



TUGAS AKHIR (ME33200)

**ANALISIS UNJUK KERJA PISTON STANDAR DAN PISTON TPBG
DENGAN VARIASI PANJANG *INTAKE MANIFOLD* PADA MOTOR
DIESEL BAHAN BAKAR BIOSOLAR**

**YUDHISTIRA AJI DHARMA
NRP. 0323030062**

**DOSEN PEMBIMBING :
EDI HARYONO, S.T., M.T.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
SURABAYA
2026**

Halaman ini sengaja dikosongkan



TUGAS AKHIR (ME33200)

**ANALISIS UNJUK KERJA PISTON STANDAR DAN PISTON
TPBG DENGAN VARIASI PANJANG *INTAKE* MANIFOLD
PADA MOTOR DIESEL BAHAN BAKAR BIOSOLAR**

**YUDHISTIRA AJI DHARMA
NRP. 0323030062**

**DOSEN PEMBIMBING :
EDI HARYONO, S.T., M.T.**

**PROGRAM STUDI D3 TEKNIK PERMESINAN KAPAL
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA
2026**

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

ANALISIS UNJUK KERJA PISTON STANDAR DAN PISTON TPBG DENGAN VARIASI PANJANG INTAKE MANIFOLD PADA MOTOR DIESEL BAHAN BAKAR BIOSOLAR

Disusun Oleh:
Yudhistira Aji Dharma
0323030062

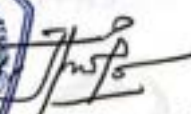
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Kelulusan
Program Studi D3-Teknik Permesinan Kapal
Jurusan Teknik Permesinan Kapal
POLITEKNIK PERKAPALAN NEGERI SURABAYA

Disetujui oleh Tim penguji Tugas Akhir Tanggal Ujian : 8 Juli 2026
Periode Wisuda : Oktober 2026

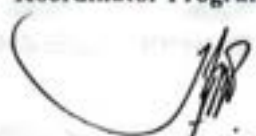
Menyetujui,

Dosen Penguji	NIDN	Tanda Tangan
1. Abdul Gafur, S.T., M.T	(0003069101)	(.....)
2. Edi Haryono, S.T., M.T	(0011077804)	(.....)
3. Nopem Ariwiyono, S.T., M.T	(0030116205)	(.....)
4. Lely Pramesti, S.T., M.T	(0012118905)	(.....)

Dosen Pembimbing	NIDN	Tanda Tangan
1. Edi Haryono, S.T., M.T	(0011077804)	(.....)

Menyetujui
Ketua Jurusan,

Dr. Ir. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T.
NIP.197708192005011001

Mengetahui
Koordinator Program Studi,


Ir. Emie Santoso, M.T.
NIP.196611101994032003

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

 PPNS	<u>PERNYATAAN BEBAS PLAGIAT</u>	No. : F.WD I. 021 Date : Rev. : 01 Page : 1 dari 1
---	---	--

Yang bertandatangan dibawah ini :

Nama : Yudhistira Aji Dharma

NRP. : 0323030062

Jurusan/Prodi : Teknik Permesinan Kapal / D3 Teknik Permesinan Kapal

Dengan ini menyatakan dengan sesungguhnya bahwa :

Tugas Akhir yang akan saya kerjakan dengan judul :

Analisis Unjuk Kerja Piston Standar dan Piston TPBG Dengan Variasi Panjang Intake Manifold Pada Motor Diesel Bahan Bakar Biosolar

Adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain.

Apabila dikemudian hari terbukti terdapat plagiat dalam karya ilmiah tersebut, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan peraturan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan penuh tanggung jawab.

Surabaya, 21 Juli 2026

Yang membuat pernyataan,



(Yudhistira Aji Dharma)

NRP. 0323030062

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**ANALISIS UNJUK KERJA PISTON STANDAR DAN PISTON
TPBG DENGAN VARIASI PANJANG INTAKE MANIFOLD PADA
MOTOR DIESEL BAHAN BAKAR BIOSOLAR**

Yudhistira Aji Dharma

KATA PENGANTAR

Dalam nama Tuhan Yang Maha Esa, penulis mengucapkan segala limpahan rahmat dan hidayahnya, sehingga penulis dapat menyusun dan menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul, “**Analisis Unjuk Kerja Piston Standar dan Piston TPBG Dengan Panjang Intake manifold Pada Motor Diesel Bahan Bakar Biosolar**”. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat kelulusan yakni dengan memperoleh gelar Ahli Madya Teknik (A.Md.T) pada program studi D-III Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Penyelesaian ini tidak lepas dari dukungan banyak pihak. Bentuk rasa syukur ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah SWT atas berkat, rahmat, dan hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan lancar.
2. Kedua orang tua tercinta, Bapak Dinar Adi Yudhana, S.T dan Ibu Rr. Amalia Surjaningrum, S.T yang telah menjadi sumber kekuatan, doa, kasih sayang, serta segala pengorbanan tanpa henti dalam setiap langkah untuk penulis. Terimakasih atas dukungan yang tidak pernah padam, dan doa yang tidak pernah putus. Menjadi suatu kebanggaan memiliki orang tua hebat yang selalu mendukung anaknya untuk mencapai cita – cita, terimakasih telah menjadi alasan penulis untuk semangat berjuang meraih dan mewujudkan gelar yang bapak dan ibu impikan.
3. Kepada kakak dan adik penulis yang selalu memberikan dukungan, baik secara materi maupun moral. Terima kasih atas segala bantuan, motivasi, dan nasihat yang diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Kakak merupakan sosok yang selalu

menginspirasi dan memberi masukan serta saran kepada penulis untuk terus berusaha dan berkembang menjadi lebih baik. Adik merupakan sosok yang selalu mendukung dan memotivasi penulis.

4. Bapak Dr. Priyo Agus Setiawan, S.T., M.T. selaku Ketua jurusan Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
5. Ibu Ir. Emie Santoso, M.T. selaku Koordinator program studi D-III Teknik permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
6. Bapak Niki Veranda Agil Permadi, S.Tr.T., M.Sc. selaku Koordinator Tugas Akhir program studi D-III Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
7. Bapak Edi Haryono, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir yang telah membimbing penulis hingga mendapatkan judul, arahan, serta dukungan kepada mahasiswa bimbingan beliau.
8. Seluruh rekan **“BEGEJEKAN”** yang telah menemani penulis dari awal masuk semester hingga akhir semester, terima kasih atas solidaritas, kerja sama, support dan candaan yang lain.
9. Rekan seperjuangan *Marine Engineering* **“MAESTRO 23 K-37”**, atas kerja sama, support dan solidaritasnya telah menjadi rumah kedua bagi penulis menempuh studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
10. Seluruh rekan organisai **“HIMPUNAN MAHASISWA MARINE ENGINEERING”**, atas kerja sama, solidaritas, telah menjadi bagian dari keluarga penulis.
11. *Team Project* Tugas Akhir **“PERSATUAN JIANDONG”**, yang tak hanya hadir dan berkontribusi penuh dalam proses penelitian agar tugas akhir tetapi juga menjadi sandaran tawa di tengah penat, penyemangat di kala lelah, dan saksi bisu dari setiap langkah kecil menuju selesainya tugas akhir ini.
12. Seluruh rekan **“TETRAMANIA 1955”**, merupakan bagian penting penulis menjadi tempat dukungan, canda tawa, serta motivasi untuk penulis menempuh studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

13. Serta pihak-pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu dan turut berkontribusi dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari bahwa terselesaikannya Tugas Akhir ini tidak terlepas dari doa, dukungan, dan bantuan dari berbagai pihak. Semoga setiap kebaikan yang telah diberikan senantiasa berbalas dengan keberkahan yang berlipat dan menjadi kebaikan yang selalu mengalir hingga tidak ada batasnya.

Surabaya, 8 Juli 2026

Penulis

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Yudhistira Aji Dharma', written in a stylized, cursive script.

Yudhistira Aji Dharma

Halaman ini sengaja dikosongkan



ABSTRAK

Mesin diesel empat langkah satu silinder banyak diaplikasikan pada industri kecil dan sektor pertanian. Untuk mengoptimalkan performa pembakaran saat menggunakan biosolar, diperlukan rekayasa sistem distribusi udara dan geometri ruang bakar agar pencampuran bahan bakar lebih homogen. Penelitian ini bertujuan menganalisis dan membandingkan unjuk kerja motor diesel yang menggunakan piston standar dan modifikasi *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) dengan variasi panjang *intake manifold*. Metode eksperimental diterapkan langsung pada motor diesel tipe ZH1115N dengan memvariasikan panjang *intake manifold* sebesar 32 cm, 42 cm, dan 52 cm. Pengujian dilakukan menggunakan beban lampu sebesar 2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt pada putaran mesin 1000 RPM, 1200 RPM, 1300 RPM, dan 1400 RPM. Hasil penelitian menunjukkan bahwa modifikasi geometri piston dan variasi saluran masuk berpengaruh signifikan terhadap performa mesin. Parameter unjuk kerja optimal yang berhasil dianalisis meliputi capaian daya tertinggi sebesar 3,08 kW, torsi maksimum sebesar 21,03 Nm, konsumsi bahan bakar spesifik (BSFC) serendah 277,672 gr/kWh, serta *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) sebesar 2,21 Bar.

Kata kunci : Piston TPBG, Unjuk kerja, *intake manifold*, biosolar, BSFC, Engine fuel map

Halaman ini sengaja dikosongkan

**PERFORMANCE ANALYSIS OF STANDARD PISTON AND TPBG
PISTON WITH VARIATIONS IN INTAKE MANIFOLD LENGTH ON
DIESEL ENGINES USING BIOSOLAR FUEL**

Yudhistira Aji Dharma

ABSTRACT

Four-stroke single-cylinder diesel engines are widely applied in small industries and agricultural sectors. To optimize combustion performance when using biodiesel, engineering of the air distribution system and combustion chamber geometry is required for more homogeneous fuel mixing. This study aims to analyze and compare the performance of diesel engines using standard pistons and modified Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) with variations in intake manifold length. The experimental method was applied directly to a ZH1115N type diesel engine by varying the intake manifold length by 32 cm, 42 cm, and 52 cm. Tests were conducted using lamp loads of 2000 Watt, 3000 Watt, and 4000 Watt at engine speeds of 1000 RPM, 1200 RPM, 1300 RPM, and 1400 RPM. The results showed that modifications to the piston geometry and variations in the intake duct significantly affected engine performance. The optimal performance parameters that were successfully analyzed included the highest power achievement of 3.08 kW, maximum torque of 21.03 Nm, specific fuel consumption (BSFC) as low as 277.672 gr/kWh, and Brake Mean Effective Pressure (BMEP) of 2.21 Bar.

Keywords : TPBG Piston, Performance, intake manifold, Biodiesel, BSFC, Engine Fuel Map

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

TUGAS AKHIR (ME33200)	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
BEBAS PLAGIAT	v
KATA PENGANTAR	vii
ABSTRAK	xi
ABSTRACT	xiii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR TABEL	xxiii
DAFTAR GAMBAR	xxv
DAFTAR SIMBOL	xxxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Manfaat Penelitian	3
1.5 Batasan Masalah	4
BAB II DASAR TEORI	7
2.1 Peneliti Terdahulu.....	7
2.2 Motor Diesel	15
2.3 Motor Diesel 4 Langkah	17
2.4 <i>Intake manifold</i>	19
2.5 <i>Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)</i>	20
2.6 Biosolar.....	21

2.7 Rumusan Perhitungan	22
2.7.1 Perhitungan Daya Motor Diesel	22
2.7.2 Perhitungan Torsi Motor Diesel	23
2.7.3 <i>Break Spesific Fuel Consumption</i> (BSFC)	23
2.7.4 <i>Brake Mean Effective Pressure</i> (BMEP).....	24
2.7.5 <i>Engine Fuel Map</i>	25
BAB III METODE PENELITIAN	27
3.1 Sumber Data.....	27
3.2 Variabel Penelitian	27
3.3 Skematik Motor Diesel & Generator	28
3.4 Data Motor Diesel ZH1115N.....	30
3.5 Data Generator	31
3.6 Diagram Alir Penelitian	32
3.7 Mulai	33
3.8 Identifikasi Masalah	33
3.9 Rumusan Masalah	33
3.10 Studi Lapangan Dan Literatur	33
3.11 Pengumpulan Data	34
3.12 Modifikasi Panjang <i>Intake manifold</i>	34
3.13 Pembuatan Piston TPBG.....	34
3.14 Pengujian Unjuk Kerja.....	35
3.15 Pengolahan Data.....	39
3.16 Analisis Data	39
3.17 Kesimpulan Dan Saran.....	39
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	41

4.1 Melakukan Dan Menentukan Panjang Variasi <i>Intake manifold</i>	41
4.1.1 Karakteristik Bahan Bakar Biosolar.....	44
4.2 Hasil Perhitungan Dari Daya, Torsi, Bsfc, Dan Bmep	45
4.2.1 Engine Set Up	48
4.2.1.1 Daya VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	48
4.2.1.2 Torsi VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	50
4.2.1.3 BSFC VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	52
4.2.1.4 BMEP VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	54
4.2.2 Perbandingan Daya Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar	55
4.2.2.1 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 2000 watt	56
4.2.2.2 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 3000 watt	57
4.2.2.3 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 4000 watt	59
4.2.3 Perbandingan Daya Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geomtery</i>)	61
4.2.3.1 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG	

(Toroidal Piston Bowl Geometry) dan beban pada lampu 2000 watt.	61
4.2.3.2 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (Toroidal Piston Bowl Geometry) dan beban pada lampu 3000 watt.	63
4.2.3.3 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (Toroidal Piston Bowl Geometry) dan beban pada lampu 4000 watt.	64
4.2.3.4 Perbandingan Daya dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm dengan piston standar dan piston TPBG.	66
4.2.4 Perbandingan Torsi Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar	67
4.2.4.1 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 2000 Watt	68
4.2.4.2 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 3000 Watt	69
4.2.4.3 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 4000 Watt	71
4.2.5 Perbandingan Torsi Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (Toroidal Piston Bowl Geometry)	73
4.2.5.1 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan beban lampu 2000 Watt	74
4.2.5.2 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan beban lampu 3000 Watt	75
4.2.5.3 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari <i>intake</i>	

