergerak dari 0 menuju 1, sisa gas diekspansikan pada tekanan isap P_1 dimana dalam kondisi aktual P_1 lebih rendah dari P_0 . Setelah itu piston mulai melakukan pengisian baru ke silinder. Perbedaan tekanan P_0 (tekanan atmosfer) dan P_1 (tekanan awal kompresi) akan menyebabkan terjadinya aliran udara yang bercampur dengan bahan bakar masuk ke dalam ruang silinder. Temperatur T_1 dari gas dalam silinder pada akhir langkah isap adalah lebih tinggi daripada temperatur udara luar T_0 . Hal ini disebabkan adanya pencampuran dengan gas buang yang panas serta kontak dengan dinding silinder dan piston yang panas, yang memberikan peningkatan temperatur beberapa derajat.

2. Proses 1 - 2 : Kompresi secara isentropik

Tekanan dan volume pada awal langkah kompresi adalah P_1 dan V_1 . Dari gambar dapat dilihat bahwa $v_{total} = v_s + v_L$. v_L merupakan volume langkah piston dan v_s adalah volume ruang kompresi (*compression space*). Pada saat piston bergerak dari 1 ke 2 terjadi proses kompresi secara isentropik. Dengan adanya kompresi tersebut maka terjadi peningkatan tekanan dan temperatur pada isi silinder, dimana tekanan akhir kompresi adalah P_2 dan temperaturnya adalah T_2 .

3. Proses 2 - 3 : Pembakaran secara isokhorik

Pembakaran pada motor Otto dianggap pembakaran pada volume konstan. Pada kondisi yang ideal pembakaran ini dianggap proses pemasukan panas ke dalam sistem (q_m). Panas yang dihasilkan dari proses pembakaran ini akan meningkatkan tekanan dan temperatur dari titik 2 ke titik 3.

4. Proses 3 - 4 : Ekspansi / kerja secara isentropik

Ekspansi merupakan langkah kerja, dimana gas hasil pembakaran yang mempunyai tekanan dan temperatur tinggi akan menggerakkan piston, dan kerja inilah yang nantinya akan dimanfaatkan. Pada proses ekspansi ini terjadi pembesaran volume ruang silinder yang disertai dengan penurunan tekanan dan temperatur gas hasil pembakaran dalam silinder.

5. Proses 4 - 1 : Pengeluaran kalor secara isokhorik

Setelah melakukan ekspansi dan torak sampai di TMB (titik 4), sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder (q_k). Hal ini mengakibatkan penurunan tekanan dari titik 4 ke titik 1 yang juga disertai dengan penurunan temperatur.

6. Proses 1 - 0 : Langkah buang

Pengeluaran gas pembakaran sebenarnya sudah dimulai pada titik 4, yaitu pada proses 4 - 1, dimana gas keluar di bawah pengaruh perbedaan tekanan dalam silinder dan di luar atmosfer yang disertai pengeluaran kalor. Mulai dari titik 1 gas buang didorong / didesak keluar oleh piston, yang bergerak menuju akhir kompresi dan silinder. Langkah pembuangan ini berakhir pada titik 0.

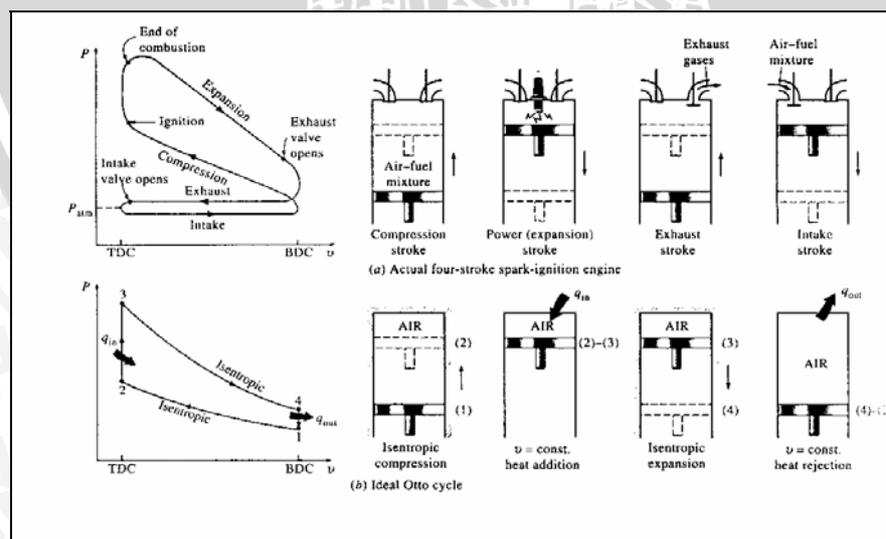
2.3.2. Siklus Aktual Motor Otto Empat Langkah

Dalam kenyataannya siklus motor Otto tidak dapat berlangsung secara ideal. Menurut (Arismunandar, 2002:29) hal tersebut diakibatkan oleh beberapa kerugian yang disebabkan antara lain :

1. Kebocoran fluida kerja karena penyekatan oleh cincin torak dan katup tidak sempurna.
2. Katup tidak dibuka dan ditutup tepat di TMA dan TMB
3. Pada motor bakar torak yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA, tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Kenaikan tekanan dan temperatur fluida kerja disebabkan oleh proses pembakaran antara campuran bahan bakar dan udara di dalam silinder.

4. Proses pembakaran memerlukan waktu, jadi tidak berlangsung sekaligus. Akibatnya, proses pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan torak. Dengan demikian, proses pembakaran harus sudah dimulai beberapa derajat sudut engkol sebelum torak mencapai TMA dan berakhir beberapa derajat sudut engkol sesudah torak bergerak kembali dari TMA menuju TMB.
5. Terdapat kerugian kalor yang disebabkan oleh perpindahan kalor dari fluida kerja ke fluida pendingin, terutama pada langkah kompresi, ekspansi, dan pada waktu gas buang meninggalkan silinder. Perpindahan kalor tersebut terjadi karena terdapat perbedaan temperatur antara fluida kerja dan fluida pendingin. Fluida pendingin diperlukan untuk mendinginkan bagian mesin yang menjadi panas, untuk mencegah bagian tersebut dari kerusakan.
6. Terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer sekitarnya. Energi tersebut tak dapat dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanik.
7. Terdapat kerugian energi karena gesekan antara fluida kerja dengan dinding salurannya.

Perbedaan antara siklus aktual dan ideal motor Otto empat langkah dapat dilihat pada Gambar 2.2 di bawah ini. Dimana pada Gambar 2.2 a. Siklus aktual motor Otto empat langkah, proses kompresi dan ekspansi tidak berlangsung secara isentropik.



Gambar 2.2 Diagram P-v : a. Siklus aktual motor Otto empat langkah
b. Siklus ideal motor Otto empat langkah

(Sumber: Yunus A. Cengel dan Michael A. Boles,
Thermodynamics : an engineering approach, 2002 : 458)

2.3.3. Saluran Isap (*Intake Manifold*)

Saluran isap atau *intake manifold* merupakan suatu saluran yang memiliki fungsi mengalirkan campuran bahan bakar dan udara yang berasal dari karburator menuju ke ruang silinder. Campuran antara bahan bakar dan udara di dalam *intake manifold* dapat terjadi dalam tiga kondisi, yaitu :

1. Bahan bakar (dalam bentuk kabut/*droplet*) dengan udara akan bercampur dengan baik sehingga bahan bakar dan udara tersebut akan mengalir bersama-sama ke dalam silinder. Hal tersebut merupakan kondisi ideal yang diharapkan dapat terjadi.
2. Terdapat sebagian kecil bahan bakar yang masih dalam bentuk tetes cairan sehingga tidak bisa bercampur dengan udara secara sempurna.
3. Terjadinya lapisan tipis bahan bakar (*film*) pada dinding *intake manifold*. Hal ini terjadi karena bahan bakar yang masih dalam bentuk titik-titik cairan akibat pengaruh gaya gravitasi dan adanya beda berat jenis yang akan mengumpul menjadi suatu aliran tipis pada dinding *intake manifold*.

Kondisi pada poin 2 dan 3 diatas akan menyebabkan terjadinya perbedaan perbandingan antara jumlah udara dengan bahan bakar yang dialirkan ke silinder akibat campuran bahan bakar dan udara yang kurang homogen, sehingga mengakibatkan kinerja mesin yang kurang baik. Hal tersebut dapat dikurangi atau bahkan diatasi dengan cara memodifikasi agar campuran bahan bakar dan udara menjadi homogen, misalnya dengan menggunakan sistem injeksi bahan bakar sehingga diharapkan dapat mengabutkan bahan bakar dengan baik. Cara yang lain adalah dengan jalan mengusahakan agar aliran campuran bahan bakar dan udara dapat berpusar atau turbulen sehingga dapat dihasilkan campuran yang homogen.

2.4 Pembakaran

Pembakaran merupakan reaksi kimia antara bahan bakar dan oksigen sebagai oksidator dan pada proses tersebut terjadi pelepasan sejumlah energi. Pada proses pembakaran terjadi perubahan energi kimia menjadi energi panas (termal). Ketika reaksi kimia terjadi, molekul-molekul yang menyusun reaktan terpecah dan lepas ikatannya, atom-atom dan elektron kemudian tersusun kembali membentuk produk pembakaran. Pada

reaksi pembakaran, oksidasi yang cepat dari elemen-elemen yang terbakar pada bahan bakar akan melepaskan energi panas sebagai produk pembakaran.

Elemen-elemen utama bahan bakar adalah karbon, hidrogen dan sulfur. 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.

Namun dalam kenyataannya biasanya C dalam bahan bakar tidak habis terbakar membentuk CO tetapi masih ada sisa C yang tidak terbakar yang membentuk CO. Karena pembakaran yang tidak sempurna itulah maka energi panas yang dilepaskan akan lebih kecil dibanding jika pembakaran terjadi secara sempurna. Tidak semua energi kimia dalam bahan bakar dapat diubah menjadi energi panas.

Secara aerodinamika, pembakaran dapat dibagi menjadi 2, yaitu:

- a. Pembakaran premixed, yaitu proses pembakaran dimana sebelum terbakar antara bahan bakar dan pengoksidasi dicampur terlebih dahulu secara mekanis. Contohnya adalah pembakaran pada motor Otto.
- b. Pembakaran difusi, yaitu proses pembakaran dimana sebelum terbakar antara bahan bakar dan pengoksidasi tidak dicampur terlebih dahulu secara mekanis, akan tetapi dibiarkan bercampur secara alami melalui proses difusi. Contohnya adalah pembakaran pada lilin dan mesin diesel.

2.4.1. Pembakaran pada Motor Otto

Untuk menghasilkan unjuk kerja mesin yang optimal dapat ditempuh dengan cara mengusahakan proses pembakaran sempurna. Dengan pembakaran yang sempurna berarti semua bahan bakar akan habis terbakar dan energi panas yang dihasilkan akan tinggi pula. Sehingga untuk konsumsi bahan bakar yang sama, tenaga yang dihasilkan oleh mesin akan lebih besar dibandingkan dengan pembakaran tidak sempurna.

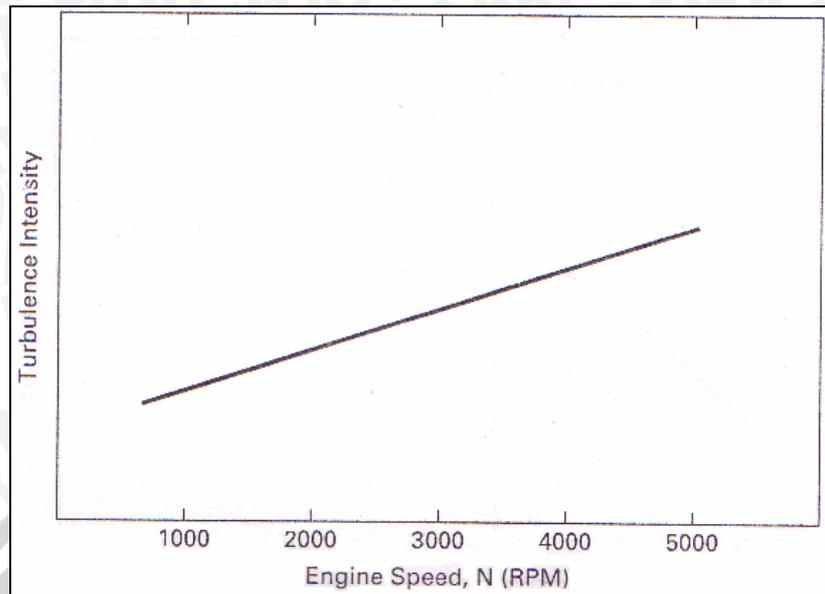
Pembakaran pada motor Otto merupakan jenis pembakaran premixed. Hal ini terjadi karena sebelum masuk ruang bakar, antara bahan bakar dan udara dicampur terlebih dahulu di dalam karburator, sehingga bahan bakar akan mengabut dan mengalir ke ruang bakar. Untuk menghasilkan proses pembakaran yang baik, sebelum memulai pembakaran maka campuran antara bahan bakar dan udara harus homogen. Artinya bahwa semua bahan bakar harus dapat tercampur dengan udara. Namun dalam kenyataannya campuran yang homogen ini sulit untuk didapatkan. Oleh sebab itu agar dalam ruang bakar campuran lebih

homogen, maka selama bahan bakar dan udara mengalir dalam intake manifold, homogenitasnya harus ditingkatkan. Hal ini dapat dilakukan dengan mencampur sebaik mungkin antara bahan bakar dan udara dengan mengkondisikan agar aliran bahan bakar dan udara dalam intake manifold menjadi acak atau dapat terjadi olakan. Proses penyalaan pada pembakaran juga memegang peranan yang sangat penting terhadap unjuk kerja yang dihasilkan mesin. Jika penyalaan terlalu awal, maka gas sisa yang belum terbakar maupun campuran baru antara bahan bakar dan udara akan terbakar sehingga meningkatkan temperatur dan tekanan di ruang bakar, sementara piston masih bergerak ke TMA karena proses kompresi masih berlangsung. Akibatnya gerakan piston akan terhambat oleh gas tersebut sehingga mengurangi tenaga mesin. Jika penyalaan terlambat, tekanan akan turun karena saat terbakar piston sudah bergerak menuju TMB. Peningkatan tekanan dan temperatur gas hasil pembakaran akan menurun. Gas hasil pembakaran yang masih mempunyai tekanan tinggi akan keluar melalui katup buang sehingga pemanfaatan energinya akan berkurang.