<i>manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan ... beban lampu 4000 Watt	77
4.2.5.4 Perbandingan Torsi dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm dengan piston standard dan piston TPBG.	79
4.2.6 Perbandingan Bsfk Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, .. dan 52 cm pada piston standar	80
4.2.6.1 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt. 80	
4.2.6.2 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt. 82	
4.2.6.3 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt. 83	
4.2.7 Perbandingan Bsfk Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>) 85	
4.2.7.1 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari..... <i>variasi</i> <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 2000 Watt	86
4.2.7.2 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 3000 Watt	87
4.2.7.3 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 4000 Watt	89

4.2.7.4	Perbandingan BSFC dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm dengan piston standard dan piston TPBG.....	91
4.2.8	Perbandingan Bmep Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar.....	91
4.2.8.1	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt....	92
4.2.8.2	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt....	93
4.2.8.3	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt....	95
4.2.9	Perbandingan Bmep Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>)	97
4.2.9.1	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt....	97
4.2.9.2	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt....	99
4.2.9.3	Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi <i>intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt..	100
4.2.9.4	Perbandingan BMEP dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm dengan piston standard dan piston TPBG...	103
4.3	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan Piston Standar dan Piston TPBG.	104
4.3.1	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 2000 watt pada piston standar.....	104
4.3.2	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 3000 watt pada piston standar.....	105

4.3.3	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 4000 watt pada piston standar	107
4.3.4	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geomtery</i>).....	108
4.3.5	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geomtery</i>).....	110
4.3.6	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geomtery</i>).....	111
4.3.7	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 2000 watt pada piston standar	113
4.3.8	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 3000 watt pada piston standar	114
4.3.9	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 4000 watt pada piston standar	116
4.3.10	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>).....	117
4.3.11	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>).....	119
4.3.12	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>).....	120
4.3.13	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 2000 watt pada piston standar	122

4.3.14	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 3000 watt pada piston standar	123
4.3.15	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 4000 watt pada piston standar	125
4.3.16	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>)	126
4.3.17	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>)	128
4.3.18	Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (<i>Toroidal Piston Bowl Geometry</i>)	129
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		133
5.1	KESIMPULAN	133
5.2	SARAN	134
DAFTAR PUSTAKA.....		137
LAMPIRAN I DATA HASIL PENGUJIAN MOTOR DIESEL.....		139
LAMPIRAN II GRAFIK DIESEL ENGINE FUEL MAPS.....		153
LAMPIRAN III MODIFIKASI PISTON TPBG (<i>TOROIDAL PISTON BOWL GEOMETRY</i>).....		165
LAMPIRAN IV DOKUMENTASI PENGAMBILAN DATA.....		169
LAMPIRAN V ADMINISTRASI TUGAS AKHIR		177
BIODATA PENULIS		181

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Peneliti Terdahulu	7
Tabel 3. 1 Skematik ukuran variasi <i>intake manifold</i>	28
Tabel 3. 2 Skematik motor diesel & generator.....	30
Tabel 3. 3 Data Generator STC – 5.....	31
Tabel 3. 4 Pengujian tabel <i>intake manifold</i> dengan piston standard	36
Tabel 3. 5 Pengujian tabel <i>intake manifold</i> dengan piston TPBG.....	37
Tabel 4. 1 <i>Tabel karakteristik Biosolar</i>	44

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Langkah kerja mesin 4 langkah	18
Gambar 2. 2 <i>Intake manifold</i>	20
Gambar 2. 3 Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)	21
Gambar 2. 4 Engine Fuel Map	25
Gambar 3. 1 Skematikk motor diesel & Generator	28
Gambar 3. 2 Skematik modifikasi <i>intake manifold</i> 32 cm (standart)	29
Gambar 3. 3 Skematik modifikasi <i>intake manifold</i> 42 cm	29
Gambar 3. 4 Skematik modifikasi <i>intake manifold</i> 52 cm	29
Gambar 3. 5 Diagram Alir	32
Gambar 4. 1 <i>Intake manifold</i> standart 32 cm	41
Gambar 4. 2 Proses modifikasi <i>Intake manifold</i> 42 cm & 52 cm	42
Gambar 4. 3 Proses pengelasan <i>Intake manifold</i> 42 cm	42
Gambar 4. 4 Proses pengelasan <i>Intake manifold</i> 52 cm	43
Gambar 4. 5 Hasil modifikasi <i>Intake manifold</i> 42 cm & 52 cm	43
Gambar 4. 6 <i>Dokumentasi Bahan Bakar Biosolar</i>	44
Gambar 4. 7 Daya VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	48
Gambar 4. 8 Torsi VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	50
Gambar 4. 9 BSFC VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	52
Gambar 4. 10 BMEP VS RPM pada piston standar <i>intake manifold</i> 32 cm.	54
Gambar 4. 11 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52cm Piston Standar beban 2000 Watt	56
Gambar 4. 12 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm Piston Standar beban 3000 Watt	57

Gambar 4. 13 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm Piston Standar beban 4000 Watt.....	59
Gambar 4. 14 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 2000 watt Piston TPBG.....	61
Gambar 4. 15 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 3000 watt Piston TPBG.....	63
Gambar 4. 16 Grafik Daya / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 4000 watt Piston TPBG.....	64
Gambar 4. 17 Daya dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm pada piston standar & TPBG.....	66
Gambar 4. 18 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.....	68
Gambar 4. 19 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.....	69
Gambar 4. 20 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.....	71
Gambar 4. 21 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.....	74
Gambar 4. 22 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.....	75
Gambar 4. 23 Grafik Torsi / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.....	77
Gambar 4. 24 Torsi dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm pada piston standar & TPBG.....	79
Gambar 4. 25 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.....	80
Gambar 4. 26 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.....	82

Gambar 4. 27 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.....	83
Gambar 4. 28 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.	86
Gambar 4. 29 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.	87
Gambar 4. 30 Grafik BSFC / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.	89
Gambar 4. 31 BSFC dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm pada piston standar & TPBG.	91
Gambar 4. 32 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.....	92
Gambar 4. 33 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.....	93
Gambar 4. 34 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.....	95
Gambar 4. 35 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.	97
Gambar 4. 36 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.	99
Gambar 4. 37 Grafik BMEP / RPM variasi <i>Intake manifold</i> 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.	100
Gambar 4. 38 BMEP dengan RPM pada variasi <i>intake manifold</i> 52 cm pada piston standar & TPBG.	103
Gambar 4. 39 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 2000 watt pada piston standar	104
Gambar 4. 40 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 3000 watt pada piston standar	106

Gambar 4. 41 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 4000 watt pada piston standar.....	107
Gambar 4. 42 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 2000 watt pada piston TPBG	109
Gambar 4. 43 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 3000 watt pada piston TPBG	110
Gambar 4. 44 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 32 cm beban 4000 watt pada piston TPBG	112
Gambar 4. 45 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 2000 watt pada piston standar.....	113
Gambar 4. 46 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 3000 watt pada piston standar.....	115
Gambar 4. 47 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 4000 watt pada piston standar.....	116
Gambar 4. 48 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 2000 watt pada piston TPBG	118
Gambar 4. 49 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 3000 watt pada piston TPBG	119
Gambar 4. 50 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 42 cm beban 4000 watt pada piston TPBG	121
Gambar 4. 51 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 2000 watt pada piston standar.....	122
Gambar 4. 52 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 3000 watt pada piston standar.....	124
Gambar 4. 53 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 4000 watt pada piston standar.....	125
Gambar 4. 54 Grafik Diesel Engine Fuel Map <i>Intake manifold</i> 52 cm beban 2000 watt pada piston TPBG	127

Gambar 4. 55 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 3000
watt pada piston TPBG.....128

Gambar 4. 56 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 4000
watt pada piston TPBG.....130

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR SIMBOL

P = Daya (Watt)

V = Tegangan (Volt)

I = Ampere (A)

T = Torsi benda putar (Nm)

RPM = Rotation per minute

T = Waktu konsumsi bahan bakar (detik)

HP = *Horse Power*

kW = Kilo Watt

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin diesel 4 langkah satu silinder banyak digunakan pada kegiatan industri kecil, pertanian, perbengkelan dan alat-alat kerja karena memiliki efisiensi bahan bakar yang relatif baik, torsi besar dan kemudahan perawatan (Milojevi, 2025). Mesin diesel mengoperasikan siklus empat langkah dengan prinsip udara tinggi untuk membakar bahan bakar solar secara otomatis tanpa busi pengapian. Performa pembakaran dari mesin diesel dipengaruhi oleh campuran bahan bakar dan udara. Oleh karena itu, campuran bahan bakar dan udara yang sifatnya homogen dalam ruang bakar serta peningkatan daerah campuran bahan bakar dengan udara secara signifikan dapat meningkatkan pemanfaatan udara dan membatasi pembentukan jelaga dalam ruang pembakaran (Han et al., 2014).

Manifold pada mesin diesel 4 langkah satu silinder terbagi menjadi *intake manifold* dan *exhaust manifold*, *manifold* merupakan komponen kunci dalam sistem mesin pembakaran internal yang dirancang untuk mendistribusikan fluida seperti udara, campuran udara-bahan bakar, atau gas buang secara efisien atau dari silinder mesin. *Manifold* secara umum berfungsi sebagai jaringan pipa atau saluran yang menghubungkan sumber fluida ke multiple titik tujuan, memastikan distribusi merata untuk optimalisasi performa mesin (Gocmen & Serhad, 2020). Dalam konteks otomotif, *intake manifold* dan *exhaust manifold* menjadi pasangan utama yang dimana *exhaust manifold* mengumpulkan gas buang dari silinder ke sistem pembuangan, sementara *intake manifold* fokus pada hisap. *Intake manifold* secara spesifik menyalurkan udara dan bahan bakar dari *throttle body* atau karburator ke ruang bakar setiap silinder, dengan desain *runner* dan *plenum* yang menentukan *swirl flow* untuk pencampuran optimal. *Intake manifold* merupakan komponen utama dalam sistem pemasukan udara yang berfungsi menyalurkan udara dari lingkungan menuju ruang bakar. Dimensi dan panjang *intake manifold* berpengaruh terhadap karakteristik aliran udara, seperti kecepatan alirann tekanan, dan

pembentukan turbulensi. Variasi panjang *intake manifold* dapat memengaruhi *volumetric efficiency* mesin, khususnya pada putaran dan beban tertentu (Aklis et al., 2015).

Piston merupakan komponen esensial pada mesin pembakaran internal yang berperan menekan udara atau campuran udara-bahan bakar ke dalam ruang bakar serta menahan tekanan tinggi dari pembakaran untuk menghasilkan tenaga mekanis. Komponen ini harus dirancang ringan guna mendukung putaran mesin tinggi, namun kuat menahan beban termal dan tekanan ekstrem agar tahan lama. Dalam penelitian ini penulis melakukan modifikasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) yang juga dikenal sebagai *Tapered-Bottom*, merupakan pengembangan fundamental yang menjembatani kesenjangan antara desain lama dan modern. TPBG memiliki mangkuk piston berbentuk seperti torus atau cincin dengan dasar yang mengerucut, desain ini diciptakan untuk mengatsi kelemahan desain sebelumnya, yaitu mempertahankan dan mengarahkan pusaran udara (*swirl*) secara lebih efektif di dalam mangkuk. TPBG memberikan fondasi desain yang kuat untuk memanfaatkan secara maksimal tekanan injeksi yang semakin tinggi di era mesin diesel modern (Aklis et al., 2015).

Di era sekarang modifikasi komponen mesin sedang ramai digunakan, salah satunya modifikasi model piston dan juga modifikasi panjang *intake manifold* model. Tujuannya selain meningkatkan kinerja mesin, modifikasi modifikasi tersebut dilakukan untuk mengurangi konsumsi bahan bakar juga.

Penelitian ini membahas tentang optimasi unjuk kerja dari modifikasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dengan variasi panjang *intake manifold* 32 cm, 42 cm dan 52 cm pada 2000, 3000 watt dan 4000 watt dengan melakukan pengujian motor diesel 1 silinder yang ada di Laboratorium motor bakar Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dipaparkan diatas, maka rumusan masalah dalam penelitian ini yaitu :

1. Bagaimana cara menentukan variasi panjang *intake manifold* terhadap unjuk kerja mesin diesel empat langkah?
2. Bagaimana perbandingan unjuk kerja motor diesel meliputi daya, torsi, dan konsumsi bahan bakar yang dihasilkan dari penggunaan *Toroidal Piston Bowl Geometry* dan piston standart terhadap modifikasi panjang *intake manifold* ?
3. Bagaimana cara menentukan nilai konsumsi bahan bakar paling rendah berdasarkan engine fuel map ?

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan rumusan masalah tersebut, maka didapatkan tujuan penelitian ini yaitu :

1. Mengetahui panjang *intake manifold* yang akan di variasikan.
2. Mengetahui perbandingan unjuk kerja motor diesel meliputi daya, torsi, dan konsumsi bahan bakar yang dihasilkan dari penggunaan *Toroidal Piston Bowl Geometry* dan piston standart terhadap variasi panjang *intake manifold*?
3. Menganalisa pengaruh variasi panjang *intake manifold* 32 cm, 42 cm dan 52 cm terhadap daya yang keluar dari mesin diesel satu silinder.
4. Mengetahui kinerja motor diesel melalui *Diesel Engine Maps*.

1.4 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diperoleh dalam penelitian :

1. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh variasi panjang *intake manifold* serta modifikasi geometri piston *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) terhadap karakteristik proses pembakaran pada mesin diesel. Analisis difokuskan pada

perubahan pola aliran udara, tingkat turbulensi (*swirl* dan *tumble*), serta kualitas pencampuran udara-bahan bakar di dalam ruang bakar. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menentukan parameter desain yang optimal guna meningkatkan efisiensi pembakaran, yang selanjutnya berdampak pada peningkatan performa mesin diesel, khususnya pada output daya dan torsi.

2. Penelitian ini dapat dimanfaatkan untuk mengoptimalkan konfigurasi *intake manifold* dalam mengatur karakteristik aliran udara masuk ke ruang bakar. Optimasi tersebut berpengaruh terhadap peningkatan homogenitas pencampuran udara dan bahan bakar serta intensitas turbulensi di dalam ruang pembakaran, sehingga proses pembakaran ini berdampak langsung pada penurunan konsumsi bahan bakar spesifik (*Brake Specific Fuel Consumption*), yang pada akhirnya berkontribusi terhadap pengurangan biaya operasional, khususnya pada aplikasi mesin diesel di sektor transportasi.
3. Penelitian ini dapat memberikan pemahaman mengenai pengaruh desain geometri piston terhadap ketahanan komponen mesin diesel. Modifikasi desain piston yang tepat dapat menghasilkan proses pembakaran yang lebih terkontrol dan merata di dalam ruang bakar, sehingga menurunkan beban termal dan mekanis pada komponen utama mesin seperti piston, dinding silinder, dan sistem injeksi bahan bakar. Kondisi tersebut berkontribusi pada pengurangan keausan komponen serta peningkatan umur pakai mesin diesel secara keseluruhan.

1.5 Batasan Masalah

Pada penelitian ini terdapat batasan masalah antara lain :

1. Penelitian ini hanya akan menghitung daya dan torsi yang dihasilkan dari piston standart dan modifikasi piston (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) TPBG.

2. Penelitian ini terbatas pada mesin diesel 4 langkah dengan modifikasi *intake manifold*.
3. Penelitian ini fokus pada efisiensi bahan bakar. Parameter lain seperti emisi gas buang dan biaya operasional tidak menjadi fokus utama.
4. Penelitian ini hanya menggunakan satu bahan bakar yaitu biosolar.

Alat dan waktu yang tersedia untuk penelitian ini terbatas, sehingga beberapa variable mungkin tidak dapat dianalisis secara mendalam.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Peneliti Terdahulu

Tabel 2. 1 Peneliti Terdahulu

No.	Peneliti	Tahun	Judul	Deskripsi
1.	(Aklis et al., 2015)	2015	Pengaruh Bentuk Runner <i>Intake manifold</i> Terhadap Pola Aliran Fluida Dengan Menggunakan Computational Fluid Dynamic	Peneliti ini menganalisis pengaruh modifikasi piston terhadap performa mesin diesel satu silinder empat langkah berbahan bakar B30 menggunakan metode simulasi. Perbandingan dilakukan antara piston standar dan piston hasil modifikasi dengan variasi diameter serta kedalaman piston crown (TCC) sebesar + 1 mm dan -1 mm dari kondisi normal. Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa perubahan geometri piston berpengaruh terhadap karakteristik pembakaran dan

				unjuk kerja mesin diesel.
2.	(Aliyansyah et al., 2024)	2024	Optimalisasi Kinerja Motor Bakar Empat Langkah Berbahan Bakar Bensin dan Penambahan Water Elektrolisis dengan Katalis KOH	Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh penambahan <i>water electrolysis</i> dengan variasi konsentrasi KOH (3%, 6%, dan 9%) terhadap kinerja dan emisi gas buang motor bakar bensin empat langkah. Pengujian dilakukan pada sepeda motor Honda Revo FI 110 cc menggunakan dynotest dan gas analyzer dengan parameter torsi, daya, konsumsi bahan bakar spesifik (BSFC), serta emisi CO dan HC. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penambahan elektrolisis air, khususnya pada konsentrasi KOH 9%, mampu meningkatkan torsi dan daya, menurunkan konsumsi bahan

				bakar hingga 28,54%, serta secara signifikan mengurangi emisi HC dan CO dibandingkan kondisi standar.
3.	(Annas et al., 2021)	2021	Pengaruh Penggunaan Camshaft Racing dan Knalpot Racing Terhadap Konsumsi Bahan Bakar Sepeda Motor Matic 125CC	Penelitian ini membandingkan <i>intake manifold</i> standar (sudut 80°) dengan modifikasi (sudut 65°) menggunakan simulasi CFD. Hasilnya menunjukkan bahwa model modifikasi menghasilkan aliran udara yang lebih lancar dan menciptakan pusaran (<i>vortex</i>) atau turbulensi yang lebih besar di dalam silinder, sehingga proses pencampuran bahan bakar dan udara menjadi lebih optimal dibandingkan desain standar.
4.	(Cappenberg, 2017)	2017	Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Solar, Biosolar dan Pertamina Dex Terhadap	Penelitian ini menganalisis pengaruh bahan bakar solar, biosolar, dan pertamina dex terhadap performa

			Prestasi Motor Diesel Silinder Tunggal	mesin diesel silinder tunggal. Hasil pengujian menunjukkan bahwa pertamina dex memberikan prestasi mesin terbaik dengan nilai torsi, daya poros, dan efisiensi termal tertinggi, serta konsumsi bahan bakar yang lebih hemat dan ramah lingkungan dibandingkan solar dan biosolar.
5.	(Gocmen & Serhad, 2020)	2020	An <i>intake manifold</i> geometry for enhancement of pressure drop in a diesel engine	Penelitian ini berfokus pada optimasi desain geometri <i>intake manifold</i> pada mesin diesel untuk meminimalkan penurunan tekanan (<i>Pressure drop</i>) dan memastikan distribusi udara yang merata ke setiap silinder. Dengan menggunakan simulasi <i>Computantional Fluid Dynamics</i> (CFD), penelitian ini membandingkan desain standar dengan

				beberapa model modifikasi pada bagian <i>plenum</i> dan <i>runner</i>. Hasil simulasi menunjukkan bahwa perubahan geometri yang tepat menurunkan hambatan aliran udara secara signifikan, sehingga massa udara yang masuk ke ruang bakar menjadi lebih maksimal dan meningkatkan efisiensi volumetrik mesin tanpa perlu melakukan pengujian prototipe yang mahal.
6.	(Han et al., 2014)	2014	Effect of air-fuel mixing quality on characteristics of conventional and low temperature diesel combustion	Penelitian ini menganalisis pengaruh kualitas campuran udara dan bahan bakar terhadap karakteristik pembakaran mesin diesel konvensional dan pembakaran suhu rendah (<i>Low Temperature Combustion</i> atau <i>LTC</i>). Dengan memanipulasi tekanan injeksi dan tekanan intake, hasil penelitian

				menunjukkan bahwa peningkatan kualitas campuran secara signifikan mengurangi emisi gas buang pada kedua rezim pembakaran. Khusus pada sistem LTC, fase pembakaran ditemukan jauh lebih sensitif terhadap kualitas campuran udara-bahan bakar dibandingkan pada pembakaran konvensional.
7.	(Iswantoro & Faris, 2017)	2017	Performance and Nox Investigation on Diesel engine using Cold EGR Spiral Tube : A Review	Penelitian ini mengulas penggunaan sistem <i>Exhaust Gas Recirculation</i> (EGR) tipe <i>cold spiral tube</i> pada mesin diesel Yanmar TF 85-MHDI untuk mengurangi emisi gas buang. Dengan menambahkan sistem pendingin udara pada saluran EGR, massa jenis gas buang yang disirkulasikan kembali ke ruang bakar menjadi lebih padat, yang secara

				efektif menurunkan suhu pembakaran puncak dan secara signifikan mengurangi kadar emisi NOx tanpa menurunkan performa mesin secara drastis.
8.	(Marty, 2014)	2014	Ship energy efficiency study : development and application of an analysis method	Penelitian ini berfokus pada pengembangan metode analisis untuk meningkatkan efisiensi energi pada kapal laut. Studi ini mengintegrasikan pemodelan sistem propulsi, termasuk mesin diesel dan interaksinya dengan beban propeller, untuk mengidentifikasi potensi penghematan bahan bakar. Hasilnya menekankan pentingnya optimalisasi operasional dan manajemen energi secara sistemik guna mengurangi konsumsi bahan bakar total

				serta emisi gas buang di sektor maritim.
9.	(Milojevi, 2025)	2025	Analytical Characterization of Thermal Efficiency and Emissions from a Diesel and Biodiesel and Its Significance for Logistics Management	Penelitian ini menganalisis karakteristik efisiensi termal dan emisi gas buang pada mesin diesel yang menggunakan bahan bakar diesel murni dan biodiesel. Melalui pendekatan analitis, studi ini menunjukkan bahwa penggunaan biodiesel dapat memengaruhi efisiensi pembakaran dan secara signifikan mengubah profil emisi mesin. Hasil penelitian ini bertujuan untuk memberikan landasan teknis dalam optimalisasi manajemen logistik yang lebih berkelanjutan dengan memanfaatkan bahan bakar alternatif yang lebih ramah lingkungan.
10.	(Zainuri et al., 2022)	2022	Performa Kendaraan Konversi	Penelitian ini menganalisis performa kendaraan

			Listrik melalui Pengujian Dynotest	hasil konversi dari mesin bensin menjadi pengeerak listrik melalui pengujian <i>dynotest</i> . Hasil pengujian menunjukkan bahwa kendaraan listrik hasil konversi mampu menghasilkan torsi yang responsif sejak putaran awal, namun efisiensi sistem dipengaruhi secara signifikan oleh manajemen daya baterai dan karakteristik beban jalan. Studi ini memberikan data teknis mengenai perbandingan daya teoritis dan daya aktual sebagai acuan pengembangan kendaraan listrik yang lebih strategis dan efisien.
--	--	--	--	---

2.2 Motor Diesel

Motor diesel merupakan salah satu jenis motor bakar dalam (*Internal Combustion Engine*) yang memiliki prinsip kerja berbeda dibandingkan dengan motor bensin. Perbedaan utama terletak pada sistem pembakaran bahan bakarnya. Pada motor bensin, proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar dipicu

oleh percikan bunga api dari busi (*Spark Ignition*), sedangkan pada motor diesel pembakaran terjadi secara spontan akibat suhu dan tekanan udara hasil kompresi yang tinggi (*Compression Ignition*) (Annas et al., 2021).

Prinsip kerja motor diesel diawali dengan masuknya udara murni ke dalam silinder pada langkah hisap. Udara tersebut kemudian di kompresi pada langkah kompresi hingga mencapai tekanan dan temperatur yang sangat tinggi. Ketika piston berada beberapa derajat sebelum titik mati atas (TMA), bahan bakar solar diinjeksikan ke dalam ruang bakar dalam bentuk kabut halus. Karena udara hasil kompresi telah memiliki suhu dan tekanan yang cukup tinggi, bahan bakar akan terbakar dengan tersendirinya tanpa memerlukan bantuan sistem pengapian. Oleh sebab itu, motor diesel dikenal sebagai (*compression ignition engine*) (Annas et al., 2021).

Untuk memastikan terjadinya pembakaran spontan, motor diesel diranvang memiliki rasio kompresi yang lebih tinggi dibandingkan motor bensin. Tekanan kompresi pada motor diesel umumnya mencapai sekitar 30-45 kg/cm², sehingga temperatur udara hasil kompresi dapat mencapai ± 500 °C. Kondisi tersebut memungkinkan bahan bakar solar terbakar secara otomatis saat diinjeksikan ke dalam ruang bakar. Rasio kompresi motor diesel biasanya berkisar hingga 25:1, jauh lebih tinggi dibandingkan motor bensin yang umumnya hanya berkisar 8:1 hingga 11:1. Rasio kompresi yang tinggi ini berpengaruh langsung terhadap efisiensi termal mesin, sehingga motor diesel dikenal memiliki efisiensi bahan bakar yang lebih baik (Annas et al., 2021).

Berdasarkan siklus kerjanya, motor diesel dibedakan menjadi dua jenis, yaitu motor diesel dua langkah dan motor diesel empat langkah. Motor diesel empat langkah lebih banyak digunakan karena memiliki proses pembakaran yang lebih stabil, efisiensi yang baik, serta konstruksi yang relatif sederhana.

Tingginya rasio kompresi pada motor diesel menyebabkan gaya yang dibutuhkan untuk memutar poros engkol menjadi lebih besar, terutama pada saat

awal pengoperasian mesin. Oleh karena itu, motor diesel memerlukan sistem pemutar awal (*starter*) dengan daya yang lebih besar serta dukungan baterai berkapasitas tinggi. Selain itu, konstruksi komponen utama seperti piston, batang penghubung (*connecting rod*), dan poros engkol harus dirancang lebih kuat untuk menahan tekanan dan beban mekanis yang tinggi selama proses pembakaran.

Selain itu motor diesel memiliki efisiensi panas yang sangat tinggi, hemat konsumsi bahan bakar, memiliki kecepatan lebih rendah dibanding mesin bensin, getarannya sangat besar dan agak berisik, momen yang didapatkan lebih besar, sehingga motor ini umumnya digunakan pada kendaraan penumpang, niaga dan sebagai motor penggerak lainnya. Terdapat beberapa klasifikasi motor bakar adalah sebagai berikut :

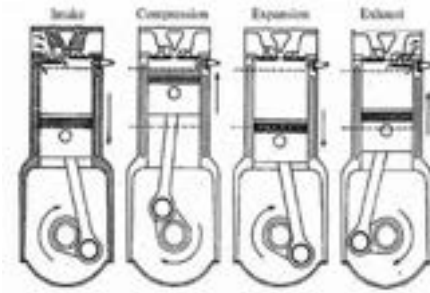
1. Motor pembakaran luar, proses pembakarannya terjadi di luar mesin antara lain:
 - Mesin uap
 - Turbin gas
 - Turbin uap
2. Motor pembakaran dalam, proses pembakarannya terjadi di dalam ruang pembakaran antara lain :
 - Mesin diesel
 - Motor bensin
 - Motor bakar torak

2.3 Motor Diesel 4 Langkah

Siklus kerja motor bakar empat langkah terdiri dari langkah hisap, langkah kompresi, langkah usaha, dan langkah buang. Satu siklus kerja motor empat langkah diselesaikan dalam dua kali putaran poros engkol. Oleh karena itu, mekanisme penggerak katup seperti poros nok (*camshaft*) serta sistem injeksi bahan bakar harus bekerja pada setengah kecepatan putaran poros engkol, yang diperoleh melalui sistem roda gigi atau rantai timing. Pada saat langkah usaha, energi hasil pembakaran di dalam silinder diubah menjadi energi mekanik dan disimpan

sementara pada roda gila (*flywheel*). Energi yang tersimpan tersebut berfungsi untuk menjaga putaran mesin tetap stabil serta membantu menjalankan tiga langkah lainnya, yaitu langkah hisap, kompresi, dan buang.

Untuk lebih jelasnya dapat diuraikan sebagai berikut :



Gambar 2. 1 Langkah kerja mesin 4 langkah

Sumber : (Piltan, 2011)

1. Langkah Hisap

Pada langkah hisap, piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB). Katup hisap dalam kondisi terbuka, sedangkan katup buang tertutup. Pergerakan piston ke bawah menyebabkan tekanan di dalam silinder menurun (lebih rendah dari tekanan atmosfer), sehingga terjadi proses pengisian silinder. Campuran udara dan bahan bakar terhisap masuk ke dalam ruang bakar melalui katup hisap hingga silinder terisi.

2. Langkah Kompresi

Pada langkah kompresi, piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup hisap dan katup buang berada dalam kondisi tertutup. Campuran udara dan bahan bakar yang telah masuk ke dalam silinder ditekan oleh piston sehingga volumenya berkurang. Proses kompresi ini menyebabkan kenaikan tekanan dan temperatur campuran, yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dan mempermudah terjadinya proses pembakaran pada langkah berikutnya.