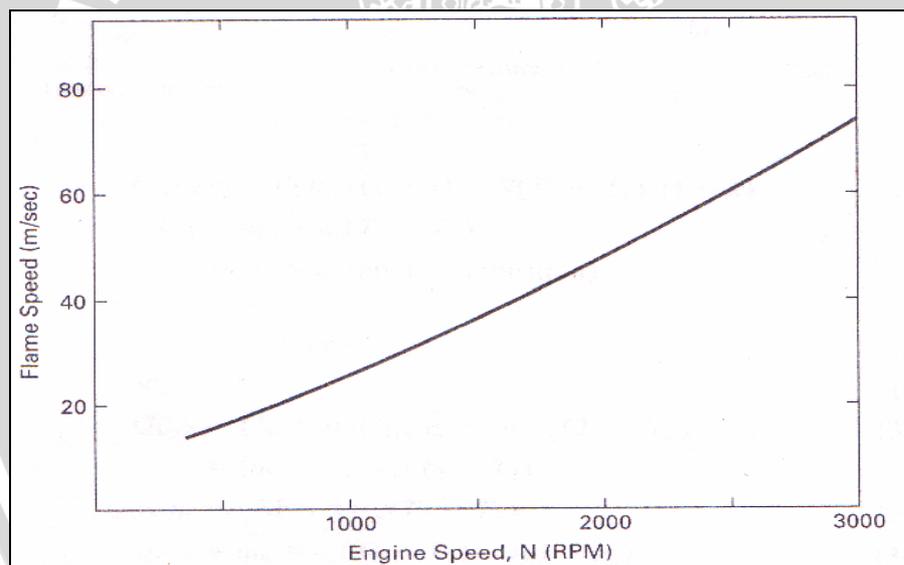
2.4.2. Pengaruh Turbulensi pada Pembakaran

Pada mesin SIE, pembakaran tidak terjadi dengan sendirinya (*autoignition*), sehingga perlu energi dari luar untuk penyalanya yang dalam hal ini adalah letusan bunga api dan busi. Pada penyalaan akan terbentuk *flame front*, yang bergerak maju melalui campuran dan titik penyalaan. Temperatur pada proses pembakaran dapat mencapai 2100 - 2500 K. (Arends, 1992 : 60). Untuk campuran yang turbulen, maka kecepatan rambatan api ini akan lebih besar, sehingga untuk jangka waktu yang sama akan menghasilkan energi panas yang lebih besar karena campuran bahan bakar dan udara yang terbakar lebih banyak.

Pembakaran dalam ruang bakar terjadi dengan sangat cepat, tetapi ada jeda waktu sesaat awal penyalaan api oleh busi sampai campuran bahan bakar dan udara terbakar habis. Setelah busi menyala, nyala api akan merambat ke segala arah dengan kecepatan yang sangat tinggi (20 – 50 m/s) dan menyalakan campuran yang dilaluinya sehingga tekanan dalam ruang bakar meningkat sesuai campuran yang terbakar (Arismunandar, 2002:82). Selain penyalaan api, Zhang dan Hill (1996) menemukan bahwa gerakan memusar pada campuran bahan bakar dan udara yang akan dibakar juga akan meningkatkan kecepatan pembakaran. Dengan adanya kecepatan pembakaran yang tinggi akan dapat mengurangi detonasi pada mesin.



Gambar 2.3 Pengaruh putaran mesin terhadap intensitas turbulensi
(Sumber : Pulkrabek, Willard W ; 1997 : 208)



Gambar 2.4 Grafik kecepatan rata-rata pembakaran dalam ruang bakar terhadap putaran mesin
(Sumber : Pulkrabek, Willard W ; 1997 : 236)

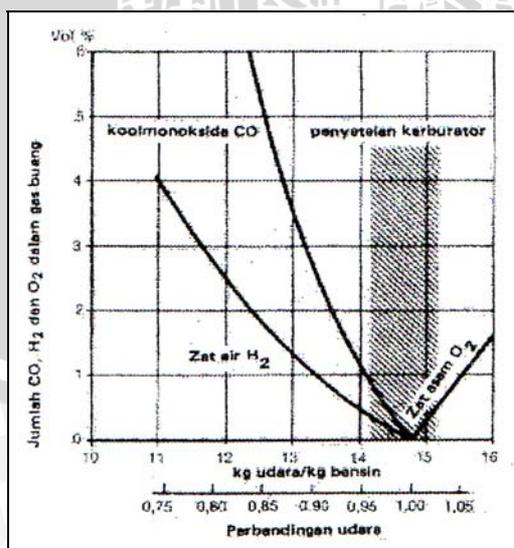
Dari grafik diatas dapat diketahui apabila kecepatan mesin meningkat, maka kecepatan aliran campuran gas yang masuk ke dalam silinder akan bertambah pula. Hal ini akan menyebabkan terjadinya pusaran, olakan, dan turbulensi aliran (Gambar 2.3). Hasil dari adanya aliran yang turbulen tersebut akan dapat meningkatkan kecepatan perpindahan panas, mempercepat penguapan (evaporasi) gas, memperbaiki percampuran bahan bakar dengan udara, serta akan mempercepat proses pembakaran (Gambar 2.4).

2.5 Emisi gas CO

Pada umumnya produk pembakaran bahan bakar yang terjadi pada motor bakar adalah CO_2 , CO , H_2O (uap), SO_x , dan NO_x . Pada proses pembakaran yang sempurna maka produk yang dihasilkan berupa gas CO_2 dan uap air (H_2O). Apabila bahan bakar mengandung unsur belerang dan zat lemas udara, maka produk yang dihasilkan berupa SO_x , dan NO_x yang merupakan unsur polutan yang dapat mencemari udara bebas.

Salah satu unsur emisi gas buang yang berbahaya bagi kesehatan manusia adalah karbon monoksida (CO). Gas tersebut berbahaya karena memiliki sifat tidak berwarna, tidak berbau, dan beracun yang dapat menimbulkan rasa sakit pada mata, saluran pernafasan dan paru-paru. Apabila masuk dalam darah melalui pernafasan, CO akan bereaksi dengan hemoglobin dalam darah membentuk COHb (karboksihemoglobin), akibat dari ikatan tersebut fungsi vital hemoglobin dalam membawa oksigen bagi tubuh menjadi terganggu.

Menurut BPM. Arends dan H. Berenschot (1994:73), banyaknya karbon monoksida dari gas buang tergantung dari perbandingan bahan bakar dan udara seperti yang terlihat pada Gambar 2.5, hanya pada pembakaran yang sempurna dari bahan bakarnya maka nilai karbon monoksida-nya dapat nihil. Dimana hal tersebut dapat dicapai pada perbandingan teoritis antara udara terhadap bahan bakar yang bernilai 14,8:1., dimana perbandingan sebesar ini selama motor berjalan jarang dipertahankan, karena kualitas campuran selalu berubah dengan frekuensi putar dan pembebanan motor.



Gambar 2.5 Grafik Hubungan perbandingan udara dengan jumlah CO , H_2 , dan O_2 dalam gas buang.

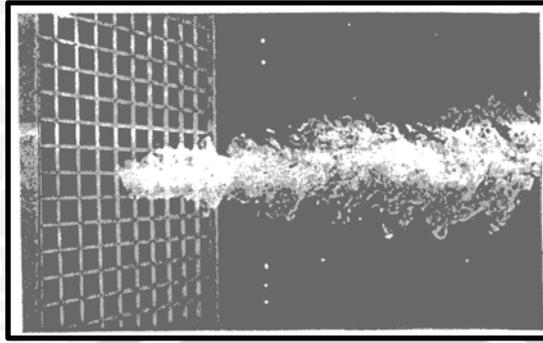
(Sumber: BPM. Arends dan H. Berenschot, Motor Bensin, 1994 : 73)

2.6 Modifikasi dengan *Convergent Grid*

Unjuk kerja motor bakar torak sangat dipengaruhi oleh keadaan udara yang diisap, yang dalam hal ini meliputi temperatur, tekanan, kelembaban dan perbandingan udara dan bahan bakar. Temperatur yang terlalu tinggi akan menyebabkan udara memuai sehingga kerapatannya akan berkurang. Akibatnya massa udara yang terisap untuk volume yang sama juga akan berkurang. Tekanan yang rendah juga mengakibatkan kerapatan udara yang rendah, yang akan menimbulkan akibat yang sama pula. Jika kelembaban meningkat, maka kandungan air dalam udara yang terisap bertambah. Hal ini akan menurunkan temperatur karena butir-butir air yang terisap akan bersifat mendinginkan campuran. Peningkatan kelembaban juga akan membuat campuran menjadi miskin karena uap air akan menempati tempat bahan bakar. Faktor yang terakhir adalah perbandingan bahan bakar dan udara. Perbandingan ini menentukan kaya dan miskinnya suatu campuran yang nantinya akan berpengaruh terhadap hasil pembakaran.

Bahan bakar dan udara sebelum masuk ruang bakar terlebih dahulu dicampur di dalam karburator (*carburation*). Proses ini terjadi karena adanya penurunan tekanan pada pipa venturi di karburator sehingga bahan bakar dapat disemprotkan melalui jet membentuk *droplets* dengan berbagai ukuran dan bercampur dengan udara pembakaran. Proses terurainya bahan bakar ini disebut atomisasi. Derajat atomisasi yang terjadi di karburator tergantung pada beberapa hal. Diantaranya adalah kecepatan relatif aliran udara dan bahan bakar, karakteristik bahan bakar, densitas bahan bakar serta tegangan permukaan.

Campuran bahan bakar dan udara setelah melalui karburator homogenitasnya masih dapat ditingkatkan, yaitu dengan membuat *droplets* yang telah terbentuk terpecah dan terurai menjadi lebih kecil serta dengan membuat aliran campuran bahan bakar dan udara menjadi berolak. Secara mekanik hal ini dapat dilakukan dengan memasang *convergent grid* pada *intake manifold*. *Convergent grid* merupakan plat dengan ketebalan tertentu yang dilubangi dengan dua jenis diameter yang berbeda serta diatur sudut kemiringannya sedemikian rupa agar aliran campuran bahan bakar dan udara setelah melewati grid membentuk *vortex*. Pemasangan grid ini bertujuan untuk meningkatkan homogenitas campuran antara bahan bakar dan udara dengan membuat aliran berolak atau turbulen seperti yang terlihat pada Gambar 2.6, sehingga proses pembakaran yang terjadi akan lebih sempurna.



Gambar 2.6 Aliran turbulen melalui grid
(Sumber : Lesieur, 1990: 4)

Apabila aliran campuran bahan bakar dan udara melewati lubang-lubang grid, maka kecepatannya akan meningkat karena adanya pengecilan penampang aliran serta terjadi penurunan tekanan. Pada *convergent grid* tersebut terdapat lubang-lubang dengan ukuran diameter yang berbeda. Akibat dari perbedaan luas penampang lubang keluar maka terjadi perbedaan tekanan keluar antara lubang yang berdiameter besar dengan lubang dengan diameter kecil, sehingga dengan perbedaan tersebut diharapkan aliran yang keluar membentuk *vortex*. Selain itu dengan adanya penurunan tekanan dan peningkatan kecepatan yang terjadi diharapkan akan dapat meningkatkan proses atomisasi karena tegangan permukaan akan menurun sehingga droplets yang terbentuk akan terpecah menjadi lebih kecil dan bercampur dengan udara pembakaran.. Ketika keluar dari grid inilah aliran diarahkan dengan lubang grid yang diposisikan miring agar aliran yang keluar dari masing-masing lubang grid saling bertumbukan sehingga menambah olakan atau turbulensi. Dengan adanya olakan atau turbulensi ini maka homogenitas campuran akan meningkat.

2.7 Unjuk Kerja Motor Otto

Pengujian yang dilakukan pada motor Otto adalah untuk mengetahui dari kinerja dari motor Otto itu sendiri. Parameter-parameter yang akan dibahas untuk mengetahui kinerja mesin dalam penelitian motor Otto empat langkah ini meliputi :

1. Torsi (T)
2. Daya bahan bakar (N_{bb})
3. Daya Indikasi (N_i)
4. Daya Efektif (N_e)
5. Konsumsi bahan bakar spesifik (SFCe).

6. Efisiensi Termal Efektif (η_e)
7. Emisi gas CO

2.7.1 Torsi (T)

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

$$T = F \cdot L \quad [\text{Kg.m}] \quad (\text{Arismunandar, 2002: 32}) \quad (2.1)$$

$$\text{atau} \quad T = \frac{N_e}{n} 716,2 \quad [\text{Kg.m}] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 59}) \quad (2.2)$$

dengan :

N_e = daya efektif [PS]

n = putaran mesin [rpm]

T = torsi yang dihasilkan [Kg.m]

F = besarnya beban pengereman [Kg]

L = panjang lengan *dynamometer* = 0,358 m.

2.7.2 Daya Efektif (N_e)

Daya efektif merupakan daya yang dihasilkan oleh poros engkol untuk menggerakkan beban. Daya poros itu sendiri dibangkitkan oleh daya indikator yang merupakan daya gas pembakaran yang menggerakkan torak. Tidak semua daya hasil pembakaran dapat diubah menjadi daya yang menggerakkan torak, karena ada sebagian daya yang dibutuhkan untuk mengatasi gesekan mekanis, misalnya gesekan antara torak dan dinding silinder, gesekan antara poros dan bantalan, untuk menggerakkan peralatan bantu (pendingin, kipas radiator, dsb), dan lainnya.

Daya efektif dapat dicari dengan mengalikan torsi (T) dengan kecepatan anguler poros (ω). Persamaannya adalah sebagai berikut:

$$N_e = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,2} \quad [\text{PS}] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 59}) \quad (2.10)$$

dengan:

N_e = daya efektif [PS]

T	= torsi	[kg.m]
ω	= kecepatan anguler poros	[rad/det]
n	= putaran mesin	[rpm]

2.7.3 Daya Bahan Bakar (N_{bb})

Daya bahan bakar adalah daya yang tersimpan dalam bahan bakar. Daya bahan bakar merupakan energi potensial yang terdapat dalam bahan bakar yang dapat diubah menjadi energi panas melalui proses pembakaran di ruang bakar. Besarnya daya bahan bakar dapat dihitung dengan persamaan :

$$N_{bb} = \frac{FC \cdot LHV_{bb}}{632} \quad [\text{PS}] \quad (\text{Manual Book: 16}) \quad (2.3)$$

Dimana :

FC = massa alir bahan bakar [Kg/jam]

LHV_{bb} = nilai kalor bahan bakar [kkal/kg]

2.7.4 Daya Indikasi (N_i)

Daya indikasi adalah daya gas hasil pembakaran yang menggerakkan torak. Bahan bakar yang terbakar akan berubah menjadi gas hasil pembakaran yang memiliki tekanan tinggi yang akan akan menggerakkan torak dari TMA ke TMB yang akan menjadi langkah ekspansi. Daya indikasi dapat diketahui besarnya dengan menggunakan persamaan :

$$N_i = N_{bb} - \frac{(N_{Lgb} + N_{Lap})}{632} \quad [\text{PS}] \quad (\text{Arismunandar, 1986: 29}) \quad (2.4)$$

Dimana :

N_{bb} = daya bahan bakar [PS]

N_{Lgb} = daya yang hilang pada gas buang [kkal/jam]

$$N_{Lgb} = G_g \cdot C_{pg} (T_{eg} - T_{ud}) \cdot 3600 \quad (\text{Manual Book: 11}) \quad (2.5)$$

G_g = massa alir gas buang [Kg/detik]

$$G_g = G_s + \frac{FC}{3600} \quad (\text{Manual Book: 11}) \quad (2.6)$$

$$G_s = \frac{\alpha \cdot \epsilon \cdot \pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma_a (p_1 - p_2)} \quad [\text{Kg/detik}] \quad (\text{Manual Book: 9}) \quad (2.7)$$

α = koefisien kemiringan *nozzle* = 0,822

$$\varepsilon = \text{koefisien udara} = \frac{p_1 - p_2}{p_1}$$

γ_a = berat jenis udara pada kondisi ruangan pada saat pengujian

$$= \gamma_N \frac{p_a - \varphi \cdot p_s}{760} \cdot \frac{273}{273 + \theta} + \varphi \cdot \gamma_w \quad (\text{Manual Book: 9}) \quad (2.8)$$

dimana :

γ_N = berat spesifik udara kering pada temperatur θ °C, dan tekanan absolut 760 mmHg (1,293 Kg/ m³)

φ = *Relative Humidity* [%]

p_s = Tekanan udara standar pada temperatur tertentu [mmHg]

γ_w = Berat jenis air pada temperatur tertentu [kg/m³]

θ = Temperatur bola kering [°C]

d = diameter *nozzle* = 0,048 m

g = gravitasi = 9,81 m/det²

C_{pg} = panas jenis gas buang

T_{eg} = temperatur gas buang [°C]

T_{ud} = temperatur udara masuk karburator [°C]

N_{Lap} = daya yang hilang pada air pendingin [kkal/jam]

$$N_{Lap} = W_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{w_o} - T_{w_i}) \cdot \rho_w \quad (\text{Manual Book: 13}) \quad (2.9)$$

Dimana :

W_w = massa alir air pendingin [lt/jam]

C_{pw} = panas jenis air [1 kkal/(kg. °C)]

T_{w_o} = temperatur air keluar mesin [°C]

T_{w_i} = temperatur air masuk mesin [°C]

2.7.5 Konsumsi Bahan Bakar Spesifik Efektif (SFCe)

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif adalah banyaknya bahan bakar yang diperlukan untuk menghasilkan daya efektif sebesar 1 PS selama 1 jam. Konsumsi bahan bakar ini dapat diukur dengan menggunakan meter alir (*flow meter*), yaitu berupa tabung ukur yang telah diketahui volumenya. Bahan bakar akan dialirkan melalui tabung ukur ini kemudian diamati berapa lama waktu yang diperlukan untuk menghabiskan bahan bakar sebesar volume tersebut pada saat mesin bekerja. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif dari motor Otto umumnya pada kisaran nilai 0,222 [(Kg/jam)/PS].

Konsumsi bahan bakar tersebut dalam satuan waktu per satuan volume sehingga perlu dikonversikan dalam satuan kg/jam, konsumsi bahan bakar dapat diperoleh dengan menggunakan rumusan :

$$F_c = \frac{b}{t} \cdot \gamma_f \cdot \frac{3600}{1000} \quad [\text{kg /jam}] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63}) \quad (2.11)$$

dengan:

F_c = konsumsi bahan bakar [kg /jam]

b = volume bahan bakar selama t detik [ml]

t = waktu untuk menghabiskan bahan bakar sebanyak b ml [dt]

γ_f = berat spesifik bahan bakar [kg/lt]

Dari nilai konsumsi bahan bakar (F_c) didapat *specific fuel consumption effective* (SFCe) dengan persamaan sebagai berikut:

$$SFC_e = \frac{F_c}{N_e} \quad [(\text{Kg/jam})/\text{PS}] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63}) \quad (2.12)$$

dengan:

SFCe = konsumsi bahan bakar spesifik efektif [(Kg/jam)/PS]

F_c = konsumsi bahan bakar [kg/jam]

N_e = daya efektif [PS]

Konsumsi bahan bakar spesifik efektif dapat dijadikan ukuran ekonomis dan tidaknya pemakaian bahan bakar. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang rendah menunjukkan efisiensi termal efektif yang tinggi karena efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif.

2.7.6 Efisiensi Termal Efektif (η_e)

Efisiensi termal efektif merupakan perbandingan antara banyaknya kalor yang dihasilkan oleh bahan bakar dengan daya efektif yang dihasilkan oleh mesin. 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. Biasanya efisiensi termal efektif dihitung dengan rumus :

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{632 \cdot N_e}{F_c \cdot LHV_{bb}} = \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \times 100 \% \quad [\%] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 62}) \quad (2.13)$$

dengan:

η_e	= efisiensi termal efektif	[%]
Q_e	= jumlah kalor yang digunakan untuk daya efektif	[kkal/kg]
Q_b	= jumlah kalor dari pembakaran bahan bakar dan udara	[kkal/kg]
LHV_{bb}	= nilai kalor rendah bahan bakar	[kkal/kg]

2.7.7 Analisis Emisi Gas CO

Sisa hasil pembakaran pada motor Otto adalah berupa gas CO_2 , O_2 , CO dan polutan-polutan lain. Namun sebagian besar kandungan gas buang tersebut adalah CO_2 , CO, O_2 dan N_2 . Emisi gas buang yang dianalisis pada penelitian ini adalah gas CO, karena gas CO merupakan salah satu indikator terjadinya pembakaran sempurna atau tidak, selain itu emisi gas CO juga mempengaruhi kesehatan manusia secara langsung dan signifikan. Kadar emisi gas CO dapat diukur dengan menggunakan *gas analyzer*

2.8 Hipotesa

Dari penelitian yang akan dilakukan dapat dibuat hipotesa sebagai berikut :

Dengan semakin besar kemiringan lubang grid maka intensitas turbulensi aliran semakin meningkat sehingga kondisi campuran bahan bakar dan udara semakin homogen, sehingga proses pembakaran berlangsung mendekati sempurna dan pada akhirnya menghasilkan peningkatan unjuk kerja dan penurunan emisi gas CO Motor Otto empat langkah.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang dipergunakan dalam penelitian ini adalah metode penelitian experimental. Metode ini dilakukan dengan cara membandingkan unjuk kerja mesin yang meliputi torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik, dan efisiensi termal, serta emisi gas CO pada mesin Otto empat langkah tanpa menggunakan *convergent grid* dengan yang menggunakan *convergent grid* dengan variasi sudut kemiringan lubang.

3.1. Variabel penelitian

Variabel pada proses penelitian ini ada tiga, yaitu :

1. Variabel bebas, yaitu variabel yang besarnya diubah, dalam hal ini adalah :
 - a. Kemiringan lubang grid (10° , 15° , 20°).
 - b. Putaran mesin 1300, 1800, 2300, 2800 dan 3300 rpm.
2. Variabel terikat, yaitu variabel yang besarnya tergantung pada variabel bebas, dalam hal ini adalah:
 - a. Torsi.
 - b. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif.
 - c. Daya efektif.
 - d. Efisiensi termal efektif.
3. Variabel kontrol, merupakan variabel yang dikondisikan konstan, yaitu:
 - a. Posisi peletakan *grid* pada mesin.
 - b. Diameter lubang *grid* 6 mm dan 4 mm dengan ketebalan *grid* 5 mm.
 - c. Letak lubang pada *grid*.
 - d. Bukaannya, yaitu 34 %.

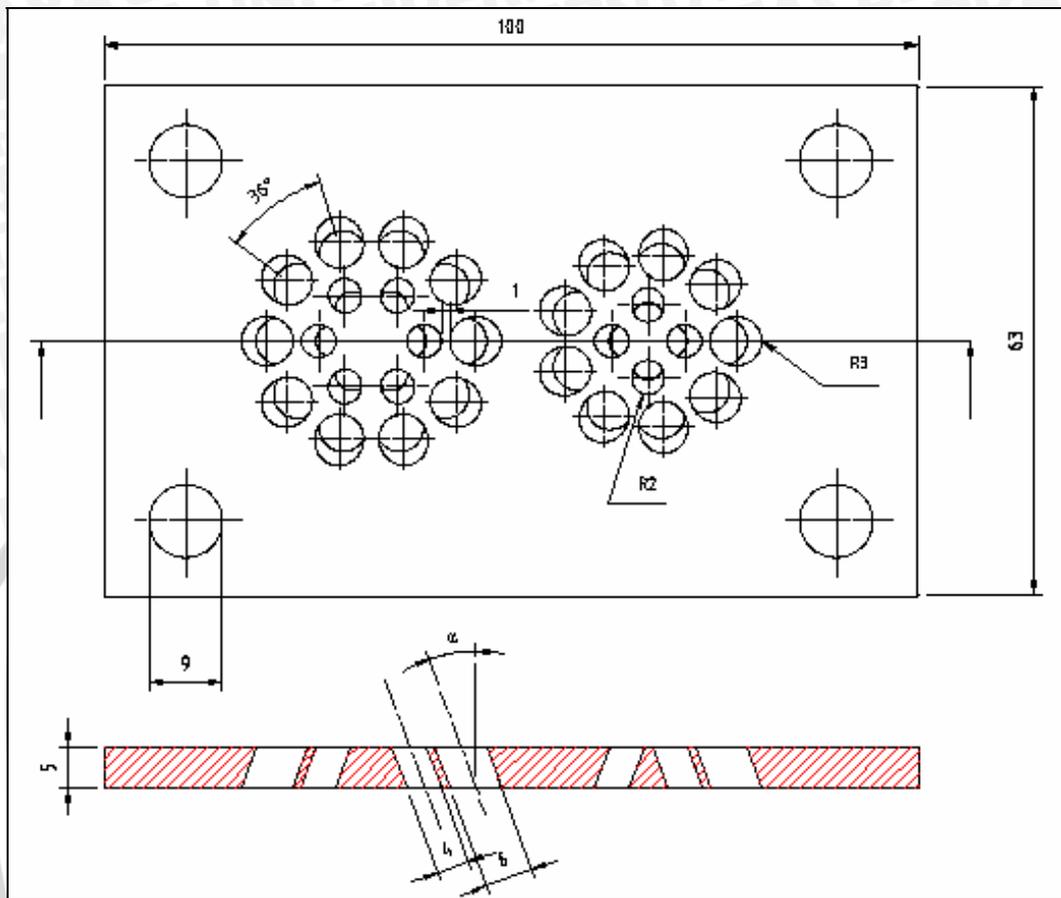
3.2. Benda uji dan peralatan bantu

3.2.1. Benda uji

1. *Convergent Grid*

Convergent grid merupakan alat yang digunakan untuk menghomogenkan campuran antara bahan bakar dan udara sehingga hasil pembakaran akan lebih sempurna. Pada penelitian ini *grid* yang digunakan ada tiga buah. Masing-masing dengan sudut kemiringan lubang 10° , 15° , dan 20° . Adapun gambar dari *grid* yang digunakan dalam penelitian

adalah seperti pada Gambar 3.1 di bawah ini, dengan α adalah besar sudut kemiringan lubang grid.



Gambar 3.1 Benda Uji (*Convergent Grid*)

2. Motor Otto 4-langkah.

Spesifikasi dari mesin yang diuji adalah :

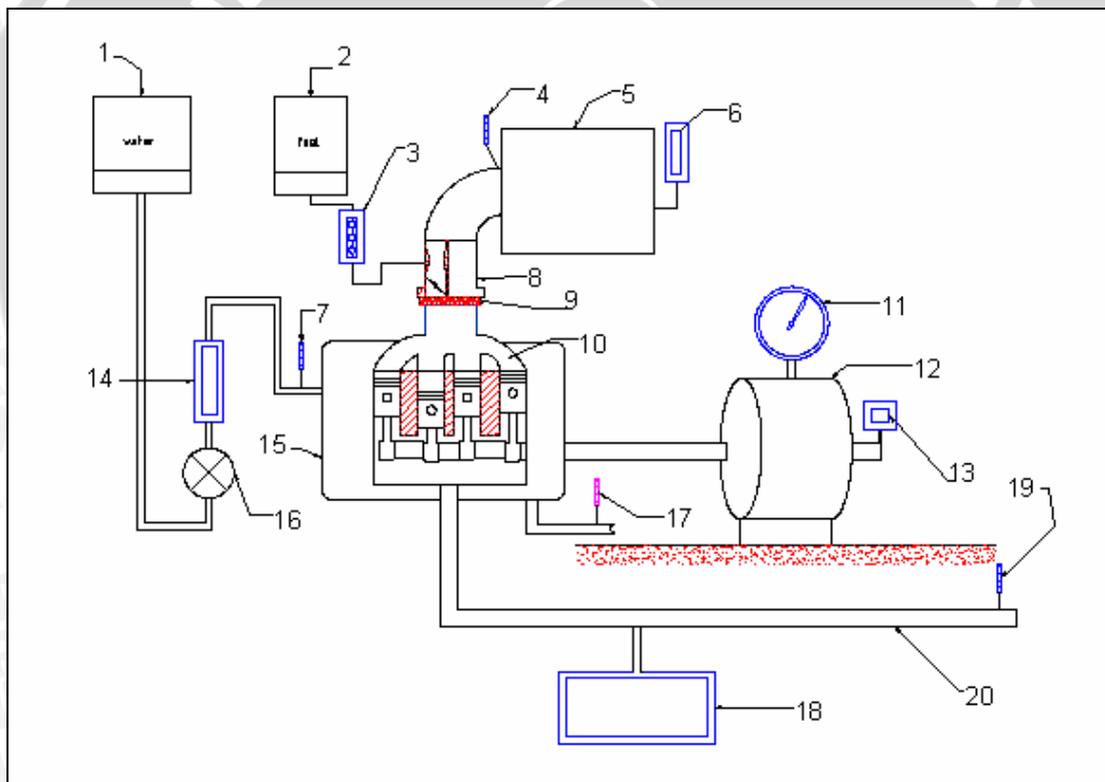
Merk	: Datsun / Tokyometer Co. Ltd.
Model	: GWER-80-100
Siklus	: 4 langkah
Jumlah silinder	: 4 buah
Volume langkah	: 1567 cc
Perbandingan kompresi	: 9:1
Sistem pengapian	: Platina
Daya maksimum /putaran	: 80 HP / 5000 rpm
Bahan bakar	: Bensin premium
Panjang lengan dinamometer	: 0,385 m

3.2.2. Peralatan bantu

1. *Dynamometer Prony Brake* untuk mengukur torsi mesin.
2. *Tachometer*, untuk mengukur putaran poros mesin.
3. Tabung pengukur konsumsi bahan bakar, untuk mengukur konsumsi bahan bakar dalam ml.
4. *Stopwatch*, untuk mengukur waktu konsumsi bahan bakar dan mesin.
5. *Aerometer* untuk mengukur masa jenis bahan bakar
6. *Barometer*, untuk mengukur tekanan udara ruang saat pengujian.
7. *Termometer* untuk mengukur temperatur udara ruangan.

3.3. Instalasi pengujian

Skema instalasi dan alat yang digunakan dalam pengujian dapat dilihat pada Gambar 3.2 dibawah ini.



Gambar 3.2. Skema Instalasi Pengujian

Keterangan gambar :

1. Tangki air
2. Tangki bahan bakar
3. *Fuel Consumption meter*
4. Indikator temperatur udara

5. Filter udara
6. Manometer
7. Indikator temperatur air pendingin masuk
8. Karburator
9. *Convergent Grid*
10. *Intake manifold*
11. *Dynamometer*
12. *Prony brake*
13. *Tachometer*
14. *Water flow meter*
15. *Engine*
16. Katup pipa air pendingin
17. Indikator temperatur air pendingin keluar
18. *Gas analyzer*
19. Indikator temperatur gas buang
20. Knalpot

3.4. Tempat penelitian

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Motor Bakar Teknik Mesin Universitas Brawijaya.

3.5. Prosedur penelitian

Langkah- langkah yang dilakukan untuk setiap pengujian adalah sebagai berikut:

1. Proses pengambilan data dengan tahapan:

- Tahap pertama:

Pengambilan data dilakukan pada peralatan utama yang telah dilengkapi dengan peralatan bantu tanpa dipasang *convergent grid* pada *intake manifold*. Pengambilan data dimulai dari putaran 1300 rpm sampai dengan 3300 rpm dengan interval kenaikan sebesar 500 rpm dengan bukaan *throttle* 34 %. Untuk memperoleh data yang lebih teliti dilakukan pengulangan sebanyak 3 kali untuk setiap putaran.

- Tahap kedua:

Analog dengan tahap pertama, akan tetapi dipasang *convergent grid* pada *intake manifold* ke ruang bakar mulai dari *convergent grid* dengan sudut kemiringan lubang 10° , 15° , dan 20° Data yang dicatat meliputi:

- Besarnya putaran (rpm)
- Gaya pengereman (kg)
- Konsumsi bahan bakar (lt/jam)
- Temperatur air pendingin masuk mesin ($^{\circ}\text{C}$)
- Temperatur air pendingin keluar mesin ($^{\circ}\text{C}$)
- Temperatur udara masuk karburator ($^{\circ}\text{C}$)
- Temperatur gas buang ($^{\circ}\text{C}$)
- Perbedaan tekanan antara tekanan udara luar dengan tekanan udara masuk karburator (mmH_2O)
- Debit air pendingin masuk mesin (lt/jam)

3.6 Analisis statistika

Untuk mengolah data yang telah diperoleh dipergunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah akan diketahui ada tidaknya pengaruh dari variasi putaran poros motor Otto (faktor A) dan pengaruh variasi sudut *convergent grid* pada *intake manifold* (faktor B) serta pengaruh interaksi keduanya (faktor AB) terhadap, torsi, daya bahan bakar, daya indikasi, daya efektif, efisiensi termal efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan emisi gas CO.