3. Langkah Usaha (Langkah Kerja)

Pada langkah usaha, piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB) dengan kedua katup (hisap dan buang) tetap tertutup. Sesaat sebelum piston mencapai TMA, busi menghasilkan percikan api yang memicu pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam ruang bakar. Proses pembakaran berlangsung cepat dan menghasilkan tekanan serta temperatur yang sangat tinggi. Tekanan tersebut mendorong piston ke bawah sehingga menghasilkan gaya yang diteruskan ke poros engkol sebagai tenaga mekanik atau daya keluaran mesin.

4. Langkah Buang

Pada langkah buang, piston bergerak dari titik mati bawah (TMB) menuju titik mati atas (TMA). Katup hisap tertutup, sedangkan katup buang terbuka. Gerakan piston ke atas mendorong gas-gas sisa hasil pembakaran keluar dari dalam silinder melalui katup buang. Proses ini bertujuan untuk membersihkan ruang bakar pada siklus berikutnya.

2.4 Intake manifold

Intake manifold adalah komponen pada sistem pemasukan mesin yang berfungsi menyalurkan udara atau campuran udara dan bahan bakar dari *throttle body* atau karburator menuju ke masing-masing silinder. *Intake manifold* dirancang sedemikian rupa agar aliran udara merata ke setiap silinder sehingga proses pembakaran dapat berlangsung secara optimal dan efisien. Cara kerja *intake manifold* yaitu sebagai berikut :

1. Udara masuk dari filter udara

Udara luar terlebih dahulu disaring oleh filter udara untuk menghilangkan debu dan kotoran sebelum masuk ke sistem pemasukan.

2. Udara mengalir ke saluran *intake*

Setelah melewati filter, udara mengalir menuju *intake manifold*. Pada mesin diesel konvensional, aliran udara tidak diatur

oleh *throttle valve* seperti pada mesin bensin, sehingga udara masuk sesuai kebutuhan mesin.

3. Distribusi udara di *Intake manifold*

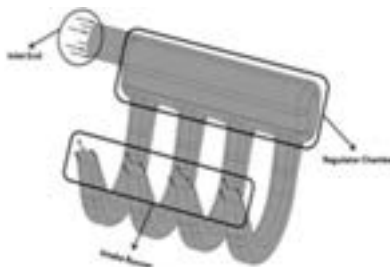
Intake manifold menyalurkan udara ke masing-masing silinder melalui saluran (*runner*). Desain saluran dibuat untuk menghasilkan aliran udara yang merata serta membentuk *swirl* di dalam silinder guna meningkatkan kualitas pembakaran.

4. Masuk ke silinder melalui katup hisap

Saat piston bergerak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) pada langkah hisap dan katup hisap terbuka, udara dari *intake manifold* masuk ke dalam ruang bakar.

5. Udara dikompresi di dalam silinder

Setelah katup hisap menutup, udara yang telah masuk dikompresi pada langkah kompresi hingga mencapai tekanan dan temperatur tinggi. Kondisi ini memungkinkan bahan bakar solar yang disemprotkan oleh injektor dapat terbakar sendiri (*auto ignition*) tanpa memerlukan busi.



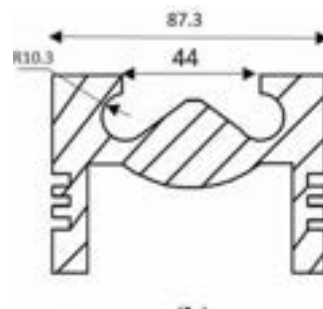
Gambar 2. 2 *Intake manifold*

Sumber : (Ruqaiyah et al., 2023)

2.5 *Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)*

Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG) adalah bentuk geometri ruang bakar pada kepala piston mesin diesel yang memiliki cekungan berbentuk toroidal (seperti cincin melingkar). Geometri ini dirancang untuk mengendalikan aliran

udara dan proses pencampuran bahan bakar di dalam silinder. Secara teknis, TPBG bekerja dengan memanfaatkan *swirl* dan *squish* udara saat piston mendekati titik mati atas (TMA). Udara yang terkompresi diarahkan ke dalam *Bowl toroidal* sehingga terbentuk turbulensi tinggi. Ketika bahan bakar disemprotkan oleh injektor, butiran bahan bakar akan bercampur lebih merata dengan udara panas di dalam *bowl*, sehingga proses pembakaran menjadi lebih cepat dan stabil. Penggunaan TPBG bertujuan untuk meningkatkan efisiensi pembakaran, menurunkan konsumsi bahan bakar, serta mengurangi emisi gas buang seperti asap dan partikulat. Geometri ini banyak digunakan pada mesin diesel modern karena mampu menghasilkan pembakaran yang lebih sempurna pada berbagai kondisi beban dan putaran mesin.



Gambar 2. 3 Toroidal Piston Bowl Geometry (TPBG)

Sumber : (Abdelrazek et al., 2022)

2.6 Biosolar

Biosolar merupakan bahan bakar alternatif yang efektif sebagai pengganti solar konvensional. Biosolar termasuk sumber energi terbarukan karena berasal dari minyak nabati maupun lemak hewani. Secara kimia, biosolar terdiri dari *monoalkyl ester* yang merupakan rantai panjang asam lemak. Proses transesterifikasi digunakan untuk mengubah minyak atau lemak dasar menjadi ester yang diinginkan sekaligus menghilangkan asam lemak bebas. Biosolar memiliki karakteristik pembakaran yang hampir sama dengan solar, tidak mengandung nitrogen atau senyawa aromatik, dan kadar sulfurnya sangat rendah, sekitar 15 ppm. Selain itu, biosolar mengandung ± 11 % oksigen berdasarkan berat, sehingga nilai

kalor rendah (LHV) sedikit lebih rendah dibanding solar, namun kandungan oksigen ini membantu menurunkan emisi gas buang seperti CO, HC, partikel padat (PM), dan jelaga. Bilangan cetana biosolar berkisar 48, menunjukkan kemampuan penyalaan diri yang baik pada mesin diesel.

Selain dapat digunakan langsung, biosolar dapat dicampur dengan solar minyak diesel lainnya dengan tujuan mengubah karakteristiknya agar sesuai dengan kebutuhan. (Cappenberg, 2017)

2.7 Rumusan Perhitungan

2.7.1 Perhitungan Daya Motor Diesel

Daya yang dihasilkan dari pembakaran di dalam silinder disebut daya indikator. Daya ini diteruskan ke piston yang bergerak bolak-balik, sehingga terjadi konversi energi dari energi kimia bahan bakar menjadi energi mekanik. Besarnya daya mesin 4 langkah dapat dihitung menggunakan rumus : (Iswantoro & Faris, 2017)

$$P = \frac{\sqrt{3} \times V \times I \times \cos \theta}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \quad (2.1)$$

Dimana :

P = Daya (Watt)

V = Tegangan (Volt)

I = Ampere (A)

$\cos \theta = 0.8$

η_{gen} = Efisiensi mekanisme getaran generator (0.9)

η_{trnsn} = Efisiensi transmisi (0.95)

Jika perhitungan daya ini tidak seimbang hasil tegangan dan hasil arus maka perhitungan per fasa dijumlah lalu dibagi dengan efisiensi dengan generator x efisiensi transmisi digunakan persamaan perhitungan sebagai berikut :

$$P = \frac{P_1 + P_2 + P_3}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} \quad (2.2)$$

P1 = Percobaan 1

P2 = Percobaan 2

P3 = Percobaan 3

$\eta_{generator}$ = 0,9

$\eta_{transmisi}$ = 0,95

2.7.2 Perhitungan Torsi Motor Diesel

Torsi adalah gaya yang menyebabkan suatu benda berputar di sekitar porosnya. Dalam mekanika, torsi juga disebut momen puntir atau momen gaya, dan besarnya merupakan hasil kali antara gaya yang bekerja dengan jarak tegak lurusnya dari sumbu putar. Untuk menghitung torsi dapat digunakan rumus sebagai berikut (Iswantoro & Faris, 2017) :

$$T = \frac{P \times 60 \times 1000}{2\pi \times RPM} \quad (2.3)$$

Dimana :

T = Torsi (N.m)

P = Daya (Watt)

n (RPM) = Putaran mesin (*revolutions per minute*)

2π = Konversi dari putaran ke radian

60 = Konversi dari menit ke detik

2.7.3 Break Spesific Fuel Consumption (BSFC)

Menurut (Aliyansyah et al., 2024) persamaan untuk mencari konsumsi bahan bakar :

$$FCR = \frac{V \times \rho}{t} \quad (2.4)$$

Keterangan :

FCR = Laju bahan bakar (gr/h)

V = Volume bahan bakar (m³)

ρ = Massa jenis bahan bakar (gr/m³)
 t = Waktu yang diperlukan menghabiskan bahan bakar (detik)

$$bsfc = \frac{FCR}{P} \quad (2.5)$$

Dimana :

$Bsfc$ = Konsumsi spesifikasi bahan bakar (gr/kWh)

FCR = Laju bahan bakar (gr/h)

P = Daya generator (kW)

2.7.4 *Brake Mean Effective Pressure (BMEP)*

Proses pembakaran campuran udara dan bahan bakar di dalam silinder menghasilkan tekanan gas yang bekerja pada piston sehingga piston melakukan langkah kerja. Tekanan yang terjadi tidak bernilai tetap, melainkan berubah-ubah sepanjang gerakan piston. Untuk mempermudah analisis, tekanan tersebut dapat digantikan dengan suatu tekanan konstan yang secara teoritis menghasilkan kerja yang sama selama satu langkah piston. Tekanan konstan inilah yang disebut sebagai tekanan efektif rata-rata. *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) merupakan tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston dan menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif mesin. Perumusan BMEP dinyatakan sebagai berikut (Sita & Sudarmanta, 2017) :

$$Bmep = \frac{P \times z \times 60}{A \times l \times n \times i} \text{ (Mpa)} \quad (2.6)$$

Dimana:

P = Daya poros mesin (Watt)

A = Luas Penampang piston (m²)

L = Panjang langkah piston (m)

i = Jumlah silinder

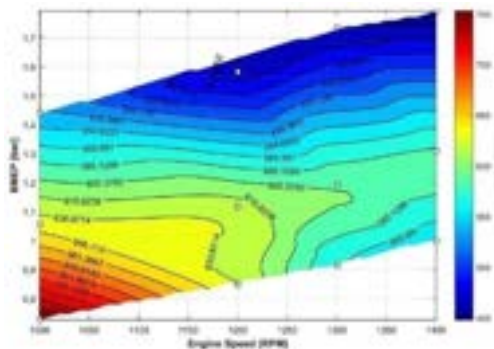
n = Putaran mesin diesel (RPM)

z = 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

2.7.5 Engine Fuel Map

Engine fuel map adalah tabel atau matriks data yang tersimpan di dalam sistem manajemen mesin (*Engine Control Unit / ECU*) dan berfungsi untuk menentukan jumlah bahan bakar yang disuntikkan ke dalam mesin pada berbagai kondisi operasi. Fuel maps disusun berdasarkan beberapa parameter utama, seperti putaran mesin (RPM), beban mesin, posisi throttle, serta suhu udara masuk.

Fungsi utama fuel maps adalah mengatur suplai bahan bakar agar sesuai dengan kebutuhan mesin pada setiap kondisi kerja, seperti saat akselerasi, kecepatan konstan, maupun deselerasi. Pengaturan bahan bakar yang tepat melalui fuel maps memungkinkan proses pembakaran berlangsung lebih optimal, sehingga dapat meningkatkan efisiensi bahan bakar, menurunkan emisi gas buang, dan memperbaiki performa mesin secara keseluruhan.



Gambar 2. 4 Engine Fuel Map

Sumber : (Kurniasari, 2025)

Langkah-langkah membuat Diesel Engine Fuel Map sebagai berikut:

1. Membuat tabel data yang berisi parameter-parameter mesin yang diukur, seperti putaran mesin, dan konsumsi bahan bakar.
2. Menggunakan software seperti MATLAB, Excel, atau software khusus untuk membuat fuel map.

3. Membuat grafik yang menampilkan hubungan antara parameter-parameter mesin, seperti grafik konsumsi bahan bakar dengan putaran mesin.
4. Menginterpretasikan data yang diperoleh untuk mengetahui pola konsumsi bahan bakar mesin diesel.

BAB III

METODE PENELITIAN

Metode penelitian merupakan rangkaian langkah sistematis dan terstruktur yang digunakan untuk memperoleh data yang relevan dan akurat sesuai dengan tujuan penelitian. Metodologi ini mencakup penentuan metode pengujian, variabel penelitian, serta teknik pengumpulan data. Penyusunan metodologi penelitian yang jelas dan terperinci sangat penting agar proses penelitian dapat dipahami dengan baik, mudah direplikasi, serta menghasilkan data yang valid dan dapat dipertanggungjawabkan secara ilmiah

3.1 Sumber Data

Sumber data yang diperlukan merupakan data primer dan data sekunder. Dalam penelitian ini data pprimer diperoleh dari observasi ke Kepala bengkel motor bakar dan dosen bengkel motor bakar. Data sekunder diperoleh dari data data spesifikasi *project guide* mesin diesel 4 langkah *ZH1115N* dan *Generator* Mindong *STC – 5 (3 phase)*.

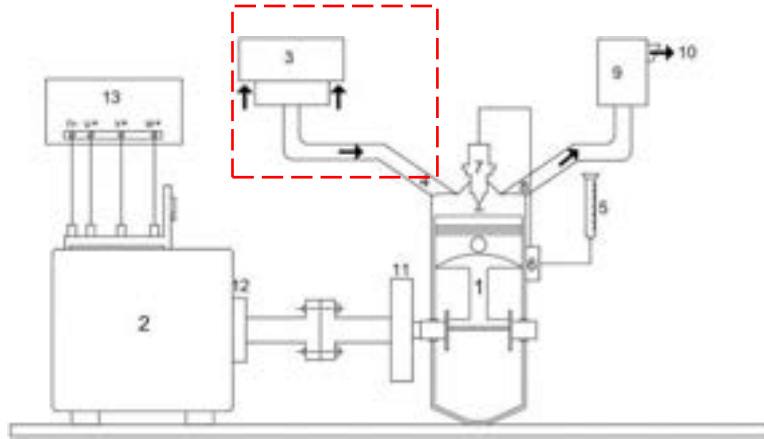
3.2 Variabel Penelitian

Variabel penelitian merupakan faktor yang mempengaruhi hasil dan analisis dalam penelitian. Pada penelitian ini ada beberapa variabel yang digunakan untuk menyelesaikan tugas akhir ini, yaitu :

1. Variabel perlakuan, yaitu parameter yang sengaja divariasikan selama pengujian, meliputi putaran mesin dengan satuan *revollutions per minute* (rpm) dan beban kerja dengan satuan Watt (W).
2. Variabel respons, yaitu parameter yang diukur untuk mengevaluasi unjuk kerja mesin diesel selama pengujian, meliputi tegangan listrik (V), kuat arus listrik (I), serta waktu yang dibutuhkan mesin untuk menghabiskan bahan bakar sebanyak 25 ml dengan satuan detik (s).