Faktor A mempunyai level A_1, A_2, \dots, A_r dan faktor B mempunyai level B_1, B_2, \dots, B_c . Jika jumlah pengamatan tiap sel adalah t kali dari rancangan dua kategori A dan B serta masing-masing kategori terdiri atas r dan c level. Bila pengaruh interaksi antar faktor A pada level ke i dan faktor B pada level ke j dinyatakan dengan $(\alpha\beta)_{ij}$. Maka nilai setiap pengamatan ditulis dengan model matematika sebagai berikut:

$$Y_{ijk} = \mu + \alpha_i + \beta_j + (\alpha\beta)_{ij} + \varepsilon_{ijk}$$

dengan:

Y_{ijk} : nilai setiap pengamatan

μ : nilai rata-rata dari seluruh pengamatan

α_i : pengaruh faktor putaran poros motor Otto ke i

β_j : pengaruh faktor sudut *convergent grid* ke j

$(\alpha\beta)_{ij}$: pengaruh interaksi faktor putaran poros motor Otto ke i dan faktor sudut *convergent grid* ke j

ε_{ijk} : simpangan pengamatan

Yang akan kita uji dari pengamatan ini adalah:

1. α : pengaruh (efek) dari faktor variasi putaran poros motor Otto
2. β : pengaruh (efek) dari faktor variasi sudut *convergent grid*
3. $\alpha\beta$: pengaruh interaksi dari faktor variasi putaran poros mesin dan faktor variasi sudut *convergent grid*

Adapun hipotesis yang dipergunakan adalah sebagai berikut:

- I. H_0^1 : $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

H_1^1 : paling sedikit satu $\alpha_i \neq 0$ (ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

- II. H_0^2 : $\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

- III. H_0^3 : $(\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta) \neq 0$ (ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

Pada Tabel 3.1 menunjukkan bentuk dari rancangan pengamatan model dua arah dengan lebih dari satu pengamatan, dimana faktor A merupakan putaran poros motor Otto empat langkah dan faktor B merupakan variasi sudut *convergent grid*.

Tabel 3.1. Rancangan pengamatan model dua arah dengan pengulangan

Faktor		VARIASI SUDUT				Σ Baris	Rata-rata	
		B ₁	...	B _j	...			B _c
P U T A R A N	A ₁	X ₁₁₁		X _{1j1}		X _{1c1}	T _{1..}	$\bar{X}_{1..}$
		X ₁₁₂		X _{1j2}		X _{1c2}		
			
		X _{11t}		X _{1jt}		X _{1ct}		
		T _{11.}		T _{1j.}		T _{1c.}		
	A _i	X _{i11}		X _{ij1}		X _{ic1}	T _{i..}	$\bar{X}_{i..}$
		X _{i12}		X _{ij2}		X _{ic2}		
			
		X _{i1t}		X _{ijt}		X _{ict}		
		T _{i1.}		T _{ij.}		T _{ic.}		
	A _r	X _{r11}		X _{rj1}		X _{rc1}	T _{r..}	$\bar{X}_{r..}$
		X _{r12}		X _{rj2}		X _{rc2}		
			
		X _{r1t}		X _{rjt}		X _{rct}		
		T _{r1.}		T _{rj.}		T _{rc.}		
Σ kolom		T _{.1.}		T _{.j.}		T _{.c.}	T _{...}	
Rata-rata		$\bar{X}_{.1.}$		$\bar{X}_{.j.}$		$\bar{X}_{.c.}$		$\bar{X}_{...}$

Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 96, 2006

Dalam perhitungan menggunakan rumus sebagai berikut ini:

1. Jumlah kuadrat total (JKT)

$$JKT = \sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c \sum_{k=1}^t X_{ijk}^2 - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

2. Jumlah kuadrat faktor A (JKA)

$$JKA = \frac{\sum_{i=1}^r T_{i..}^2}{ct} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

3. Jumlah kuadrat faktor B (JKB)

$$JKB = \frac{\sum_{j=1}^c T_{.j.}^2}{rt} - \frac{(T_{...})^2}{rct}$$

4. Jumlah pengaruh interaksi faktor A dan faktor B (JKAB)

$$JKP = \frac{\sum_{i=1}^r \sum_{j=1}^c T_{ij}^2}{t} - \frac{(T_{...})^2}{rct} \rightarrow JKAB = JKP - JKA - JKB$$

5. Jumlah kuadrat galat (JKG)

$$JKG = JKT - JKP = JKT - JKA - JKAB$$

Apabila masing-masing suku dibagi dengan derajat bebasnya, akan diperoleh nilai varian dari masing-masing suku tersebut. Nilai ini sering disebut dengan kuadrat tengah yang disingkat KT. Nilai varian tersebut adalah:

1. Kuadrat tengah faktor A (KTA)

$$KTA = \frac{JKA}{(r-1)}$$

2. Kuadrat tengah faktor B (KTB)

$$KTB = \frac{JKB}{(c-1)}$$

3. Kuadrat tengah interaksi faktor A dan faktor B (KTAB)

$$KTAB = \frac{JKAB}{(r-1)(c-1)}$$

4. Kuadrat tengah galat (KTG)

$$KTG = \frac{JKG}{rc(t-1)}$$

Untuk menguji ketiga hipotesis diatas kita mencari harga F_{hitung} masing-masing sumber keragaman (faktor putaran poros motor Otto, faktor variasi sudut *convergent grid* dan interaksi faktor putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid*) yang dapat disusun sedemikian rupa seperti pada Tabel 3.2, kemudian hasilnya dibandingkan dengan F_{tabel} (Lampiran 3) pada derajat bebas yang sesuai dengan nilai α tertentu. Nilai F_{hitung} dari masing-masing sumber keragaman adalah sebagai berikut:

1. F_{hitung} dari faktor putaran poros motor Otto

$$F_1 = \frac{KTA}{KTG}$$

2. F_{hitung} dari faktor variasi sudut *convergent grid*

$$F_2 = \frac{KTB}{KTG}$$

3. F_{hitung} dari interaksi faktor putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid*

$$F_3 = \frac{KTAB}{KTG}$$

Tabel 3.2. Analisis varian

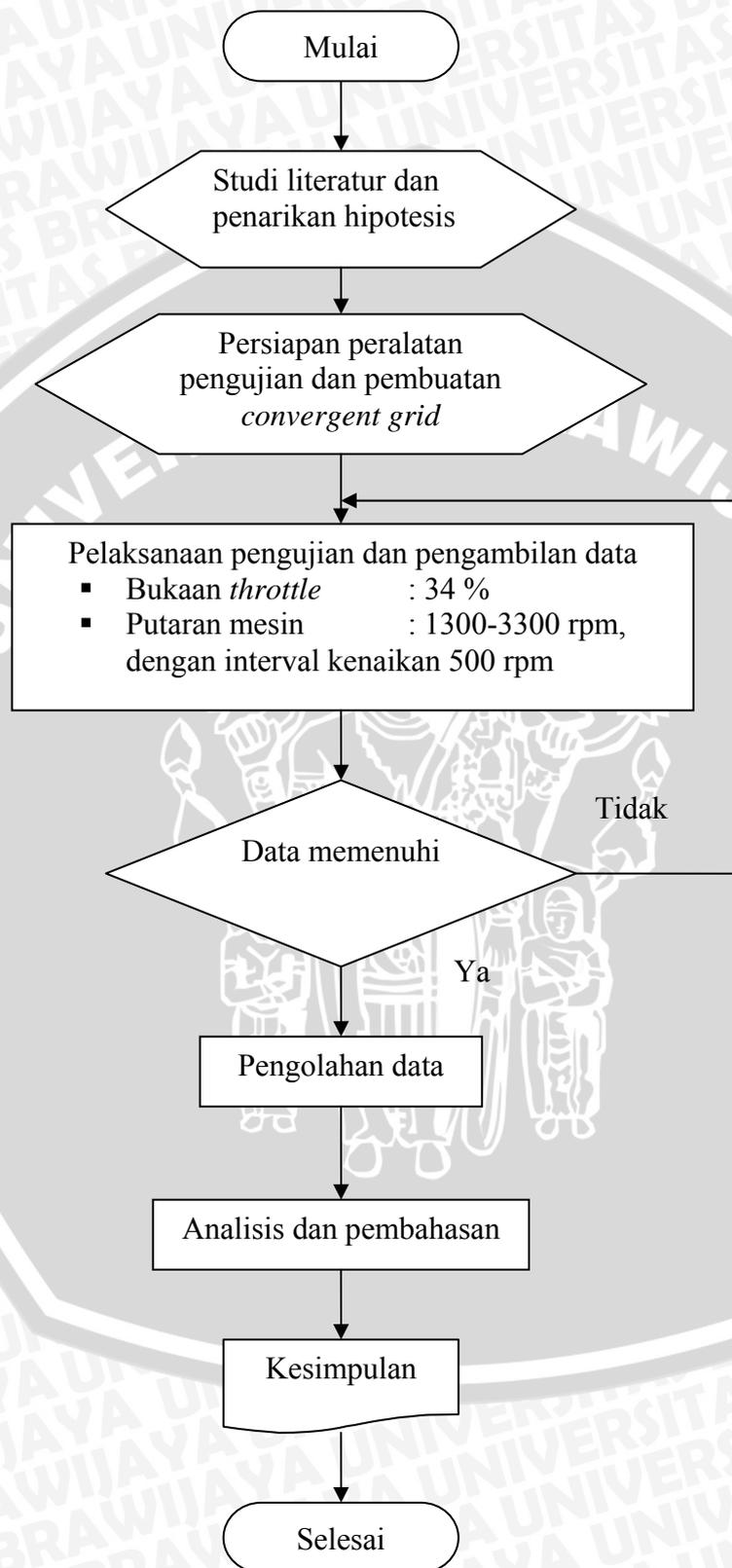
Sumber Varian	JK	Db	KT	F_{hitung}	F_{α}
Antar A	JKA	$db_1 = r - 1$	KTA	F_1	
Antar B	JKB	$db_2 = c - 1$	KTB	F_2	
Interaksi AB	JKAB	$db_3 = db_1 \cdot db_2$	KTAB	F_3	
Galat	JKG	$db_4 = rc(t - 1)$	KTG		
Total	JKT	$rc(t - 1)$			

Sumber : Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., 98, 2006

Kesimpulan yang diperoleh:

1. Bila $FA_{hitung} > FA_{tabel}$, maka H_0^1 ditolak dan H_1^1 diterima, ini menyatakan bahwa variasi putaran poros motor Otto berpengaruh terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO.
2. Bila $FB_{hitung} > FB_{tabel}$, maka H_0^2 ditolak dan H_1^2 diterima, ini menyatakan bahwa variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* berpengaruh terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO.
3. Bila $FAB_{hitung} > FAB_{tabel}$, maka H_0^3 ditolak dan H_1^3 diterima, ini menyatakan bahwa variasi putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* berpengaruh terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO.

3.7 Diagram alir penelitian



Gambar 3.3 Diagram alir pelaksanaan 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. Bukaannya *throttle* : 34 %
3. Temperatur bola kering : 28,5 °C
4. Temperatur bola basah : 23 °C
5. Kelembaban relatif : 63 %
6. Tekanan udara : 714,9 mmHg
7. Volume bahan bakar (b) : 30 ml
8. LHV bahan bakar : 9596.4 kkal/kg

Data yang diperoleh dari pengujian motor Otto empat langkah standar (tanpa menggunakan *convergent grid*) pada *intake manifold* dapat dilihat pada Tabel 4.1, sedangkan dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut kemiringan lubang 10°, 15°, dan 20° berturut-turut terlihat pada Tabel 4.2, Tabel 4.3, dan Tabel 4.4.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah standar.

No	putaran	F	t	P ₁ -P ₂	Ww	Twi	Two	Tud	Teg	V _{co}
	(rpm)	(kg)	(s)	(mmH ₂ O)	(lt/jam)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)
1	1300	21,00	22,52	3,9	360	28	52	31	490	2,165
		21,00	22,34	3,9	360	28	53	31	490	2,109
		21,00	22,57	3,9	350	28	53	31	500	2,046
2	1800	18,00	20,04	5,5	360	28	54	31	524	2,184
		18,00	20,23	5,5	360	28	54	31	525	2,018
		18,00	20,35	5,5	350	28	55	31	530	2,253
3	2300	15,25	17,84	6,9	360	28	57	32	555	1,229
		15,25	17,78	7,0	360	28	58	32	555	1,253
		15,25	17,91	7,0	380	28	59	32,5	560	1,263
4	2800	11,75	16,62	8,0	400	28	60	33	590	1,384
		11,75	16,57	7,9	400	28	61	33	590	1,373
		11,75	16,58	8,0	400	28	62	33	595	1,428
5	3300	9,50	15,61	8,7	410	28	62	33	620	1,687
		9,50	15,70	8,6	420	28	62	33	610	1,599
		9,50	15,53	8,6	420	28	63	33	615	1,646

Tabel 4.2. Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut kemiringan lubang 10°

No	putaran	F	t	P ₁ -P ₂	Ww	Twi	Two	Tud	Teg	V _{co}
	(rpm)	(kg)	(s)	(mmH ₂ O)	(lt/jam)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)
1	1300	21,00	22,81	3,8	420	29	47	33	480	2,893
		21,00	22,89	3,8	430	29	49	33	480	2,952
		21,00	23,11	3,8	410	29	50	33	480	2,569
2	1800	17,75	19,96	5,5	420	29	52	33	500	1,587
		17,75	20,13	5,5	420	29	52	33	505	1,510
		17,75	20,14	5,5	430	29	53	33	510	1,560
3	2300	15,00	17,81	6,8	440	29	56	33	550	1,682
		15,00	17,95	6,8	440	29	57	33	555	1,766
		15,00	17,89	6,8	460	29	57	33	555	1,652
4	2800	11,75	16,47	7,8	460	29	58	34	585	1,571
		11,75	16,64	7,8	470	29	58	34	590	1,630
		11,75	16,73	7,8	480	30	59	34	585	1,516
5	3300	9,50	15,73	8,3	500	30	60	34	615	1,597
		9,50	15,68	8,3	500	30	60	34	615	1,519
		9,50	15,80	8,3	500	30	61	34	620	1,626

Tabel 4.3. Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut kemiringan lubang 15° .

No	putaran	F	t	P ₁ -P ₂	Ww	Twi	Two	Tud	Teg	V _{co}
	(rpm)	(kg)	(s)	(mmH ₂ O)	(lt/jam)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)
1	1300	21,25	22,29	3,8	500	30	45	33	455	1,748
		21,25	22,30	3,8	500	30	46	33	460	1,028
		21,25	22,70	3,8	500	30	47	33	460	1,530
2	1800	18,75	19,67	5,2	540	30	47	33	490	0,850
		18,75	19,85	5,4	540	30	48	33	490	0,951
		18,75	19,81	5,4	540	30	49	33	490	0,782
3	2300	15,75	17,64	6,5	580	30	50	33	550	0,941
		15,75	17,68	6,6	580	30	50	33	550	0,906
		15,75	17,81	6,6	580	30	51	33	555	1,032
4	2800	12,00	16,41	7,5	600	30	52	33	580	1,084
		12,00	16,35	7,5	600	30	52	33	580	1,117
		12,00	16,51	7,5	600	30	53	33	585	1,123
5	3300	9,75	15,57	8,2	600	30	54	33	610	1,351
		9,75	15,62	8,2	600	30	54	33	610	1,374
		9,75	15,54	8,1	600	30	55	33	610	1,346

Tabel 4.4. Data hasil pengujian terhadap motor Otto empat langkah dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut kemiringan lubang 20° .

No	putaran	F	t	P ₁ -P ₂	Ww	Twi	Two	Tud	Teg	V _{CO}
	(rpm)	(kg)	(s)	(mmH ₂ O)	(lt/jam)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(%)
1	1300	21,00	23,18	3,9	300	31	54	33	490	1,215
		21,00	23,21	3,8	300	31	54	33	495	1,040
		21,00	23,23	3,8	300	31	55	33	500	1,363
2	1800	18,75	19,74	5,4	320	31	56	33	520	0,298
		18,75	19,82	5,4	360	31	57	33	520	0,308
		18,75	19,93	5,4	340	31	58	33	520	0,403
3	2300	15,75	17,84	6,9	300	31	61	33	550	0,423
		15,75	17,78	6,8	360	31	63	33	560	0,421
		15,75	17,91	6,8	340	31	63	33	560	0,436
4	2800	12,25	16,62	7,8	360	31	66	34	590	0,670
		12,25	16,57	7,8	320	31	67	34	590	0,637
		12,25	16,58	7,8	340	31	68	34	590	0,634
5	3300	9,75	15,72	8,5	360	31	68	34	610	0,892
		9,75	15,78	8,5	360	31	69	34	620	0,999
		9,75	15,91	8,5	320	31	69	34	610	0,866

4.1.2 Pengolahan data

Dari hasil pengujian dapat dilakukan pengolahan data. Sebagai contoh perhitungan diambil data dari pengujian tanpa pemasangan *convergent grid* pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, daya bahan bakar, daya indikasi, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif dan emisi gas CO pada motor Otto empat langkah. Adapun data yang diambil adalah sebagai berikut:

1. Putaran mesin (n) = 1300 rpm
2. Besar beban pengereman (F) = 21 kg
3. Panjang lengan *dynamometer* (L) = 0.358 m
4. Waktu konsumsi bahan bakar (t) = 22.52 detik
5. Debit air pendinginan (Ww) = 360 lt/jam
6. Temperatur air pendinginan masuk (Twi) = 28 °C
7. Temperatur air pendinginan keluar (Two) = 52 °C
8. Temperatur udara masuk (Tud) = 31 °C
9. Temperatur gas buang (Teg) = 490 °C
10. Berat spesifik bahan bakar (γ_f) = 0.722 kg/liter
11. Nilai kalor rendah bahan bakar (LHV) = 9596.4 kkal/kg

Dari hasil data pengujian motor bakar empat langkah pada Tabel 4.1 didapatkan nilai dari:

1. Torsi (T)

$$\begin{aligned} \text{Torsi (T)} &= F.L \\ &= 21.0,358 \end{aligned}$$

$$\text{Torsi (T)} = 7,518 \text{ kg.m}$$

2. Daya efektif (N_e)

$$\begin{aligned} N_e &= \frac{T.n}{716,2} \\ &= \frac{7,518 \cdot 1300}{716,2} \\ &= 13,646 \text{ PS} \end{aligned}$$

3. Daya bahan bakar (N_{bb}):

$$\begin{aligned} N_{bb} &= \frac{F_c \cdot LHV_{bb}}{632} \\ &= \frac{3,717 \cdot 9596,4}{632} \\ &= 56,435 \text{ PS} \end{aligned}$$

4. Konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFC_e)

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{b}{t} \cdot \gamma_f \cdot \frac{3600}{1000} \\ &= \frac{30}{22,52} \cdot 0,775 \cdot \frac{3600}{1000} \\ &= 3,717 \text{ kg.jam}^{-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SFC_e &= \frac{F_c}{N_e} \\ &= \frac{3,717}{13,646} \\ &= 0,2724 \text{ [(kg.jam}^{-1}) / \text{PS]} \end{aligned}$$

5. Efisiensi termal efektif (η_{te})

$$\begin{aligned} \eta_e &= \frac{632}{SFC_e \cdot LHV_{bb}} \\ &= \frac{632}{0,2724 \cdot 9596,4} \cdot 100\% \\ &= 24,18\% \end{aligned}$$

6. Aliran udara melalui nosel (Gs)

Untuk mengetahui massa alir udara yang masuk ke dalam karburator digunakan persamaan sebagai berikut (*manual book*: 10):

$$G_s = \frac{\alpha \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d^2}{4} \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma_a \cdot (P_1 - P_2)}$$

$$\gamma_a = \gamma_N \cdot \frac{P_1 - \varphi \cdot P_s}{760} \cdot \frac{273}{273 + TBK} + \varphi \cdot \gamma_w$$

Dengan:

G_s = Masa alir udara lewat nosel ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

α = Koefisien aliran disekitar nosel (0.822)

ε = Koefisien untuk fluida inkompresibel menjadi kompresibel, dari tabel.

$$= \frac{P_1 - P_2}{P_1}$$

π = 3.14

d = Diameter nosel (0.048 m)

g = $9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

γ_a = Berat spesifik udara pada kondisi temperatur ruangan θ °C ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

$P_1 - P_2$ = Perbedaan tekanan disekitar nosel ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$)

γ_N = Berat spesifik udara pada temperatur θ °C dan 1 atm ($1.293 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

P_1 = Tekanan udara ruangan (mmHg)

γ_w = Berat spesifik uap air pada temperatur θ °C ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

P_s = Tekanan uap air pada temperatur θ °C (mmHg)

$$G_s = \frac{\alpha \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot d^2}{4} \sqrt{2 \cdot g \cdot \gamma_a \cdot (P_1 - P_2)}$$

$$= \frac{0,822 \cdot 0,9998789 \cdot 3,14 \cdot 0,048^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,094673 \cdot (3,9)}$$

$$= 0,0146 \text{ kg} \cdot \text{detik}^{-1}$$

7. Massa alir gas buang (m_{gb})

$$m_{gb} = G_s + \frac{F_c}{3600}$$

$$= 0,0146 + \frac{3,717}{3600}$$

$$= 0,0156 \text{ kg/detik}$$

8. Daya yang hilang pada gas buang (N_{Lgb})

$$N_{Lgb} = m_{gb} \cdot Cp_g \cdot (T_{eg} - T_{ud}) \cdot 3600$$

$$= 0,0156 \cdot 0,285 \cdot (490 - 31) \cdot 3600$$

$$= 6896,439 \text{ [kkal} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]}$$

9. Daya yang hilang pada air pendingin (N_{Lap})

$$N_{Lap} = W_w \cdot Cp_w \cdot (T_{w_o} - T_{w_i}) \cdot \rho_w$$

$$= 360 \cdot 1 \cdot (52 - 28) \cdot 1$$

$$= 8640 \text{ [kkal} \cdot \text{jam}^{-1}\text{]}$$

11. Daya Indikatif (N_i)

$$N_i = N_{bb} - \frac{(N_{Lgb} + N_{Lap})}{632}$$

$$= 56,435 - \frac{(6896,439 + 8640)}{632}$$

$$= 31,852 \text{ PS}$$

12. Emisi gas CO (%)

Dari *gas analyzer* diperoleh :

$$\text{CO} = 2,165 \%$$

Analog dengan data yang pertama, maka diperoleh nilai dari torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif dan emisi gas CO dari masing-masing data yang lain. Nilai-nilai tersebut dapat dilihat dalam lampiran 1.

4.1.3 Analisis varian

Hasil pengolahan data pengujian motor Otto empat langkah empat silinder tersebut kemudian dilakukan analisis statistik dengan menggunakan analisis varian dua arah. Dengan analisis varian dua arah ini akan diketahui ada tidaknya pengaruh tingkat putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi keduanya terhadap unjuk kerja motor Otto empat langkah yang meliputi, torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif dan emisi gas CO.

Hipotesis yang digunakan dalam analisis statistik ini adalah:

- I. $H_0^1 : \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_i$ (tidak ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).
 H_1^1 : paling sedikit satu $\alpha_i \neq 0$ (ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).
- II. $H_0^2 : \beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_j$ (tidak ada pengaruh variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).
 H_1^2 : paling sedikit satu $\beta_j \neq 0$ (ada pengaruh variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).
- III. $H_0^3 : (\alpha\beta)_{11} = (\alpha\beta)_{12} = \dots = (\alpha\beta)_{ij}$ (tidak ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).
 H_1^3 : paling sedikit satu $(\alpha\beta) \neq 0$ (ada pengaruh variasi putaran poros motor Otto dan variasi sudut *convergent grid* yang dipasang pada *intake manifold* terhadap torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif, dan emisi gas CO).

4.1.3.1 Analisis statistik untuk torsi yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara keduanya terhadap torsi yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.5. Analisis varian dua arah untuk torsi

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Tingkat putaran (faktor A)	4	131,9721	32,99302	5,8E+15	2,605972
Sudut <i>convergent grid</i> (faktor B)	3	0,39891	0,13297	2,34E+13	2,838746
Interaksi faktor A dan B	12	0,177828	0,014819	2,61E+12	2,003461
Galat	40	2,27E-13	5,68E-15		
Total	59	132,5488			

Dari tabel 4.5 diatas dapat diketahui bahwa masing-masing $F_{hitung} > F_{tabel}$. Hal ini berarti bahwa H_0^1, H_0^2, H_0^3 ditolak dan H_1^1, H_1^2, H_1^3 diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara variasi putaran dan pemasangan *convergent grid* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap torsi yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.2 Analisis statistik untuk daya efektif yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara keduanya terhadap daya efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.6. Analisis varian dua arah untuk daya efektif

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Tingkat putaran (faktor A)	4	109,2134	27,30334	1,2E+14	2,605972
Sudut <i>convergent grid</i> (faktor B)	3	3,912533	1,304178	5,74E+12	2,838746
Interaksi faktor A dan B	12	1,275272	0,106273	4,67E+11	2,003461
Galat	40	9,09E-12	2,27E-13		
Total	59	114,4012			

Pada Tabel 4.6 diatas dapat diketahui bahwa masing-masing $F_{hitung} > F_{tabel}$. Hal ini berarti bahwa H_0^1, H_0^2, H_0^3 ditolak dan H_1^1, H_1^2, H_1^3 diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara variasi putaran dan pemasangan *convergent grid* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap daya efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.3 Analisis statistik untuk konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara keduanya terhadap SFCE yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.7. Analisis varian dua arah untuk SFCE

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Tingkat putaran (faktor A)	4	0,05454	0,013635	6028,408	2,605972
Sudut <i>convergent grid</i> (faktor B)	3	0,000972	0,000324	143,2713	2,838746
Interaksi faktor A dan B	12	0,000271	2,26E-05	9,97378	2,003461
Galat	40	9,05E-05	2,26E-06		
Total	59	0,055873			

Pada Tabel 4.7 terlihat bahwa masing-masing $F_{hitung} > F_{tabel}$. Hal ini berarti bahwa H_0^1, H_0^2, H_0^3 ditolak dan H_1^1, H_1^2, H_1^3 diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara variasi putaran dan pemasangan *convergent grid* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap SFCE yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.4 Analisis statistik untuk efisiensi termal efektif yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara keduanya terhadap efisiensi termal efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.8. Analisis varian dua arah untuk efisiensi termal efektif

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Tingkat putaran (faktor A)	4	321,5149	80,37873	5076,536	2,605972
Sudut <i>convergent grid</i> (faktor B)	3	6,48155	2,160517	136,4533	2,838746
Interaksi faktor A dan B	12	2,084937	0,173745	10,97332	2,003461
Galat	40	0,633335	0,015833		
Total	59	330,7147			

Dari Tabel 4.8 diatas dapat diketahui bahwa masing-masing $F_{hitung} > F_{tabel}$. Hal ini berarti bahwa H_0^1, H_0^2, H_0^3 ditolak dan H_1^1, H_1^2, H_1^3 diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara variasi putaran dan pemasangan *convergent grid* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap efisiensi termal efektif yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.1.3.5 Analisis statistik untuk emisi gas CO yang dihasilkan

Analisis ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara keduanya terhadap emisi gas CO yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder. Dari perhitungan statistik didapatkan tabel sebagai berikut:

Tabel 4.9. Analisis varian dua arah untuk emisi gas CO

Sumber keragaman	db	JK	KT	Fhitung	Ftabel
Tingkat putaran (faktor A)	4	4,865187	1,216297	94,11743	2,605972
Sudut <i>convergent grid</i> (faktor B)	3	12,40263	4,13421	319,9065	2,838746
Interaksi faktor A dan B	12	2,935034	0,244586	18,92615	2,003461
Galat	40	0,516927	0,012923		
Total	59	20,71978			

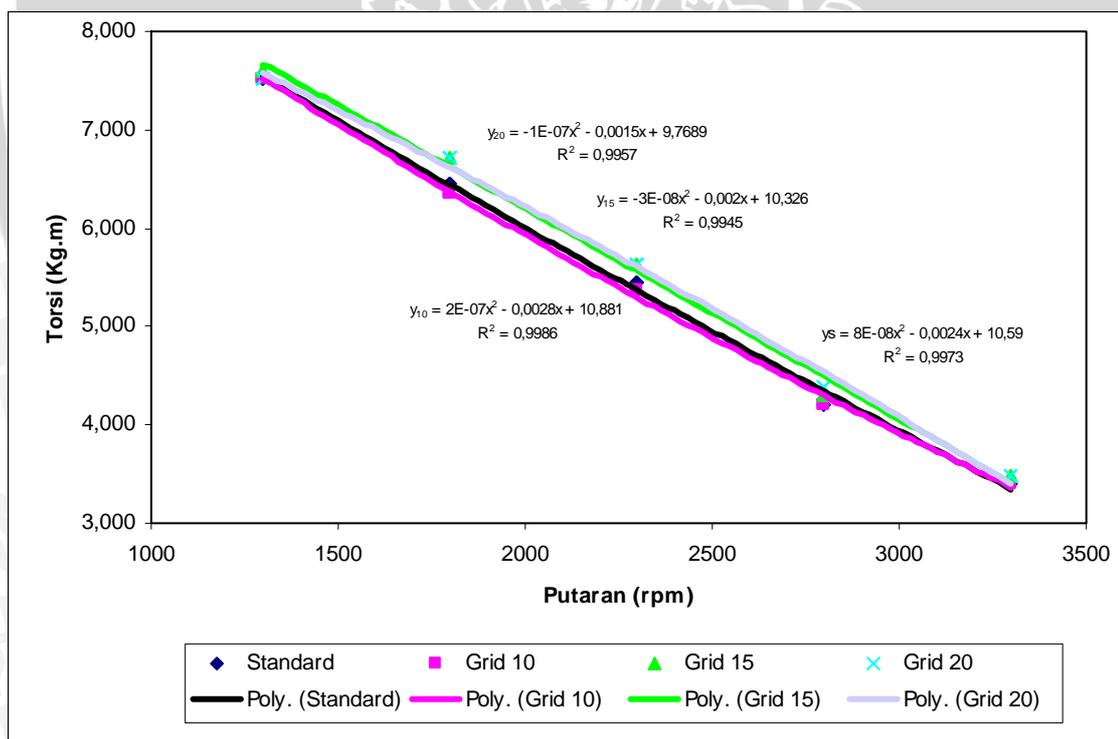
Dengan melihat pada Tabel 4.9 diatas dapat diketahui bahwa masing-masing $F_{hitung} > F_{tabel}$. Hal ini berarti bahwa H_0^1, H_0^2, H_0^3 ditolak dan H_1^1, H_1^2, H_1^3 diterima. Hal ini berarti bahwa variasi putaran, pemasangan *convergent grid* dan interaksi antara variasi putaran dan pemasangan *convergent grid* mempunyai pengaruh yang nyata dan berbeda terhadap emisi gas CO yang dihasilkan motor Otto empat langkah empat silinder dengan tingkat keyakinan 95 %.