3.3 Skematik Motor Diesel & Generator

Berikut merupakan skematik motor diesel dan generator yang akan digunakan pada pengujian yang akan dilakukan :



Gambar 3. 1 Skematik motor diesel & Generator

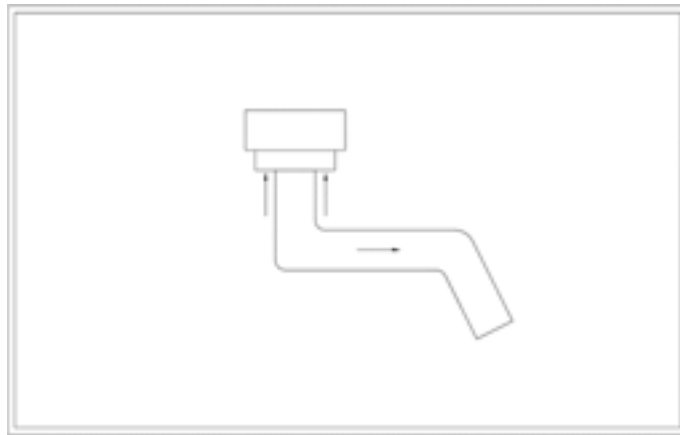
Keterangan:

- | | |
|----------------------------|------------------------|
| 1. Diesel Jiandong ZH1115N | 8. Exhaust manifold |
| 2. Generator | 9. Muffler |
| 3. Air filter | 10. Exhaust gas escape |
| 4. Intake manifold | 11. Flywheel |
| 5. Gelas ukur | 12. Poros generator |
| 6. Fuel pump | 13. Panel pembebanan |
| 7. Injector | |

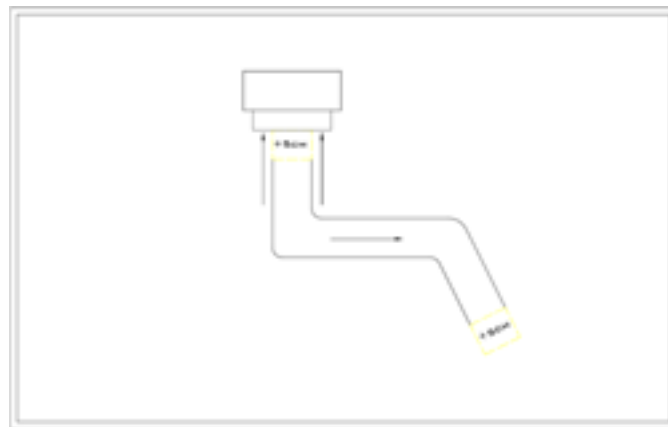
Pada Skematik ini difokuskan pada bagian *manifold* hisap yang akan di variasikan dan dapat dilihat pada tabel dan gambar dibawah ini :

Tabel 3. 1 Skematik ukuran variasi *intake manifold*

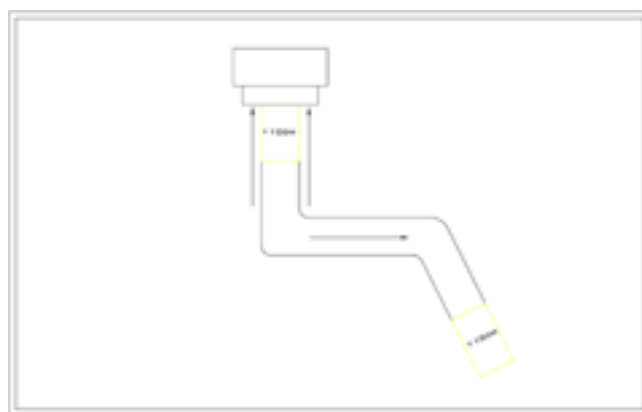
Ukuran variasi <i>intake manifold</i>	Panjang (in)	Panjang (ex)
32 cm	0 cm	0 cm
42 cm	+5 cm	+5 cm
52 cm	+10 cm	+10 cm



Gambar 3. 2 Skematik modifikasi *intake manifold* 32 cm (standart)



Gambar 3. 3 Skematik modifikasi *intake manifold* 42 cm



Gambar 3. 4 Skematik modifikasi *intake manifold* 52 cm

3.4 Data Motor Diesel ZH1115N

Tabel 3. 2 Skematik motor diesel & generator

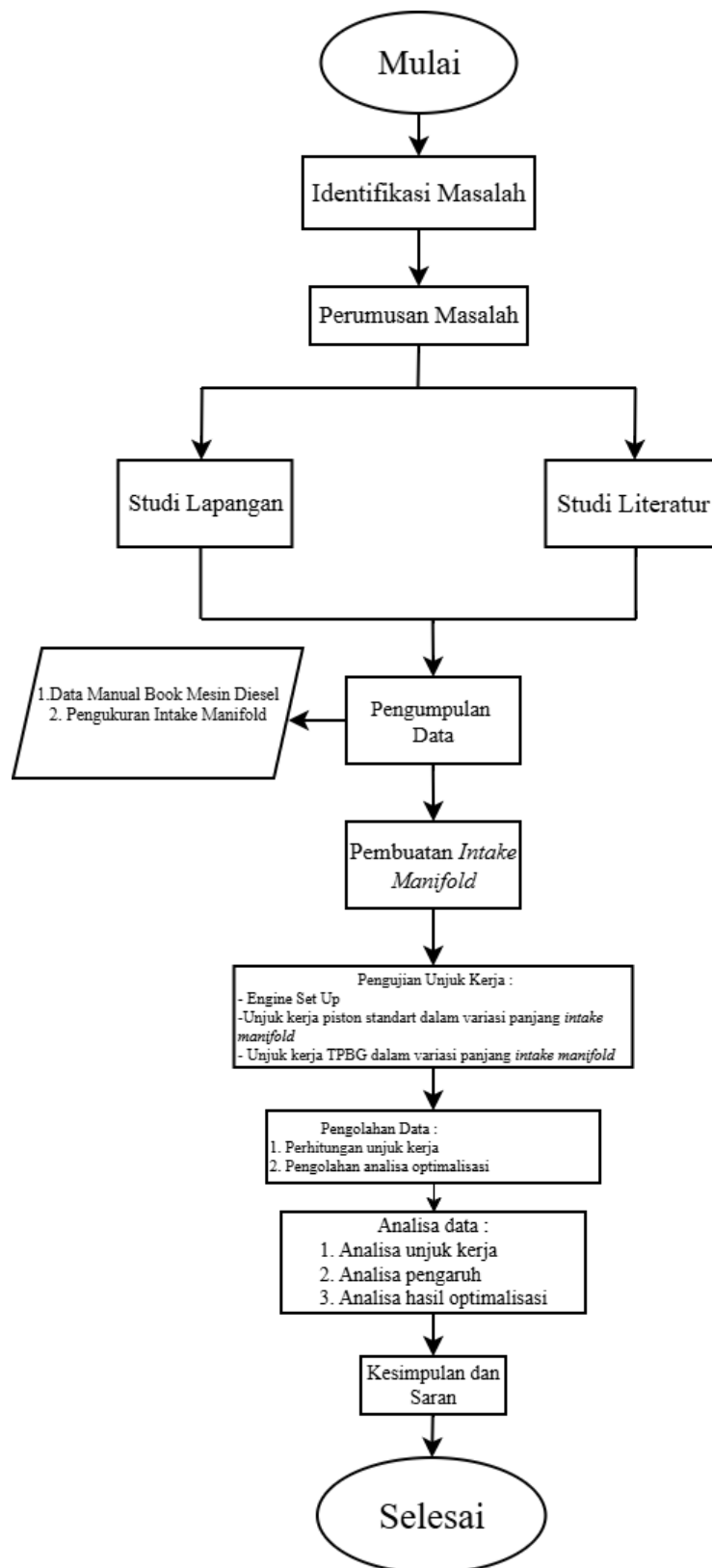
Item	Spesification
<i>Model</i>	Jiandong ZH1115N
<i>Type</i>	Single-cylinder, horizontal and four stroke
<i>Output</i>	24 HP/2200 Rpm
<i>Type og combustion chamber</i>	Direct injection
<i>Cylinder bore</i>	115 mm
<i>Piston stroke</i>	115 mm
<i>Piston displacement</i>	1195 L
<i>Average effective pressure</i>	8,44 m/s
<i>Compression ratio</i>	17:1
<i>Rated Power</i>	14,7 kW/2200 Rpm
<i>Avarage effective pressure</i>	739,75 Kpa
<i>Feul consumption ratio</i>	< 238g/kW.h
<i>Oil consumption ratio</i>	< 1,47 g/kW.h
<i>Injection pressure</i>	18,13 ± 0,49 Mpa (185 ± 5kgf/cm ²)
<i>Cooling system</i>	Radiator
<i>Lubricating system</i>	Combined pressure and splash
<i>Startinng system</i>	Hand cranking
<i>Net weight</i>	180 kg
<i>Outline dimension (LxWxH)</i>	900 x 450 x 750 mm
<i>Valve gaps (cold state)</i>	Intake valve 0,35 ± 0,05 mm Exhaust valve 0,45 ± 0,05 mm
<i>Type of injector</i>	PF68S19
<i>Type of injector couple</i>	ZCK154S432A
<i>Type of injector pump</i>	AKModle, single-piece and separable rotor type
<i>Oil rotor type</i>	Rotor type
<i>Diesel oil filter body model</i>	C0506C Model
<i>Tightening torque of cylinder</i>	274,4-313,6 N.m
<i>Cover nut</i>	
<i>Tightening torque rod nut</i>	78,4-117,6 N.m
<i>Tightening torque of flywheel nut</i>	295-350 N.m

3.5 Data Generator

Tabel 3. 3 Data Generator STC – 5

<i>Generator Specification</i>	
<i>Type</i>	Mindong STC-5 (3 phase0
<i>Outpit</i>	6,3 KVA 5 kW
<i>Voltage</i>	380/660 V
<i>Current</i>	5,5 A
<i>Power factor (cos Ø)</i>	0,8
<i>Speed</i>	1500 Rpm
<i>Frequensi</i>	50 Hz
<i>Pole number</i>	4

3.6 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3. 5 Diagram Alir

3.7 Mulai

Tahap awal pengerjaan tugas akhir yaitu penyusunan proposal tugas akhir sebagai langkah awal dan rencana yang akan dilakukan untuk penelitian tugas akhir.

3.8 Identifikasi Masalah

Pada tahapan ini dilakukan identifikasi serta pencarian permasalahan yang ada di kampus Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dan berdiskusi dengan calon dosen pembimbing, sehingga diperoleh objek serta topik yang siap dikerjakan dalam tugas akhir.

3.9 Rumusan Masalah

Setelah dilakukan identifikasi dan studi literatur, baru dilakukan penyusunan rumusan masalah yaitu dengan permasalahan yang terjadi dilapangan, dilakukan penyelesaian dengan beberapa metode yang dirumuskan di rumusan masalah.

3.10 Studi Lapangan Dan Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini, sejumlah data pendukung serta referensi yang dibutuhkan sebagai penunjang penelitian. Studi lapangan bisa dilakukan dengan wawancara kepada teknisi lab motor bakar kampus Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, bertanya kepada dosen motor bakar sampai dengan melakukan studi lapangan langsung di lab motor bakar milik kampus Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Studi literatur diperoleh dari berbagai sumber seperti buku manual mesin diesel ZH1115N dan manual buku generator STC-5, jurnal tentang penelitian pengaruh modifikasi panjang *manifold* hisap dan unjuk kerja mesin diesel 4 langkah 1 silinder, serta jurnal lainnya yang berkaitan dengan penelitian ini.

3.11 Pengumpulan Data

Data yang diambil adalah data primer dan data sekunder, dimana data primer merupakan data yang didapatkan dari hasil observasi dan wawancara dengan pihak Dosen Motor bakar dan dosen bengkel motor bakar kampus Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, dan data sekunder yang didapat berasal dari data *Manual Book* Mesin Diesel *ZH1115N* dan spesifikasi unit *Generator* *STC – 5*.

3.12 Modifikasi Panjang *Intake manifold*

Tahapan ini merupakan tahapan lanjutan dari pengumpulan data yang telah dilakukan, yaitu modifikasi panjang *manifold* hisap dari ukuran standart dengan ukuran 32 cm (standart), 42 cm, 52 cm.

3.13 Pembuatan Piston TPBG

Tahapan ini merupakan tahapan lanjutan dari pengumpulan data yang telah dilakukan, yaitu dari piston standart dan diubah ke model TPBG dari yang sebelumnya berbentuk *flat*

3.14 Pengujian Unjuk Kerja

Pada tahapan ini merupakan tahapan pengujian yang dilakukan menggunakan piston standard dan piston yang sudah dimodifikasi menjadi TPBG. Pengujian tersebut meliputi : Uji kompetensi variasi, Perhitungan unjuk kerja, dan Pengolahan Analisa. Rangkaian pengujian dan tindak lanjut data dalam penelitian ini dijabarkan ke dalam tiga pilar proses utama, yaitu:

Uji Kompetensi Variasi : Langkah awal untuk menguji ketahanan dan adaptabilitas kedua jenis piston di bawah kondisi operasional yang berubah-ubah (variabel dinamis), guna memperoleh spektrum data yang komprehensif.

Perhitungan Unjuk Kerja : Proses konversi data hasil pengujian mekanis ke dalam rumusan-rumusan teoritis motor bakar untuk mengetahui parameter unjuk kerja mesin secara kuantitatif.

Pengolahan Analisa : Tahap akhir di mana data yang telah dihitung kemudian diinterpretasikan secara mendalam, dikaitkan dengan teori-teori termodinamika dan metalurgi yang relevan, guna menarik kesimpulan yang valid.