4.2 Pembahasan

Hasil pengolahan data pada pengujian motor Otto empat langkah ini dibuat dalam bentuk grafik hubungan antara tingkat putaran dengan unjuk kerja motor Otto empat langkah yang meliputi, torsi, daya efektif, konsumsi bahan bakar spesifik efektif, efisiensi termal efektif dan emisi gas CO

4.2.1 Hubungan antara putaran dengan torsi

Hubungan antara putaran motor Otto empat langkah dengan torsi, dengan pemasangan *convergent grid* yang mempunyai variasi sudut kemiringan lubang $10^0, 15^0, 20^0$ maupun standar dapat dilihat dalam gambar 4.1 berikut:



Gambar 4.1. Hubungan antara putaran dengan torsi

Pada gambar 4.1 terlihat bahwa dengan semakin tinggi putaran poros motor Otto empat langkah maka torsi yang dihasilkan akan semakin menurun. Hal tersebut diakibatkan saat menaikkan putaran, beban pengereman yang dikenakan pada poros

dikurangi sampai pada putaran yang dikehendaki. Dengan semakin kecilnya beban pengereman yang diterima oleh poros maka besarnya torsi yang terjadi juga akan semakin kecil. Hubungan antara gaya pengereman (F) dengan torsi (T) ditulis sebagai berikut:

$$T = F \cdot L \quad [\text{Kg.m}] \quad (\text{Arismunandar, 2002: 32})$$

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

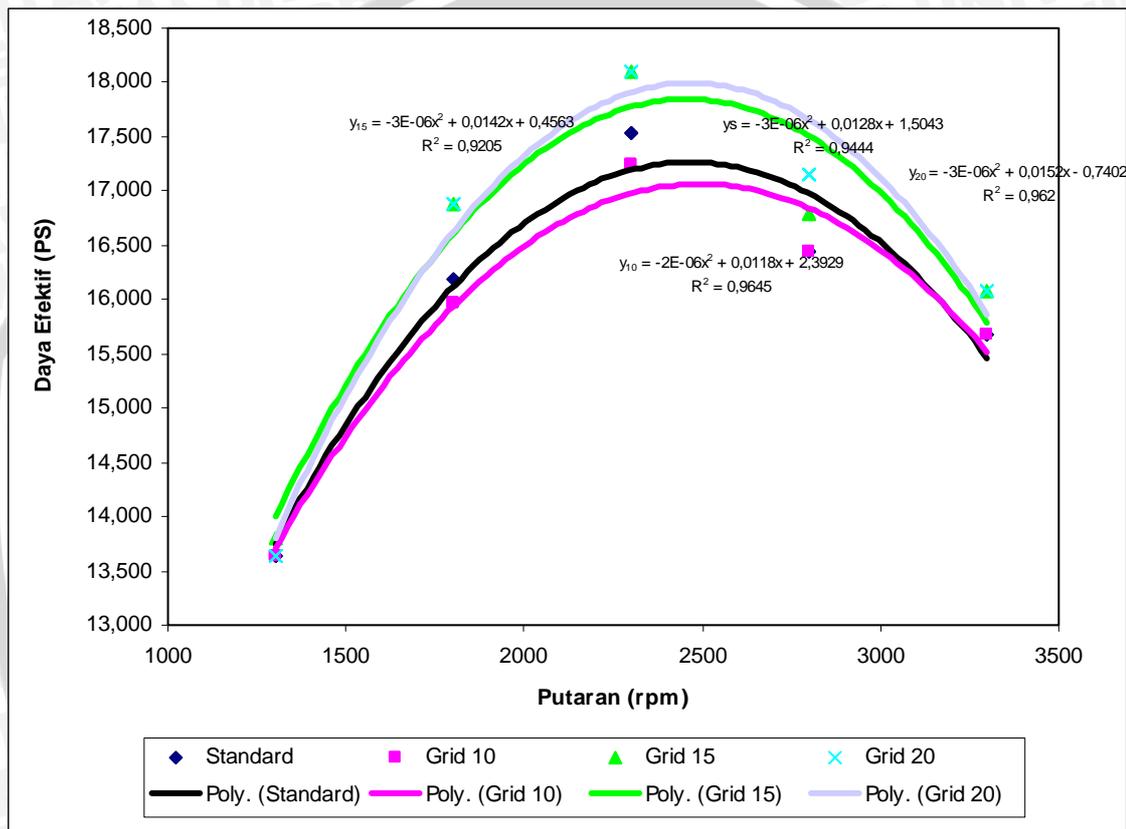
Penyebab menurunnya torsi selain karena hal tersebut di atas juga dikarenakan dengan semakin tinggi putaran, gerakan bolak-balik torak akan semakin cepat. Hal ini mengakibatkan jumlah siklus yang terjadi semakin banyak. Gerakan torak yang semakin cepat ini diikuti pula oleh semakin singkatnya waktu yang dibutuhkan untuk membuka dan menutup katup isap. Hal ini berdampak pada semakin sedikitnya massa campuran udara dan bahan bakar yang masuk dan terbakar di dalam ruang bakar setiap satu kali siklus. Dengan semakin sedikitnya massa campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar maka tekanan akhir kompresi dan tekanan efektif pembakaran yang dihasilkan akan semakin berkurang. Akibatnya energi tekanan yang digunakan untuk mendorong torak pada saat langkah kerja (ekspansi) juga berkurang, sehingga torsi yang dihasilkan semakin menurun.

Pemasangan *convergent grid* pada *intake manifold* menghasilkan torsi yang lebih besar pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° , tetapi menghasilkan torsi yang lebih rendah dari torsi standar pada pemasangan *convergent grid* bersudut 10° . Hal ini terjadi karena pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° mengakibatkan aliran campuran udara dan bahan bakar yang melewatinya menjadi lebih homogen daripada tanpa pemasangan *convergent grid* (standar). Dengan semakin homogennya campuran tersebut maka tercipta pembakaran yang mendekati sempurna, sehingga torsi yang dihasilkan akan lebih besar dibandingkan dengan torsi standarnya. Pada pemasangan *convergent grid* bersudut 10° dihasilkan torsi yang lebih kecil daripada torsi standar karena pada sudut lubang 10° proses pencampuran tidak semaksimal *convergent grid* bersudut 15° dan 20° , serta cenderung menimbulkan sisa-sisa endapan bahan bakar pada sisi-sisi lubang *convergent grid*. Menurut hasil pengujian, antara putaran 1300 rpm-1800 rpm nilai torsi yang paling besar terjadi pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° (7,608 Kg.m). Sedangkan pada putaran 2800 rpm torsi yang dihasilkan oleh *convergent grid* bersudut 20° (4,386 Kg.m) lebih besar daripada yang lainnya. Nilai torsi tanpa pemasangan *convergent grid* berada dibawah grafik dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 15° diikuti grafik torsi dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 10° . Dari uraian di atas dapat disimpulkan bahwa

pemasangan *convergent grid* bersudut 15^0 dan 20^0 menghasilkan torsi rata-rata terbesar dan merupakan sudut *convergent grid* yang efektif untuk memperoleh torsi yang besar.

4.2.2 Hubungan antara putaran dengan daya efektif

Interaksi antara putaran motor Otto empat langkah dengan daya efektif yang dihasilkan dengan pemasangan *convergent grid* yang mempunyai variasi sudut kemiringan lubang 10^0 , 15^0 , 20^0 maupun kondisi standar (tanpa pemasangan *convergent grid*) terlihat pada Gambar 4.2 dibawah ini.



Gambar 4.2. Hubungan antara putaran dengan daya efektif

Pada Gambar 4.2 tampak bahwa kurva grafik yang terbentuk cenderung menyerupai bentuk parabolik yang menghadap ke bawah. Secara keseluruhan, dengan naiknya putaran maka daya efektif (Ne) yang dihasilkan pada putaran awal mengalami kenaikan sampai pada putaran tertentu, kemudian setelah mencapai nilai maksimalnya grafik mengalami penurunan seiring dengan naiknya putaran. Hal ini terjadi karena daya efektif (Ne) berbanding lurus dengan harga torsi (T) yang dihasilkan dan putaran poros mesin (n) sesuai persamaan berikut:

$$Ne = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} = \frac{T \cdot n}{716,2} \text{ [PS]} \quad (\text{Petrovsky, 1979: 59})$$

Peningkatan daya efektif (N_e) pada beberapa putaran awal sampai mencapai putaran tertentu disebabkan karena penurunan torsi masih dapat diikuti atau diimbangi oleh nilai kenaikan putaran. Selain itu pada putaran rendah proses pembakaran pada ruang bakar memiliki waktu yang lebih banyak akibat gerakan bolak-balik torak yang cenderung lebih lambat daripada putaran tinggi. Hal ini mengakibatkan pembakaran yang lebih sempurna dan akhirnya menghasilkan peningkatan energi yang besar pula. Tetapi setelah putaran mencapai titik tertentu dan meningkat sampai putaran tinggi, penurunan torsi menjadi tidak seimbang terhadap kenaikan putaran dan kerugian mekanis yang disebabkan oleh semakin cepatnya gerakan bolak-balik torak. Selain itu waktu pembakaran juga cenderung menjadi lebih cepat, dan besar kecenderungan kurang sempurnanya pembakaran, sehingga mengakibatkan penurunan energi yang dihasilkan, yang akhirnya memberikan efek penurunan terhadap daya efektif yang dihasilkan.

Pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° menghasilkan daya efektif (N_e) yang lebih besar dibandingkan daya efektif yang dihasilkan oleh motor Otto empat langkah tanpa pemasangan *convergent grid* (standar). Tetapi pada pemasangan *convergent grid* bersudut 10° sebaliknya, daya efektif yang dihasilkan berada di bawah grafik tanpa pemasangan *convergent grid*. Hal ini terjadi karena pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° , campuran udara dan bahan bakar mampu mengalami pencampuran kembali (pengacakan partikel) yang lebih sempurna dibandingkan dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 10° . Sehingga dengan campuran yang lebih homogen, maka terjadi proses pembakaran yang lebih sempurna dan dihasilkan tekanan efektif rata-rata yang semakin besar sehingga menghasilkan daya efektif yang besar pula. Hubungan antara tekanan efektif rata-rata (P_e) dengan daya efektif (N_e) adalah berbanding lurus sesuai persamaan berikut:

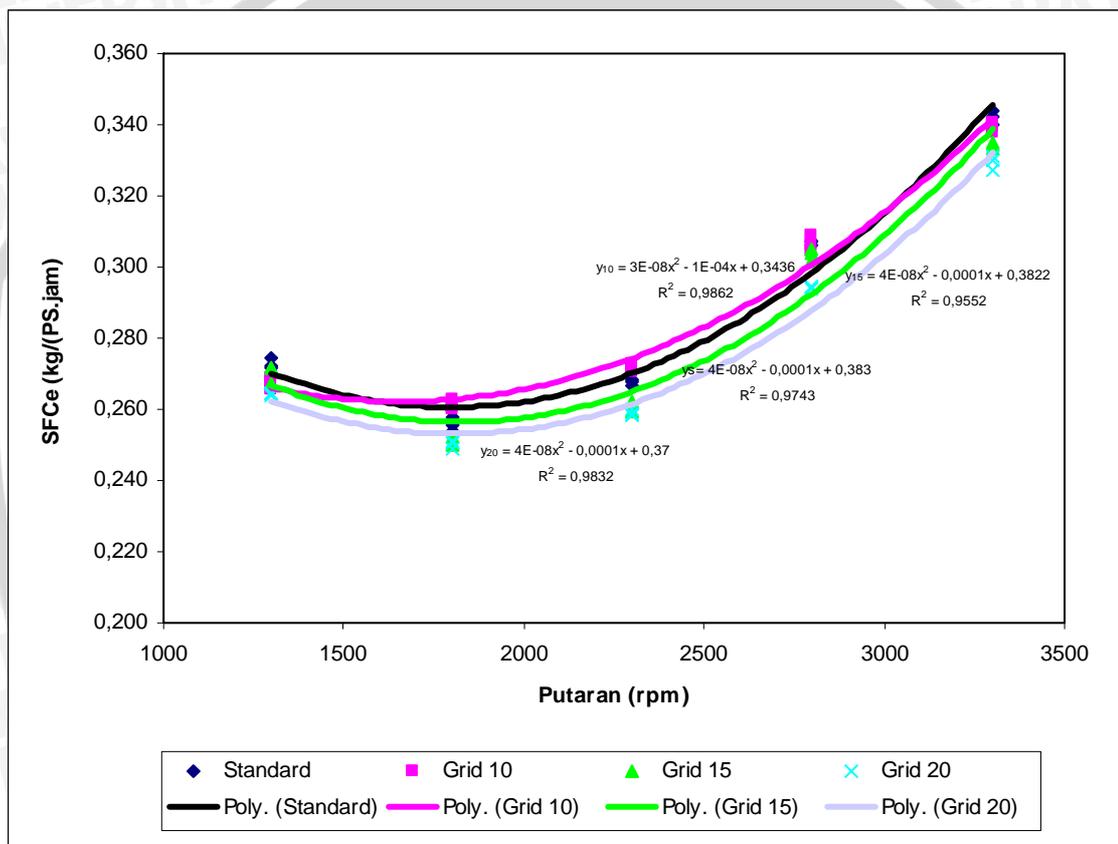
$$N_e = \frac{P_e V_L z n a}{450000} \quad (\text{Arismunandar, W, 2002: 24})$$

Hasil pengujian menunjukkan bahwa daya efektif tertinggi pada putaran awal diperoleh pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dengan nilai sebesar 13,809 PS. Kemudian pada kisaran putaran 1800-2300 rpm *convergent grid* bersudut 15° dan 20° cenderung memiliki nilai daya efektif yang sama. Perbedaan terjadi pada putaran 2800 rpm dimana nilai N_e pada *convergent grid* bersudut 20° lebih besar 0,17 PS (Lampiran 1) daripada *convergent grid* bersudut 15° . Sementara itu kejadian sebaliknya terjadi pada pemasangan *convergent grid* bersudut 10° , dimana daya efektif yang dihasilkan jauh lebih kecil dibandingkan daya efektif yang dihasilkan kondisi tanpa

pemasangan *convergent grid*. Dari hasil tersebut, dapat disimpulkan bahwa peningkatan daya efektif terbesar diperoleh pada pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° dengan nilai daya efektif maksimal 18,107 PS pada putaran 2300 rpm.

4.2.3 Hubungan antara putaran dengan konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe)

Hubungan antara putaran motor Otto empat langkah dengan konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe), dengan pemasangan *convergent grid* yang mempunyai variasi sudut kemiringan lubang 10° , 15° , 20° maupun standar dapat ditinjau pada Gambar 4.3 berikut ini:



Gambar 4.3. Hubungan antara putaran dengan SFCe

Kecenderungan semua grafik SFCe pada putaran awal sampai menengah mengalami sedikit penurunan kemudian pada putaran menengah ke atas mengalami peningkatan yang cukup tinggi seperti yang terlihat pada Gambar 4.3 Hal ini terjadi karena dengan semakin tingginya putaran maka jumlah siklus yang terjadi semakin banyak dan konsumsi bahan bakar (FC) yang dibutuhkan semakin besar. Hubungan antara SFCe, FC, dan juga Ne ditunjukkan dalam persamaan berikut:

$$FC = \frac{b}{t} \cdot \gamma_f \cdot \frac{3600}{1000} \dots (\text{Kg} / \text{jam}) \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63})$$

$$SFCE = \frac{FC}{Ne} [(kg/jam)/PS] \quad (\text{Petrovsky, 1979: 63})$$

Sesuai dengan persamaan di atas terlihat bahwa SFCE berbanding lurus dengan FC dan berbanding terbalik dengan Ne. Dalam perhitungan lain tentang daya efektif (Ne) yang dihasilkan diperoleh bahwa kurva Ne cenderung berbentuk parabolik membuka ke bawah. Demikian pula grafik SFCE yang sedikit mengalami penurunan dan setelah itu meningkat seiring naiknya putaran. Jelas bahwa hal ini sesuai dengan hubungan di atas. Dapat disimpulkan bahwa apabila FC mengalami peningkatan maka SFCE juga akan meningkat apabila daya efektif yang dihasilkan cenderung naik dengan interval kenaikan yang tidak terlalu besar atau bahkan jika Ne mengalami penurunan.

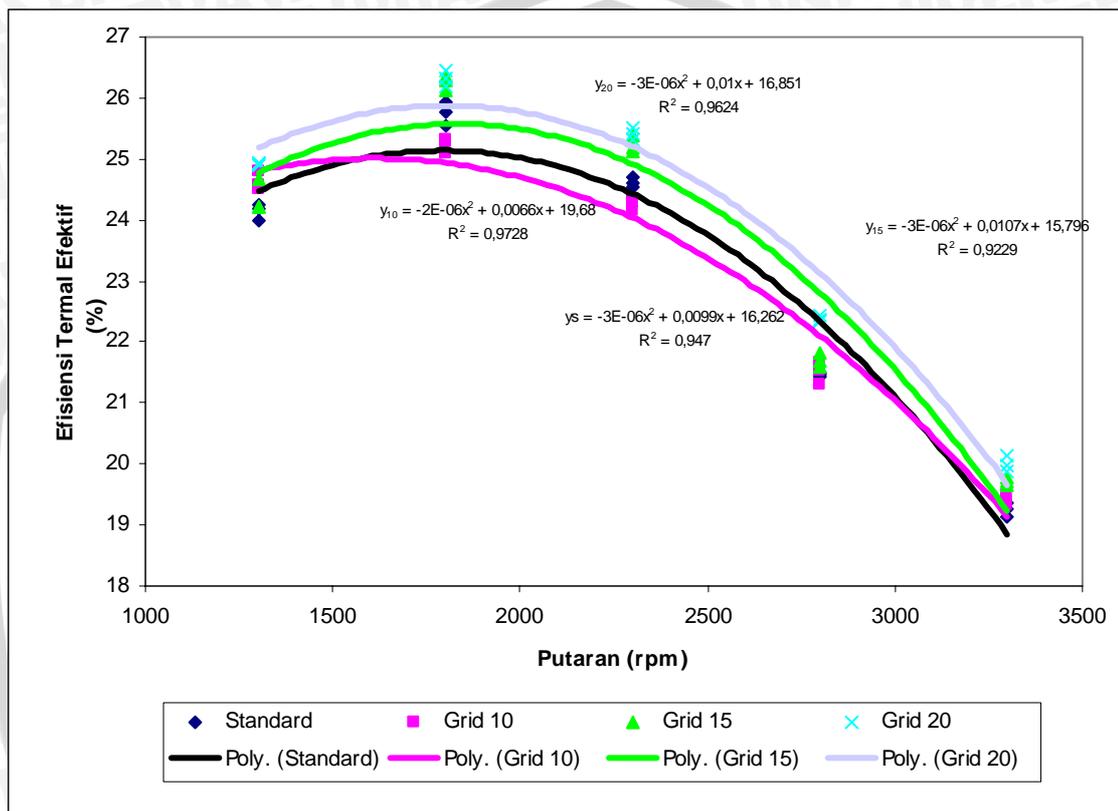
Pada grafik di atas terlihat bahwa pemasangan *convergent grid* bersudut 15^0 dan 20^0 memiliki SFCE yang lebih kecil daripada kondisi tanpa pemasangan *convergent grid* (standar). Hal ini berarti bahwa *convergent grid* bersudut 15^0 dan 20^0 mampu membuat mesin bekerja lebih ekonomis dalam pemakaian bahan bakar karena dengan jumlah bahan bakar yang sama atau lebih sedikit mampu menghasilkan daya efektif yang lebih besar daripada kondisi tanpa pemasangan *convergent grid*. Penyebab hal tersebut, adalah terjadinya proses pencampuran kembali campuran udara dan bahan bakar yang lebih baik pada *convergent grid* bersudut 15^0 dan 20^0 . Sedangkan pada *convergent grid* bersudut 10^0 terjadi sebaliknya, dan bahkan nilai SFCE cenderung lebih besar daripada keadaan standar. Hal ini menandakan bahwa pemakaian *convergent grid* bersudut 10^0 tidak ekonomis untuk mesin Otto empat langkah karena dengan mengkonsumsi bahan bakar yang sama atau bahkan lebih besar, daya efektif yang dihasilkan lebih rendah. Penyebab terjadinya hal ini karena campuran udara dan bahan bakar yang melewati *convergent grid* bersudut 10^0 kurang mengalami pencampuran kembali dan kerugian akibat penurunan tekanan cenderung lebih besar daripada proses pencampuran itu sendiri.

Dari hasil pengujian yang terlihat pada Lampiran 1 diperoleh bahwa konsumsi bahan bakar spesifik efektif yang terkecil adalah pada *convergent grid* bersudut 20^0 dengan nilai 0,265 [(Kg/jam)/PS] pada putaran 1300rpm, kemudian pada putaran 1800-2300 rpm terjadi penurunan dari nilai semula 0,265 [(Kg/jam)/PS] menjadi 0,250 [(Kg/jam)/PS] dan 0,260 [(Kg/jam)/PS] berturut-turut dari putaran 1800 dan 2300 rpm, tetapi setelah itu terjadi peningkatan yang cukup tinggi yaitu sebesar 0,295 sampai dengan 0,331 [(Kg/jam)/PS]. Sedangkan pada pemasangan *convergent grid* bersudut 10^0 menghasilkan SFCE yang lebih tinggi daripada kondisi standar pada putaran 1800-2300 rpm. Dapat disimpulkan bahwa *convergent grid* bersudut 20^0 menghasilkan SFCE terkecil dan berarti pula bahwa *convergent grid* bersudut 20^0 mampu membuat mesin

bekerja lebih ekonomis dalam hal pemakaian bahan bakar dan daya efektif yang dihasilkan.

4.2.4 Hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif

Pada Gambar 4.4 dibawah terlihat hubungan antara putaran motor Otto empat langkah dengan efisiensi termal efektif, dengan pemasangan *convergent grid* yang mempunyai variasi sudut kemiringan lubang 10^0 , 15^0 , 20^0 maupun standar.



Gambar 4.4. Hubungan antara putaran dengan efisiensi termal efektif

Pada Gambar 4.4 terlihat bahwa dengan semakin tinggi putaran poros motor Otto empat langkah maka secara umum efisiensi termal efektif yang dihasilkan juga akan mengalami peningkatan kemudian pada titik putaran tertentu akan cenderung menurun. Hal ini dikarenakan nilai efisiensi termal efektif berbanding terbalik dengan nilai konsumsi bahan bakar spesifik efektif dan nilai kalor rendah bahan bakar (dimana pada hal ini nilai kalor rendah bahan bakar bernilai konstan). Hubungan antara nilai efisiensi termal efektif (η_{te}), konsumsi bahan bakar spesifik efektif (SFCe) dan nilai kalor rendah bahan bakar (LHV) ditulis dengan persamaan sebagai berikut:

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

Pada penjelasan sebelumnya mengenai hubungan antara putaran dengan SFCE, bahwa pada awal putaran poros mesin sampai pada putaran tertentu maka konsumsi bahan bakar spesifik efektif cenderung menurun, namun setelah melewati putaran tersebut, kenaikan putaran poros mesin cenderung meningkatkan nilai SFCE. Dari kecenderungan SFCE tersebut dapat terlihat bahwa grafik putaran dengan efisiensi termal efektif (η_{te}) berkebalikan dengan grafik hubungan antara putaran dengan SFCE, yaitu, mulai naik pada putaran awal 1300 rpm sampai dengan 1800 rpm kemudian pada kenaikan putaran dari 2300-3300 rpm grafik η_{te} yang diperoleh semakin menurun. Hal ini disebabkan karena dengan putaran yang semakin tinggi maka gerakan bolak-balik torak juga semakin cepat sehingga kerugian mekanis akibat gesekan torak dengan dinding silinder semakin besar. Selain itu waktu yang dibutuhkan untuk membuka dan menutup katup isap akan semakin singkat, yang berarti massa campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar setiap satu siklusnya semakin sedikit. Hal ini akan menghasilkan jumlah energi kalor hasil pembakaran yang semakin menurun yang pada akhirnya menurunkan daya efektif yang dihasilkan sehingga efisiensi termalnya menurun.

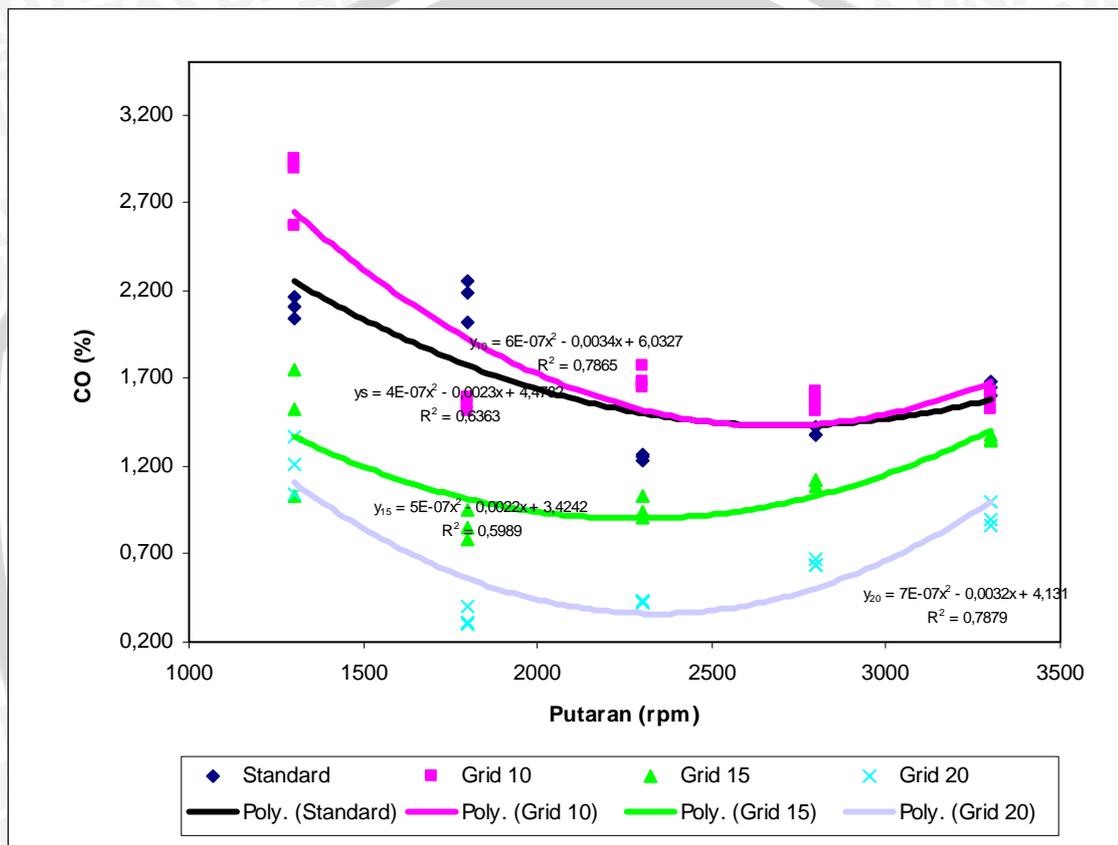
Dari Gambar 4.4 tersebut terlihat bahwa dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° menghasilkan η_{te} yang lebih tinggi dibandingkan dengan mesin tanpa pemasangan *convergent grid*. Hal ini terjadi karena dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 15° dan 20° mampu menghasilkan daya efektif (N_e) yang lebih besar daripada kondisi tanpa pemasangan *convergent grid*, penyebab daya efektif (N_e) lebih besar karena dengan pemasangan kedua jenis grid tersebut maka proses homogenisasi campuran bahan bakar dan udara cenderung lebih baik sehingga proses pembakaran yang berlangsung pada ruang bakar menjadi lebih sempurna daripada kondisi tanpa pemasangan *convergent grid*, akibatnya daya efektif meningkat pula. Dengan meningkatnya N_e maka η_{te} yang dihasilkan akan semakin besar.

Pada pemasangan *convergent grid* yang bersudut 20° memiliki η_{te} yang tertinggi, pada keseluruhan putaran diikuti *convergent grid* yang bersudut 15° . Namun pada pemasangan *convergent grid* yang bersudut 10° , terjadi penurunan efisiensi termal efektif mulai kisaran putaran 1800 rpm – 2800 rpm jika dibandingkan dengan kondisi standar. Faktor penyebab hal tersebut adalah kerugian akibat dari penurunan tekanan setelah melewati *convergent grid* yang bersudut 10° lebih besar daripada proses homogenisasi yang terjadi, sehingga energi yang dihasilkan pada proses pembakaran cenderung lebih kecil, sehingga daya efektif turun dan memberikan efek peningkatan

pada SFCE, akibat dari hal tersebut maka nilai efisiensi termal efektif juga ikut menurun pula.

4.2.5 Hubungan antara putaran dengan emisi gas CO

Untuk mengetahui kecenderungan pengaruh antara putaran motor Otto empat langkah dengan emisi gas CO, dengan pemasangan *convergent grid* yang mempunyai variasi sudut kemiringan lubang 10^0 , 15^0 , 20^0 maupun standar, maka dapat ditinjau Gambar 4.5 berikut ini :



Gambar 4.5. Hubungan antara putaran dengan emisi gas CO

Pada Gambar 4.5 menunjukkan bahwa emisi gas CO yang dihasilkan pada pengujian tanpa pemasangan *convergent grid* maupun dengan pemasangan *convergent grid* menunjukkan nilai yang berfluktuasi seiring dengan meningkatnya putaran mesin. Hal ini terjadi karena gas CO merupakan produk pembakaran yang tidak sempurna. Apabila kadar CO semakin besar, maka hal ini mengindikasikan bahwa proses pembakaran yang terjadi semakin tidak sempurna. Dari hasil penelitian ini, emisi gas CO paling rendah diperoleh dengan pemasangan *convergent grid* bersudut 20^0 dengan nilai maksimal 1,215% pada putaran 1300 rpm, dan kadar CO terendah terjadi pada putaran 1800 rpm dengan nilai 0,403. Namun pada pemasangan *convergent grid*

bersudut 10° kadar CO yang dihasilkan cenderung lebih banyak daripada kondisi tanpa pemasangan *convergent grid*, hal ini disebabkan karena proses pembakaran yang kurang sempurna akibat proses homogenisasi yang buruk jika dibandingkan dengan pemasangan kedua *convergent grid* dengan sudut yang lebih besar. Melalui analisis emisi gas CO di atas dapat disimpulkan bahwa *convergent grid* yang paling efektif dalam usaha mengurangi emisi gas CO adalah *convergent grid* yang bersudut 20° , karena nilai kadar gas CO yang dihasilkan selalu berada di bawah kondisi tanpa pemasangan *convergent grid*.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari analisis data dan pembahasan pemasangan *convergent grid* dengan variasi sudut lubang pada *intake manifold* motor Otto empat langkah, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Pemasangan *convergent grid* dengan variasi sudut lubang pada *intake manifold* untuk *convergent grid* bersudut 15° dan 20° dapat meningkatkan unjuk kerja motor Otto empat langkah, tetapi untuk *convergent grid* bersudut 10° tidak dapat meningkatkan unjuk kerja karena kerugian akibat penurunan tekanan lebih besar daripada proses pengacakan campuran bahan bakar dan udara. Sehingga energi yang tercipta pada proses pembakaran cenderung menurun.
2. Berdasarkan hasil penelitian, diperoleh bahwa secara keseluruhan unjuk kerja motor Otto empat langkah paling optimal dihasilkan pada pemasangan *convergent grid* bersudut 20° .