Berikut format yang akan digunakan pada penelitian ini :

Tabel 3. 4 Pengujian tabel intake manifold dengan piston standard

Variasi Intake Manifold 32 cm	No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									

Variasi Intake Manifold 42 cm	No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									

Variasi Intake <i>Manifold</i> 52 cm	No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									

Tabel 3. 5 Pengujian tabel *intake manifold* dengan piston TPBG

Tabel 3.51 Pengujian label intake manifold dengan piston 11 DC											
Variasi Intake Manifold 32 cm	No	Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
			Bahan Bakar (ml)	(s)	(V)	(I)	(kW)	(Nm)	(gr/h)	(gr/kWh)	(N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
4	1400										

Variasi Intake Manifold 42 cm	No	Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Daya	Torsi	FCR	BSFC	BMEP
			Bahan Bakar (ml)	(s)	(V)	(I)	(kW)	(Nm)	(gr/h)	(gr/kWh)	(N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
3	1300										
4	1400										

Variasi Intake Manifold 52 cm	No	Rpm	Volume Bahan Bakar (ml)	Waktu (s)	Tegangan (V)	Arus (I)	Daya (kW)	Torsi (Nm)	FCR (gr/h)	BSFC (gr/kWh)	BMEP (N/m ²)
	Beban Lampu 2000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 3000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									
	Beban Lampu 4000 Watt										
	1	1000	25								
	2	1200									
	3	1300									
	4	1400									

3.15 Pengolahan Data

Menganalisis data yang telah dikumpulkan untuk mengetahui pengaruh modifikasi *intake manifold* dan modifikasi piston TPBG menggunakan bahan bakar biosolar terhadap unjuk kerja mesin diesel 4 langkah. Dalam tahap ini dilakukan perhitungan dari data yang telah diperoleh dari hasil pengujian. Tabel data tersebut seperti tabel yang tertera pada Tabel 3.4; Tabel 3.5. Selanjutnya *output* dari penelitian ini setelah mengolah data yaitu membuat tabel dan grafik perbandingan antara performa mesin dan efisiensi bahan bakar pada mesin diesel 4 langkah dengan modifikasi *intake manifold* dan piston TPBG dengan menggunakan bahan bakar biosolar.

3.16 Analisis Data

Setelah dilakukan pengujian maka pada tahapan ini melakukan analisa data yang didapatkan dari hasil pengujian. Analisa tersebut sebagai berikut:

1. Analisis unjuk kerja
2. Analisis pengaruh
3. Analisis hasil optimasi

3.17 Kesimpulan Dan Saran

Pada tahap ini merupakan tahap pengambilan kesimpulan dari hasil pengujian dan analisis dari pengaruh panjang variasi *intake manifold* dengan menggunakan piston standard dan TPBG pada mesin diesel *ZH1115N*. Dan penyampaian saran pada tugas akhir ini.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Melakukan Dan Menentukan Panjang Variasi *Intake manifold*

Penentuan variasi panjang saluran masuk (*Intake manifold*) pada motor diesel tipe ZH1115N didasarkan pada pengukuran dimensi standar manufaktur yang memiliki panjang 32cm. Dari acuan tersebut, dirancang dua variasi panjang saluran dengan menerapkan metode penambahan panjang secara konstan. Variasi pertama dibuat lebih panjang 5 cm dari (*suction*) sisi hisap udara masuk dan (*Discharge*) sisi buang udara masuk dan diperoleh panjang 42 cm. Sementara itu, variasi kedua dibuat lebih panjang sebesar 10 cm dari ukuran standar, sehingga menghasilkan dimensi panjang berturut-turut senilai 42 cm dan 52 cm. Kedua variasi hasil fabrikasi ini selanjutnya digunakan sebagai variabel bebas dalam pengujian karakteristik mesin.



Gambar 4. 1 *Intake manifold* standart 32 cm



Gambar 4. 2 Proses modifikasi *Intake manifold* 42 cm & 52 cm



Gambar 4. 3 Proses pengelasan *Intake manifold* 42 cm



Gambar 4. 4 Proses pengelasan *Intake manifold* 52 cm



Gambar 4. 5 Hasil modifikasi *Intake manifold* 42 cm & 52 cm

4.1.1 Karakteristik Bahan Bakar Biosolar

Biosolar merupakan bahan bakar diesel bersubsidi dengan campuran biodiesel (B30/B35) yang memiliki angka setana sekitar 48-49 dan kandungan sulfur yang relatif tinggi dibandingkan varian non-subsidi, sehingga proses pembakarannya cenderung menghasilkan emisi lebih besar dan efisiensi yang lebih rendah (“LEMIGAS” & Peningkatan, 2020).



Gambar 4. 6 Dokumentasi Bahan Bakar Biosolar

Tabel 4. 1 Tabel karakteristik Biosolar

NO	KARAKTERISTIK	SATUAN	BATASAN SNI		METODE UJI
			MIN	MAX	
1	Angka Setane	-	48	-	ASTM D613
2	Index Setane	-	45	-	ASTM D4737
3	Berat Jenis pada 15°C	Kg/m ³	815	870	ASTM D4052
4	Viskositas pada 40°C	mm ² /s	2.0	4.5	ASTM D445
5	Kandungan sulfurr	%m/m	-	0.351	ASTM D2622
6	Distilasi T90	°C	-	370	ASTM D86
7	Titik Nyala	°C	52	-	ASTM D86

8	Titik Kabut	°C	-	18	ASTM D86
9	Titik Tuang	°C	-	18	ASTM D93
10	Residu Karbon	%m/m	-	0.66	ASTM D97
11	Kandungan Air	Mg/g	-	500	ASTM D4530
12	Kandungan FAME	%v/v	-	207	ASTM D6304
13	Korosi Bilah Tembaga	Merit	-	Kls 1	ASTM D2274
14	Kandungan Abu	%m/m	-	0.01	-
15	Kandungan Sedimen	%m/m	-	0.01	ASTM D4815
16	Bilangan Asam Kuat	Mg KOH/g	-	0	ASTM D130
17	Bilangan Asam Total	Mg KOH/g	-	0.6	ASTM D482
18	Penampilan Visual	-	Jernih dan Terang		
19	Warna	No. ASTM	-	3.0	ASTM D664
20	Lubricity	Micron	45	4608	ASTM D644
21	Kestabilan Oksidasi	Jam	35	-	ASTM D2276

Sumber : (“LEMIGAS” & Peningkatan, 2020)

4.2 Hasil Perhitungan Dari Daya, Torsi, Bsfc, Dan Bmep

Setelah dilakukannya pengujian pada motor diesel didapatkan data meliputi waktu, tegangan, dan arus. Data yang didapatkan tersebut dihitung menggunakan rumus dibawah untuk mendapatkan hasil daya, torsi, bsfc, dan bmep.

1. Rumus untuk menentukan daya :

Diambil contoh variasi *intake manifold* 42 cm piston standar beban 2000 watt, rpm 1000

$$P = \frac{\sqrt{3} X V X I X \cos \emptyset}{\eta_{generator} X \eta_{transmisi}}$$

Dikarenakan perhitungan untuk daya ini tidak seimbang hasil tegangan dan hasil arus maka perhitungan per phasa dijumlah lalu dibagi dengan efisiensi generator x efisiensi transmisi digunakan persamaan perhitungan sebagai berikut:

$$P = \frac{P1 + P2 + P3}{\eta_{generator} X \eta_{transmisi}}$$

$$P1 = \text{Percobaan 1}$$

$$P2 = \text{Percobaan 2}$$

$$P3 = \text{Percobaan 3}$$

$$\eta_{generator} = 0,9$$

$$\eta_{transmisi} = 0,95$$

Maka,

$$\begin{aligned} P1 &= V \times I \\ &= 132 \times 1,4 = 184,8 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P2 &= V \times I \\ &= 123 \times 1,3 = 159,9 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P3 &= V \times I \\ &= 118 \times 2,43 = 286,74 \\ &= 184,8 + 159,9 + 286,74 \\ &= 631,44 \end{aligned}$$

$$P = \frac{631,44}{0,9 \times 0,95}$$

$$P = 680,06 \text{ watt}$$

$$P = 0,68 \text{ kW}$$

2. Rumus untuk menentukan torsi :

Diambil contoh variasi *intake manifold* 42 cm piston standar beban 2000 watt, rpm 1000

$$T = \frac{P \times 60 \times 1000}{2\pi \times Rpm}$$

$$\begin{aligned} T &= P \times 60 \times 1000 / 2 \times 3,14 \times rpm \\ &= 0,68 / 2 \times 1000 / 2 \times 3,14 \times 1000 rpm \\ &= 6,49 \text{ N/m} \end{aligned}$$

3. Rumus menentukan Bsfc :

Diambil contoh variasi *intake manifold* 42 cm piston standar beban 2000 watt, rpm 1000

$$\begin{aligned} FCR &= \text{volume bbm} \times \text{massa jenis solar} / \text{waktu} \times 3600 \\ &= 25 \times 0,82 / 147 \times 3600 \\ FCR &= 502,04 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} BSFC &= \frac{FCR}{P} \\ &= 502,04 / 0,68 \\ &= 738,22 \text{ gr/kWh} \end{aligned}$$

4. Rumus menentukan Bmep :

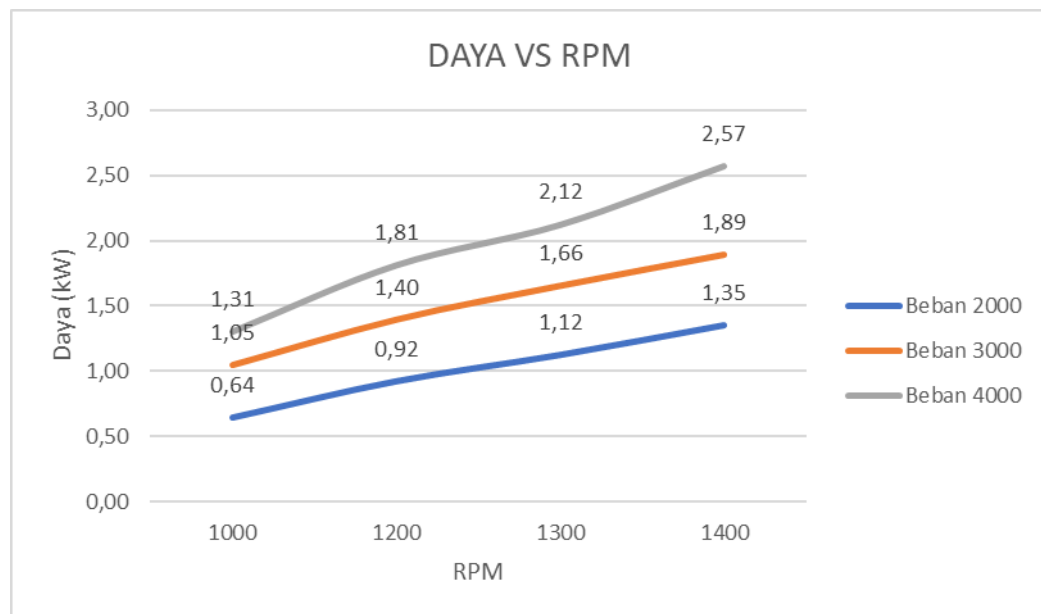
Diambil contoh variasi *intake manifold* 42 cm piston standar beban 2000 watt, rpm 1000

$$\begin{aligned} Bmep &= \frac{P \times Z \times 60}{A \times l \times n \times i} \text{ (Mpa)} \\ &= 680,06 \text{ watt} \times 2 \times 60 \\ &= \text{hasil diatas} / A \times l \times n \times i \\ &= 81608,21 / 0,0104 \times 0,1150 \times 1000 \times 1 \\ &= 68234,29 \text{ Mpa} \\ \text{Bar} &= 68234,29 \text{ Mpa} : 100.000 \\ &= 0,68 \text{ Bar} \end{aligned}$$

4.2.1 Engine Set Up

Sebelum dilakukan pengujian dan pengambilan data utama, dilakukan tahapan pengondisian mesin uji (*engine set up*). Tahapan ini bertujuan untuk memastikan seluruh komponen mesin berada pada kondisi standar operasi yang ditentukan serta menjaga validitas data yang dihasilkan. Dari hasil pengujian di dapatkan data standar pada motor diesel dengan *intake manifold* 32 cm dengan piston standar yang meliputi daya, torsi, BSFC dan BMEP. Berikut grafik yang dapat dilihat pada gambar di bawah ini:

4.2.1.1 Daya VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.



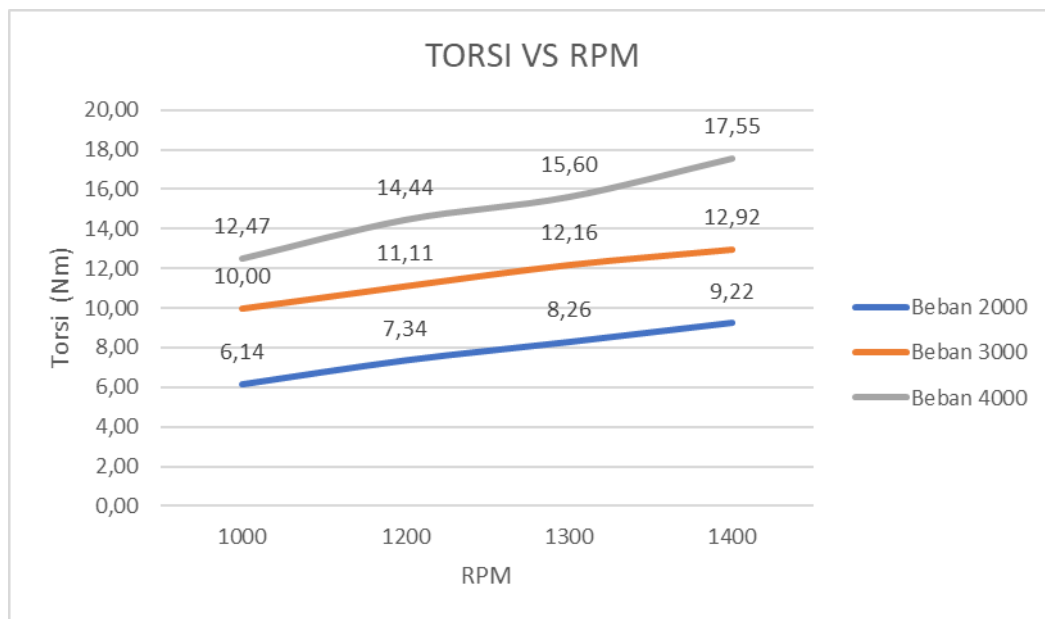
Gambar 4. 7 Daya VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.

Hasil pengujian pada konfigurasi *intake manifold* 32 cm dan piston standar menunjukkan bahwa daya mesin (kW) meningkat secara linier seiring bertambahnya putaran mesin (RPM) dan pembebanan. Pada kondisi Beban 2000, daya terendah tercatat sebesar 0,64 kW pada 1000 RPM, lalu naik menjadi 0,92 kW pada 1200 RPM, 1,12 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 1,35 kW pada 1400 RPM. Untuk Beban 3000, daya meningkat stabil mulai dari 1,05 kW pada 1000 RPM, 1,40 kW pada 1200 RPM, 1,66 kW pada 1300 RPM, hingga 1,89 kW pada 1400 RPM. Sementara itu, nilai tertinggi diperoleh pada Beban 4000 yang menghasilkan

daya sebesar 1,31 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,81 kW pada 1200 RPM, 2,12 kW pada 1300 RPM, dan mencapai puncaknya sebesar 2,57 kW pada 1400 RPM. Hal ini mengindikasikan bahwa kombinasi komponen tersebut mampu mengoptimalkan kinerja mesin seiring meningkatnya beban kerja dan kecepatan putaran.

Analisis komparatif pada pengujian mesin dengan konfigurasi piston standar dan *intake manifold* 32 cm menunjukkan adanya korelasi positif yang signifikan antara peningkatan putaran mesin (RPM) dan pembebanan terhadap daya (kW) yang dihasilkan. Pada putaran terendah yaitu 1000 RPM, perbandingan performa awal menunjukkan kenaikan daya yang linear seiring bertambahnya beban, di mana Beban 2000 menghasilkan daya sebesar 0,64 kW, lalu meningkat menjadi 1,05 kW pada Beban 3000, dan mencapai 1,31 kW pada Beban 4000. Selaras dengan itu, titik puncak performa pada putaran maksimum 1400 RPM juga menunjukkan tren peningkatan yang serupa secara komparatif, dengan perolehan daya masing-masing sebesar 1,35 kW pada Beban 2000, meningkat menjadi 1,89 kW pada Beban 3000, dan memuncak di angka 2,57 kW pada Beban 4000. Karakteristik grafik yang terus menaik tanpa adanya penurunan (*drop*) daya hingga 1400 RPM ini membuktikan bahwa penggunaan *intake manifold* 32 cm berpasangan dengan piston standar sangat efektif dalam menjaga efisiensi volumetrik serta mempertahankan kecepatan aliran (*flow velocity*) campuran udara-bahan bakar yang ideal pada silinder.

4.2.1.2 Torsi VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.



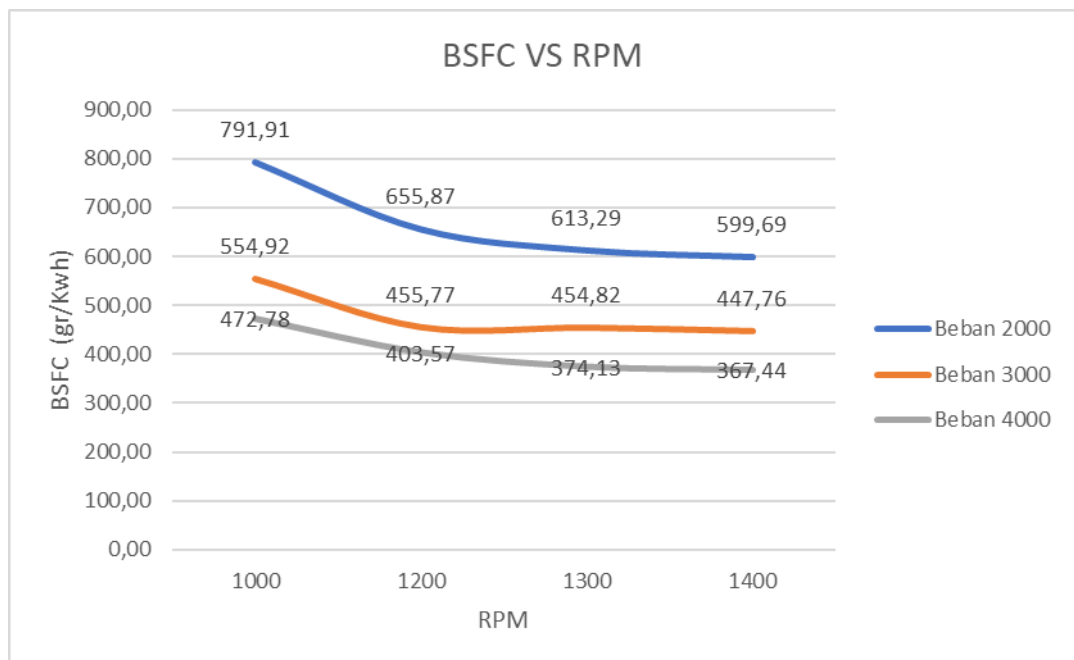
Gambar 4. 8 Torsi VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.

Hasil pengujian karakteristik torsi mesin (Nm) pada konfigurasi *intake manifold* 32 cm dan piston standar menunjukkan tren kenaikan yang linier seiring bertambahnya putaran mesin (RPM) serta pembebanan yang diberikan. Pada pengujian Beban 2000, torsi terkecil tercatat sebesar 6,14 Nm pada 1000 RPM, kemudian meningkat menjadi 7,34 Nm pada 1200 RPM, 8,26 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 9,22 Nm pada 1400 RPM. Untuk kondisi Beban 3000, nilai torsi mengalami kenaikan konstan dimulai dari 10,00 Nm pada 1000 RPM, naik ke angka 11,11 Nm pada 1200 RPM, 12,16 Nm pada 1300 RPM, hingga mencapai 12,92 Nm pada 1400 RPM. Sementara itu, torsi tertinggi diperoleh pada Beban 4000 dengan capaian sebesar 12,47 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 14,44 Nm pada 1200 RPM, 15,60 Nm pada 1300 RPM, dan menyentuh nilai puncak maksimumnya sebesar 17,55 Nm pada putaran 1400 RPM. Peningkatan torsi yang selaras dengan kenaikan RPM dan pembebanan ini mengindikasikan efisiensi tekanan hasil pembakaran di dalam silinder yang bekerja optimal pada kombinasi komponen tersebut.

Analisis komparatif pada pengujian torsi dengan konfigurasi piston standar dan *intake manifold* 32 cm menunjukkan bahwa torsi mesin (Nm) berbanding lurus

dengan peningkatan putaran mesin (RPM) serta beban uji yang diberikan. Pada putaran mesin terendah yaitu 1000 RPM, analisis komparatif performa torsi menunjukkan kenaikan nilai yang signifikan seiring bertambahnya beban, di mana Beban 2000 menghasilkan torsi sebesar 6,14 Nm, meningkat menjadi 10,00 Nm pada Beban 3000, dan mencapai 12,47 Nm pada beban 4000. Begitu pula pada putaran maksimum 1400 RPM, karakteristik torsi terus menanjak dan mencapai nilai tertingginya di setiap variasi beban, dengan rincian 9,22 Nm pada Beban 2000, naik menjadi 12,92 Nm pada beban 3000, dan memuncak secara masif di angka 17,55 Nm pada beban 4000. Karakteristik kurva torsi yang terus naik secara stabil tanpa mengalami penurunan (*drop*) hingga putaran 1400 RPM ini mengonfirmasi bahwa penggunaan *intake manifold* 32 cm pada piston standar mampu menjaga efisiensi pengisian silinder (efisiensi volumetrik) tetap optimal, sehingga tekanan pembakaran di dalam ruang bakar mampu dipertahankan dengan baik pada rentang RPM tersebut. Secara mekanis, peningkatan beban dari 2000 ke 4000 meningkatkan resistansi putar pada poros engkol, yang memaksa terjadinya peningkatan tekanan efektif rata-rata (BMEP) di dalam silinder untuk menjaga kestabilan operasional mesin, sehingga torsi meningkat secara linear. Sebagai kesimpulan, kinerja torsi mesin beroperasi paling optimal pada kondisi beban 4000 di putaran 1400 RPM dengan torsi puncak sebesar 17,55 Nm, sedangkan titik torsi terendah berada pada beban 2000 di putaran 1000 RPM dengan nilai sebesar 6,14 Nm.

4.2.1.3 BSFC VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.



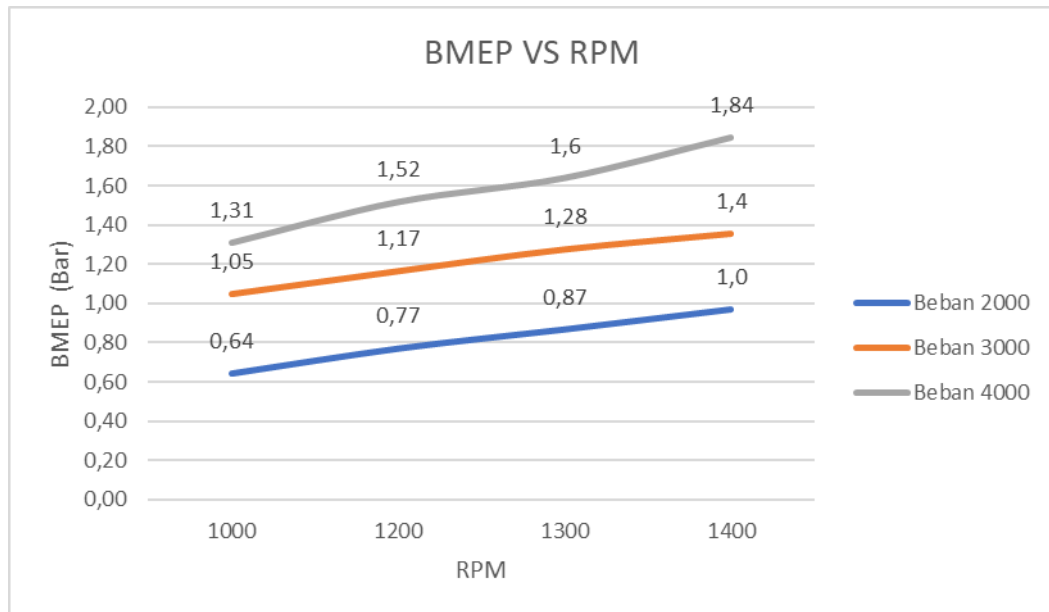
Gambar 4. 9 BSFC VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.

Hasil pengujian nilai *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) dalam satuan gr/kWh pada konfigurasi *intake manifold* 32 cm dan piston standar menunjukkan tren yang berbanding terbalik dengan daya dan torsi, di mana nilai BSFC semakin menurun (lebih hemat) seiring bertambahnya putaran mesin (RPM) dan pembebanan. Pada pengujian Beban 2000, konsumsi bahan bakar spesifik tertinggi berada di angka 791,91 gr/kWh pada 1000 RPM, kemudian turun menjadi 655,87 gr/kWh pada 1200 RPM, 613,29 gr/kWh pada 1300 RPM, dan menyentuh 599,69 gr/kWh pada 1400 RPM. Untuk Beban 3000, nilai BSFC dimulai dari 554,92 gr/kWh pada 1000 RPM, menurun ke 455,77 gr/kWh pada 1200 RPM, sedikit stabil di angka 454,82 gr/kWh pada 1300 RPM, dan mencapai 447,76 gr/kWh pada 1400 RPM. Sementara itu, efisiensi bahan bakar terbaik diperoleh pada Beban 4000 dengan nilai BSFC terendah di setiap tingkatan, dimulai dari 472,78 gr/kWh pada 1000 RPM, turun menjadi 403,57 gr/kWh pada 1200 RPM, 374,13 gr/kWh pada 1300 RPM, hingga mencapai titik paling ekonomis sebesar 367,44 gr/kWh pada 1400 RPM. Penurunan nilai BSFC ini mengindikasikan peningkatan efisiensi termal mesin, di mana campuran udara dan bahan bakar dapat

terbakar secara lebih sempurna menghasilkan daya kerja yang lebih besar pada RPM tinggi dan beban maksimal.

Analisis komparatif pada pengujian BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*) dengan konfigurasi piston standar dan *intake manifold* 32 cm menunjukkan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik berbanding terbalik dengan peningkatan putaran mesin (RPM) dan pembebanan. Pada putaran awal 1000 RPM, nilai BSFC berada pada titik tertingginya di setiap variasi beban, yaitu sebesar 791,91 gr/kWh pada Beban 2000, lalu menurun menjadi 554,92 gr/kWh pada Beban 3000, dan mencapai 472,78 gr/kWh pada Beban 4000. Seiring meningkatnya putaran mesin hingga mencapai 1400 RPM, efisiensi konsumsi bahan bakar mengalami perbaikan yang ditandai dengan penurunan nilai BSFC ke titik terendah pada masing-masing kurva, dengan rincian sebesar 599,69 gr/kWh pada Beban 2000, 447,76 gr/kWh pada Beban 3000, dan mencapai efisiensi paling optimal sebesar 367,44 gr/kWh pada Beban 4000. Karakteristik kurva yang menurun secara konsisten ini mengindikasikan bahwa kombinasi *intake manifold* 32 cm dan piston standar mampu mengoptimalkan kecepatan aliran udara masuk ke dalam silinder pada putaran tinggi, sehingga menghasilkan pencampuran bahan bakar yang lebih homogen serta proses pembakaran yang lebih sempurna. Secara termodinamika, posisi kurva Beban 4000 yang berada paling bawah membuktikan bahwa peningkatan pembebanan akan meningkatkan efisiensi termal mesin, karena persentase kerugian panas (*heat loss*) dan gesekan mekanis menjadi relatif lebih kecil dibandingkan dengan total energi pembakaran yang berhasil dikonversi menjadi daya poros. Sebagai kesimpulan, tingkat kehematan bahan bakar terbaik dicapai pada kondisi Beban 4000 di putaran 1400 RPM dengan nilai BSFC terendah sebesar 367,44 gr/kWh, sedangkan konsumsi bahan bakar paling boros terjadi pada Beban 2000 di putaran 1000 RPM dengan nilai mencapai 791,91 gr/kWh.

4.2.1.4 BMEP VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.



Gambar 4. 10 BMEP VS RPM pada piston standar *intake manifold* 32 cm.