5.2 Saran

Adapun saran yang penulis harapkan dari penelitian tentang pemasangan *convergent grid* dengan variasi sudut lubang pada *intake manifold* motor Otto empat langkah adalah sebagai berikut:

1. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk motor Otto empat langkah dengan variasi bukaan *throttle*.
2. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk motor Otto empat langkah dengan posisi bukaan *throttle* penuh (*wide open throttle*).
3. Dari penelitian ini bisa dilanjutkan untuk penelitian lebih lanjut mengenai karakteristik aliran fluida (campuran udara dan bahan bakar) yang melalui penghalang berupa *convergent grid* dengan simulasi menggunakan *software Fluent*.

DAFTAR PUSTAKA

- Arends & Berenschot. 1980. *Motor Bensin*. Jakarta: Erlangga.
- Arismunandar, Wiranto. 2002. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Bandung: ITB.
- Cengel, Yunus A. dan Michael A. Boles. 2002. *Thermodynamics: An Engineering Approach, Fourth Edition*. New York: McGraw-Hill Higher Education.
- [Http://www.who.int/environmental_information/air/guidelines.html](http://www.who.int/environmental_information/air/guidelines.html)
- Akhmad, Johan. 2001. *Pengaruh Diameter Grid Terhadap Aliran Fluida Turbulen Pada Permukaan Penghalang Segi Empat*. Skripsi tidak diterbitkan, Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Lesieur, Marcel. 1990. *Turbulence in Fluid*. Netherland: Kluwer Academic Publisher.
- Ogawa Seiki Co., LTD; 1987: *Operation Manual of Engine Research and Test Bed Model GWE-80/100-HS-AV*, Tokyo.
- Petrovsky, N. 1979. *Marine Internal Combustion Engine*. Moscow: Mir Publisher.
- Pulkrabek, Willard W. 1997. *Engineering Fundamentals of The Internal Combustion Engine*. International Edition, Singapore: Prentice Hall.
- Soenarta, Nakoela. 1995. *Motor Serbaguna*. Jakarta: Pradnya Paramita.
- Wahyudi, Slamet. 2006. *Statistik Teknik*. Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
- Yunianto, Bambang Dwi. 2003. *Pengaruh Variasi Kemiringan Lubang Grid Terhadap Kinerja Motor Bensin Empat Langkah*. Skripsi tidak diterbitkan, Malang: Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.



LAMPIRAN

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

Hasil pengolahan data tanpa pemasangan *convergent grid* (standar)

No	Putaran	T	Ne	SFCe	Nbb	Ni	Effisiensi	CO
	(rpm)	(kg.m)	(PS)	[(kg/jam)/PS]	(PS)	(PS)	(%)	(%)
1	1300	7,518	13,646	0,272	56,435	31,852	24,180	2,165
		7,518	13,646	0,275	56,890	31,731	23,987	2,109
		7,518	13,646	0,272	56,310	31,317	24,234	2,046
2	1800	6,444	16,195	0,258	63,419	34,744	25,537	2,184
		6,444	16,195	0,255	62,823	34,129	25,779	2,018
		6,444	16,195	0,254	62,453	33,481	25,932	2,253
3	2300	5,460	17,533	0,268	71,240	38,243	24,611	1,229
		5,460	17,533	0,269	71,480	37,799	24,528	1,253
		5,460	17,533	0,267	70,961	35,595	24,707	1,263
4	2800	4,207	16,445	0,306	76,469	37,325	21,506	1,384
		4,207	16,445	0,307	76,700	37,029	21,441	1,373
		4,207	16,445	0,307	76,654	36,071	21,454	1,428
5	3300	3,401	15,671	0,342	81,417	38,570	19,247	1,687
		3,401	15,671	0,340	80,950	38,037	19,358	1,599
		3,401	15,671	0,344	81,836	38,067	19,149	1,646

Hasil pengolahan data dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut lubang 10⁰.

No	Putaran	T	Ne	SFCe	Nbb	Ni	Effisiensi	CO
	(rpm)	(kg.m)	(PS)	[(kg/jam)/PS]	(PS)	(PS)	(%)	(%)
1	1300	7,518	13,646	0,269	55,717	33,240	24,492	2,893
		7,518	13,646	0,268	55,523	31,403	24,578	2,952
		7,518	13,646	0,265	54,994	30,865	24,814	2,569
2	1800	6,355	15,971	0,263	63,673	35,219	25,082	1,587
		6,355	15,971	0,260	63,135	34,548	25,296	1,510
		6,355	15,971	0,260	63,104	33,332	25,308	1,560
3	2300	5,370	17,245	0,273	71,360	36,343	24,167	1,682
		5,370	17,245	0,270	70,803	34,942	24,357	1,766
		5,370	17,245	0,271	71,041	34,290	24,275	1,652
4	2800	4,207	16,445	0,309	77,165	37,534	21,312	1,571
		4,207	16,445	0,306	76,377	36,131	21,532	1,630
		4,207	16,445	0,304	75,966	35,436	21,648	1,516
5	3300	3,401	15,671	0,340	80,796	36,892	19,395	1,597
		3,133	14,433	0,341	81,053	37,145	19,334	1,519
		3,133	14,433	0,338	80,438	35,575	19,482	1,626

Hasil pengolahan data dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut lubang 15° :

No	Putaran	T	Ne	SFCe	Nbb	Ni	Effisiensi	CO
	(rpm)	(kg.m)	(PS)	[(kg/jam)/PS]	(PS)	(PS)	(%)	(%)
1	1300	7,608	13,809	0,272	57,017	35,237	24,218	1,748
		7,608	13,809	0,272	56,992	34,304	24,229	1,028
		7,608	13,809	0,267	55,987	32,521	24,664	1,530
2	1800	6,713	16,870	0,252	64,612	37,558	26,110	0,850
		6,713	16,870	0,250	64,026	35,903	26,349	0,951
		6,713	16,870	0,250	64,155	35,177	26,296	0,782
3	2300	5,639	18,107	0,262	72,047	37,850	25,133	0,941
		5,639	18,107	0,261	71,884	37,576	25,190	0,906
		5,639	18,107	0,260	71,360	35,988	25,375	1,032
4	2800	4,296	16,795	0,304	77,448	38,555	21,686	1,084
		4,296	16,795	0,305	77,732	38,835	21,607	1,117
		4,296	16,795	0,302	76,979	36,980	21,818	1,123
5	3300	3,491	16,083	0,334	81,626	38,970	19,703	1,351
		3,491	16,083	0,333	81,365	38,713	19,767	1,374
		3,491	16,083	0,335	81,784	38,288	19,665	1,346

Hasil pengolahan data dengan pemasangan *convergent grid* dengan sudut lubang 20° :

No	Putaran	T	Ne	SFCe	Nbb	Ni	Effisiensi	CO
	(rpm)	(kg.m)	(PS)	[(kg/jam)/PS]	(PS)	(PS)	(%)	(%)
1	1300	7,518	13,646	0,265	54,828	33,062	24,889	1,215
		7,518	13,646	0,264	54,757	33,005	24,921	1,040
		7,518	13,646	0,264	54,710	32,367	24,943	1,363
2	1800	6,713	16,870	0,251	64,383	38,124	26,203	0,298
		6,713	16,870	0,250	64,123	35,716	26,309	0,308
		6,713	16,870	0,249	63,769	35,652	26,455	0,403
3	2300	5,639	18,107	0,259	71,240	40,702	25,418	0,423
		5,639	18,107	0,260	71,480	36,749	25,332	0,421
		5,639	18,107	0,258	70,961	37,251	25,517	0,436
4	2800	4,386	17,145	0,294	76,469	37,887	22,421	0,670
		4,386	17,145	0,295	76,700	39,822	22,354	0,637
		4,386	17,145	0,294	76,654	38,100	22,367	0,634
5	3300	3,491	16,083	0,331	80,847	39,590	19,893	0,892
		3,491	16,083	0,330	80,540	38,367	19,969	0,999
		3,491	16,083	0,327	79,882	40,476	20,134	0,866

Lampiran 2

Tabel hubungan $\frac{P_1 - P_2}{P_1} - \varepsilon$, $\theta - P_s$ dan $\theta - \gamma_w$

- Hubungan antara $\frac{P_1 - P_2}{P_1}$ dan ε

$\frac{P_1 - P_2}{P_1}$	0	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
ε	1.000	0.969	0.906	0.873	0.840	0.850	0.769	0.732	0.693	0.653

Sumber: *Operation Manual*: 10

- Hubungan $\theta - P_s$, $\theta - \gamma_w$

θ (°C)	P_s (mmHg)	γ_w (kg/m ³)	θ (°C)	P_s (mmHg)	γ_w (kg/m ³)
0.0	4.581	0.00485	20.0	17.53	0.01730
1.0	4.925	0.00520	21.0	18.65	0.01834
2.0	5.292	0.00556	22.0	19.82	0.01943
3.0	5.682	0.00595	23.0	21.07	0.02058
4.0	6.098	0.00636	24.0	22.38	0.02179
5.0	6.540	0.00680	25.0	23.75	0.02306
6.0	7.010	0.00726	26.0	25.21	0.02438
7.0	7.511	0.00775	27.0	26.74	0.02578
8.0	8.042	0.00827	28.0	28.35	0.02725
9.0	8.606	0.00882	29.0	30.04	0.02878
10.0	9.205	0.00940	30.0	31.83	0.03039
11.0	9.840	0.01001	31.0	33.70	0.03207
12.0	10.514	0.01066	32.0	35.67	0.03384
13.0	11.23	0.01135	33.0	37.73	0.03569
14.0	11.98	0.01207	34.0	39.90	0.03762
15.0	12.78	0.01283	35.0	42.18	0.03964
16.0	13.61	0.01364	36.0	44.57	0.04175
17.0	14.53	0.01448	37.0	47.08	0.04396
18.0	15.47	0.01537	38.0	49.70	0.04627
19.0	16.47	0.01631	39.0	52.45	0.04869
			40.0	55.34	0.05120

Sumber: *Operation Manual*: 22

Lampiran 3

Tabel F ($\alpha ; v_1; v_2$) untuk $\alpha = 0.05$

$v_1 \backslash v_2$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	30	40	60	120	-
1	161	200	216	225	230	234	237	239	241	242	244	246	248	250	251	252	253	254
2	18.5	19	19.2	19.2	19.3	19.3	19.4	19.4	19.4	19.4	19.4	19.4	19.4	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5
3	10.2	9.55	9.28	9.12	9.01	8.94	8.89	8.85	8.81	8.79	8.74	8.7	8.66	8.62	8.59	8.57	8.55	8.53
4	7.71	6.94	6.59	6.39	6.26	6.16	6.09	6.04	6	5.96	5.91	5.86	5.8	5.75	5.72	5.69	5.66	5.63
5	6.61	5.79	5.41	5.19	5.05	4.95	4.88	4.82	4.77	4.74	4.68	4.62	4.56	4.5	4.46	4.43	4.4	4.36
6	5.99	5.14	4.76	4.53	4.39	4.28	4.21	4.15	4.1	4.06	4	3.94	3.87	3.81	3.77	3.74	3.7	3.67
7	5.59	4.74	4.35	4.12	3.97	3.87	3.79	3.73	3.68	3.64	3.57	3.51	3.44	3.38	3.34	3.3	3.27	3.23
8	5.32	4.46	4.07	3.84	3.69	3.58	3.5	3.44	3.39	3.35	3.28	3.22	3.15	3.08	3.04	3.01	2.97	2.93
9	5.12	4.26	3.86	3.63	3.48	3.37	3.29	3.23	3.18	3.14	3.07	3.01	2.94	2.86	2.83	2.79	2.75	2.71
10	4.96	4.1	3.71	3.48	3.33	3.22	3.14	3.07	3.02	2.98	2.91	2.84	2.77	2.7	2.66	2.62	2.58	2.54
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	30	40	60	120	-
11	4.84	3.98	3.59	3.36	3.2	3.09	3.01	2.95	2.9	2.85	2.79	2.72	2.65	2.57	2.53	2.49	2.45	2.4
12	4.75	3.89	3.49	3.26	3.11	3	2.91	2.85	2.8	2.75	2.69	2.62	2.54	2.47	2.43	2.38	2.34	2.3
13	4.67	3.81	3.41	3.18	3.03	2.92	2.83	2.77	2.71	2.67	2.6	2.53	2.46	2.38	2.34	2.3	2.25	2.21
14	4.6	3.74	3.34	3.11	2.96	2.85	2.76	2.7	2.65	2.6	2.53	2.46	2.39	2.31	2.27	2.22	2.18	2.13
15	4.45	3.68	3.29	3.06	2.9	2.79	2.71	2.64	2.59	2.54	2.48	2.4	2.33	2.25	2.2	2.16	2.11	2.07
16	4.49	3.63	3.24	3.01	2.85	2.74	2.66	2.59	2.54	2.49	2.42	2.35	2.28	2.19	2.15	2.11	2.06	2.01
17	4.45	3.59	3.2	2.96	2.81	2.7	2.61	2.55	2.49	2.45	2.38	2.31	2.23	2.15	2.1	2.06	2.01	1.96
18	4.41	3.55	3.16	2.93	2.77	2.66	2.58	2.51	2.46	2.41	2.34	2.27	2.19	2.11	2.06	2.02	1.97	1.92
19	4.38	3.52	3.13	2.9	2.74	2.63	2.54	2.48	2.42	2.38	2.31	2.23	2.16	2.07	2.03	1.98	1.93	1.88
20	4.35	3.49	3.1	2.87	2.71	2.6	2.51	2.45	2.39	2.35	2.28	2.2	2.12	2.04	1.99	1.95	1.9	1.84
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20	30	40	60	120	-
25	4.24	3.39	2.99	2.76	2.6	2.49	2.4	2.34	2.28	2.24	2.16	2.09	2.01	1.92	1.87	1.82	1.77	1.71
30	4.17	3.32	2.92	2.69	2.53	2.42	2.33	2.27	2.21	2.16	2.09	2.01	1.93	1.84	1.79	1.74	1.68	1.62
40	4.08	3.23	2.84	2.61	2.45	2.34	2.25	2.18	2.12	2.08	2	1.92	1.84	1.74	1.69	1.64	1.58	1.51
60	4	3.15	2.76	2.53	2.37	2.25	2.17	2.1	2.04	1.99	1.92	1.84	1.75	1.65	1.59	1.53	1.47	1.39
120	3.92	3.07	2.68	2.45	2.29	2.18	2.09	2.02	1.96	1.91	1.83	1.75	1.66	1.55	1.5	1.43	1.35	1.25
-	3.84	3	2.6	2.37	2.21	2.1	2.01	1.94	1.88	1.83	1.75	1.67	1.57	1.46	1.39	1.32	1.22	1