Hasil pengujian nilai *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) dalam satuan Bar pada konfigurasi *intake manifold* 32 cm dan piston standar menunjukkan tren kenaikan yang linier dan selaras dengan peningkatan putaran mesin (RPM) serta pembebanan. Pada pengujian Beban 2000, nilai BMEP terendah tercatat sebesar 0,64 Bar pada 1000 RPM, kemudian meningkat secara bertahap menjadi 0,77 Bar pada 1200 RPM, 0,87 Bar pada 1300 RPM, dan mencapai 1,0 Bar pada 1400 RPM. Untuk kondisi Beban 3000, rata-rata tekanan efektif naik secara konstan mulai dari 1,05 Bar pada 1000 RPM, meningkat ke angka 1,17 Bar pada 1200 RPM, 1,28 Bar pada 1300 RPM, hingga mencapai 1,4 Bar pada 1400 RPM. Sementara itu, nilai BMEP tertinggi diperoleh pada Beban 4000 dengan capaian sebesar 1,31 Bar pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,52 Bar pada 1200 RPM, 1,6 Bar pada 1300 RPM, dan mencapai puncaknya sebesar 1,84 Bar pada putaran 1400 RPM. Kenaikan nilai BMEP ini mengindikasikan bahwa optimalisasi aliran udara dari *intake manifold* 32 cm mampu menghasilkan tekanan pembakaran rata-rata yang semakin efektif di dalam silinder untuk dikonversikan menjadi daya mekanis seiring bertambahnya beban kerja mesin.

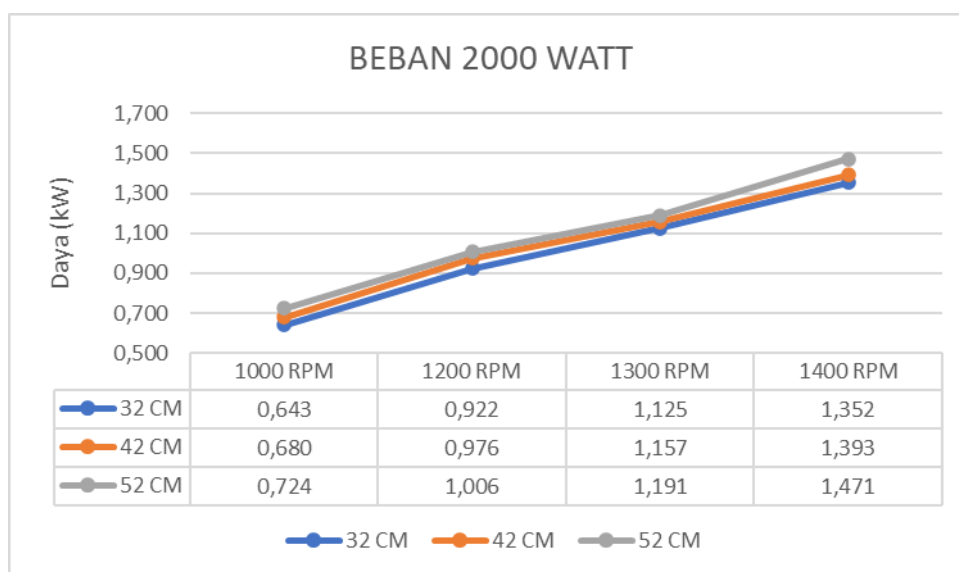
Analisis komparatif pada pengujian BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) dengan konfigurasi piston standar dan *intake manifold* 32 cm menunjukkan peningkatan rata-rata tekanan efektif ruang bakar yang linear seiring bertambahnya putaran mesin (RPM) dan pembebanan. Pada putaran awal 1000 RPM, nilai BMEP tercatat sebesar 0,64 Bar pada Beban 2000, lalu naik menjadi 1,05 Bar pada Beban 3000, dan mencapai 1,31 Bar pada Beban 4000. Seiring meningkatnya putaran mesin hingga mencapai puncaknya di 1400 RPM, nilai BMEP di setiap variasi pembebanan terus tereskalasi dengan rincian sebesar 1,0 Bar pada Beban 2000, naik menjadi 1,4 Bar pada Beban 3000, dan mencapai titik tertinggi sebesar 1,84 Bar pada Beban 4000. Karakteristik grafik BMEP yang terus merangkak naik secara konsisten ini membuktikan bahwa kombinasi piston standar dan dimensi panjang atau rancangan *intake manifold* 32 cm mampu memfasilitasi proses induksi udara dengan sangat baik, sehingga menghasilkan efisiensi volumetrik dan tekanan pembakaran dalam silinder yang optimal tanpa mengalami penurunan kinerja pada rentang RPM uji. Peningkatan BMEP yang selaras dengan kenaikan beban ini juga merepresentasikan peningkatan jumlah energi termal hasil pembakaran bahan bakar yang berhasil dikonversi menjadi kerja mekanis pada piston untuk mengatasi beban luar yang diberikan. Dari analisis komparatif ini, dapat disimpulkan bahwa efisiensi tekanan efektif rata-rata mesin berada pada titik paling optimal saat beroperasi pada kondisi Beban 4000 di putaran 1400 RPM dengan nilai BMEP sebesar 1,84 Bar, sedangkan kinerja tekanan terendah dijumpai pada Beban 2000 di putaran 1000 RPM dengan nilai 0,64 Bar.

4.2.2 Perbandingan Daya Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar

Setelah melakukan pengujian dan melakukan perhitungan dari hasil pengujian tersebut, didapatkan hasil dari masing masing beban 2000 watt, 3000 watt, 4000 watt yang akan digunakan untuk menjadi perbandingan pada setiap variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm. Grafik tersebut digunakan untuk melihat daya yang dihasilkan pada setiap rpm 1000, 1200, 1300, 1400. Berikut grafik dari piston standar dan setiap variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52

cm pada beban 2000 watt, 3000 watt, 4000 watt dengan rpm 1000, 1200, 1300, 1400.

4.2.2.1 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 2000 watt.



Gambar 4. 11 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52cm Piston Standar beban 2000 Watt.

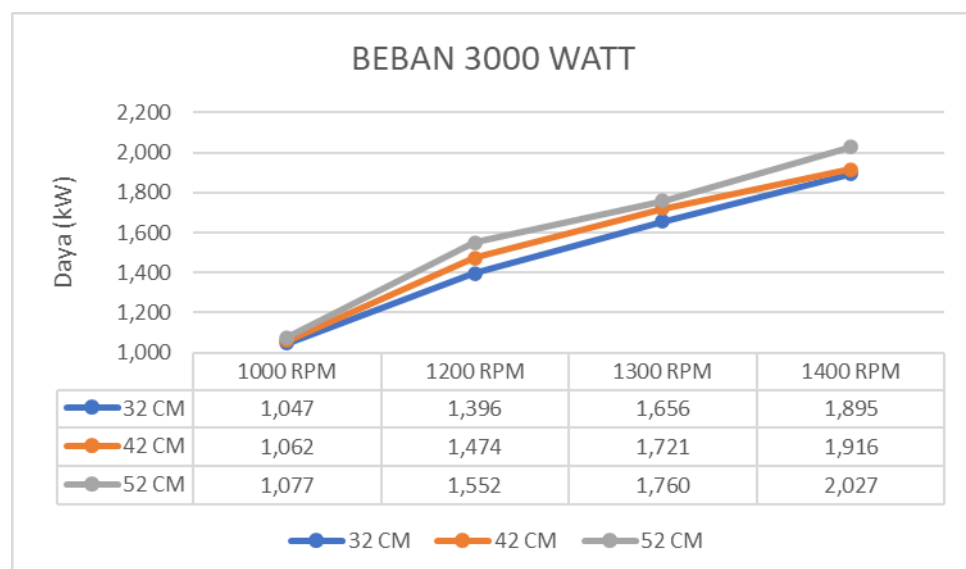
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban konstan 2000 watt dengan piston standar. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 0,643 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 0,922 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 1,125 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 1,352 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake*

manifold 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 0,680 kW, kemudian meningkat menjadi 0,976 kW pada 1200 RPM, 1,157 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 1,393 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 0,724 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,006 kW pada 1200 RPM, 1,191 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 1,471 kW pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (*RPM*) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 0,724 kW; 1,006 kW; 1,191 kW; dan 1,471 kW.

4.2.2.2 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 3000 watt.



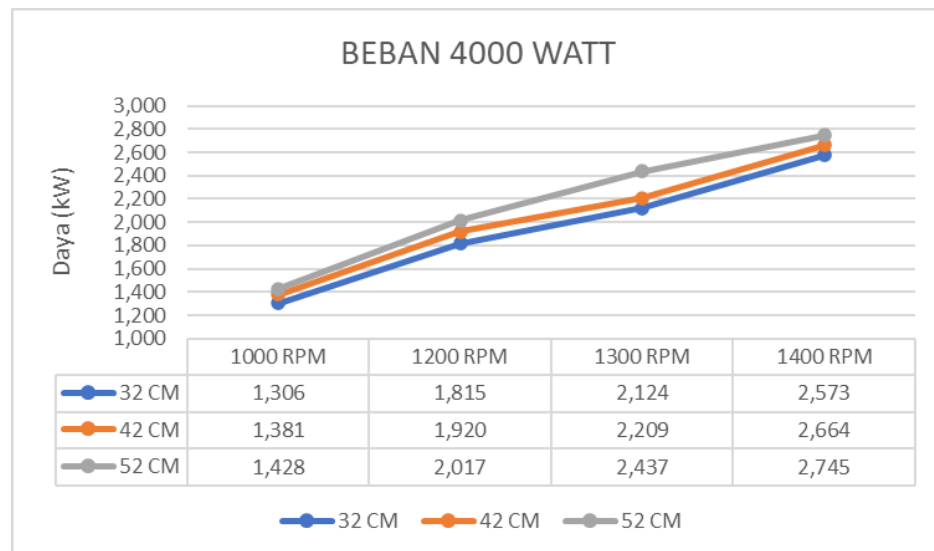
Gambar 4. 12 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm Piston Standar beban 3000 Watt.

Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban konstan 3000 watt dengan piston standar. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 1,047 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 1,396 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 1,656 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 1,895 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 1,062 kW, kemudian meningkat menjadi 1,474 kW pada 1200 RPM, 1,721 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 1,916 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 1,077 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,552 kW pada 1200 RPM, 1,760 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 2,027 kW pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 1,077 kW; 1,552 kW; 1,760 kW; dan 2,027 kW.

4.2.2.3 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban pada lampu 4000 watt.



Gambar 4. 13 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm Piston Standar beban 4000 Watt.

Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban konstan 4000 watt dengan piston standar. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 1,306 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 1,815 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 2,124 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 2,573 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 1,381 kW, kemudian meningkat menjadi 1,920 kW pada 1200 RPM, 2,209 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 2,664 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi

intake manifold terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 1,428 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 2,017 kW pada 1200 RPM, 2,437 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 2,745 kW pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa trendline daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 1,428 kW; 2,017 kW; 2,437 kW; dan 2,745 kW.

Analisis komparatif pada grafik diatas dapat di tarik kesimpulan bahwa daya keluaran generator meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya volume beban mekanis dan RPM mesin. Pada putaran maksimum 1400 RPM, variasi *intake manifold* 52 cm secara konsisten menghasilkan daya tertinggi di setiap tingkatan beban, yaitu sebesar 1,471 kW pada beban 2000 Watt, naik menjadi 2,072 kW pada beban 3000 Watt, dan mencapai puncaknya pada kondisi beban 4000 Watt.

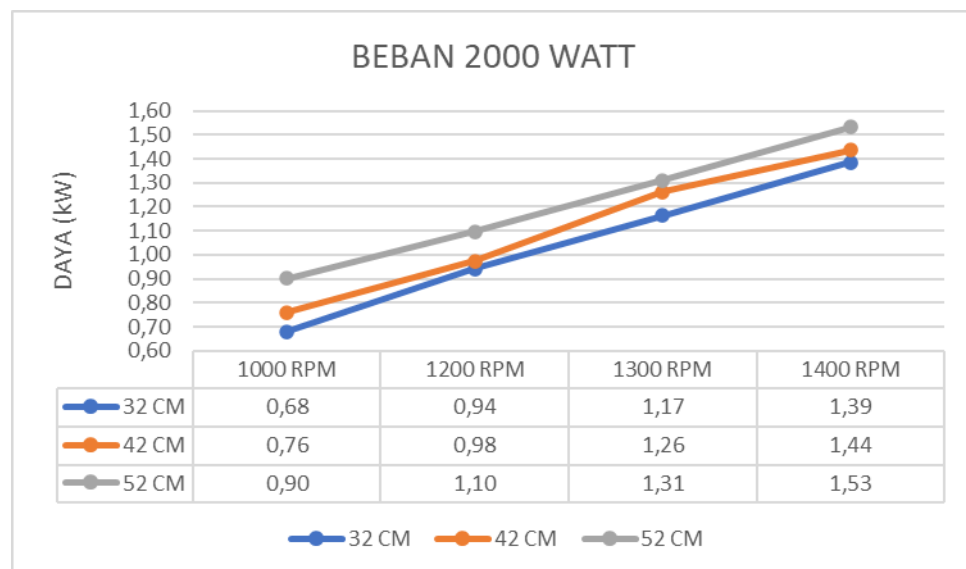
Titik operasional yang paling optimal secara absolut dari seluruh pengujian terletak pada kondisi beban puncak 4000 Watt dengan konfigurasi *intake manifold* 52 cm pada putaran 1400 RPM, yang menghasilkan daya tertinggi sebesar 2,745 kW. Titik ini terbukti paling maksimal karena mampu mengungguli variasi *intake manifold* 32 cm (2,573 kW) dan variasi 42 cm (2,664 kW) pada kondisi kerja yang sama.

Konfigurasi *intake manifold* 52 cm menjadi yang paling optimal karena saluran yang lebih panjang berhasil memaksimalkan efek inersia (*inertia charging effect*) dan gelombang tekanan (*ram effect*) udara masuk pada putaran tinggi. Hal ini meningkatkan efisiensi volumetrik sehingga suplai oksigen ke dalam ruang bakar menjadi melimpah, menghasilkan pembakaran Biosolar yang sempurna, serta menghasilkan gaya ekspansi termal terbesar untuk memutar generator secara efisien.

4.2.3 Perbandingan Daya Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Setelah melakukan pengujian dan melakukan perhitungan dari hasil pengujian tersebut, didapatkan hasil dari masing masing beban 2000 watt, 3000 watt, 4000 watt yang akan digunakan untuk menjadi perbandingan pada setiap variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm. Grafik tersebut digunakan untuk melihat daya yang dihasilkan pada setiap rpm 1000, 1200, 1300, 1400. Berikut grafik dari piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dan setiap variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 watt, 3000 watt, 4000 watt dengan rpm 1000, 1200, 1300, 1400.

4.2.3.1 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dan beban pada lampu 2000 watt.



Gambar 4. 14 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 2000 watt Piston TPBG

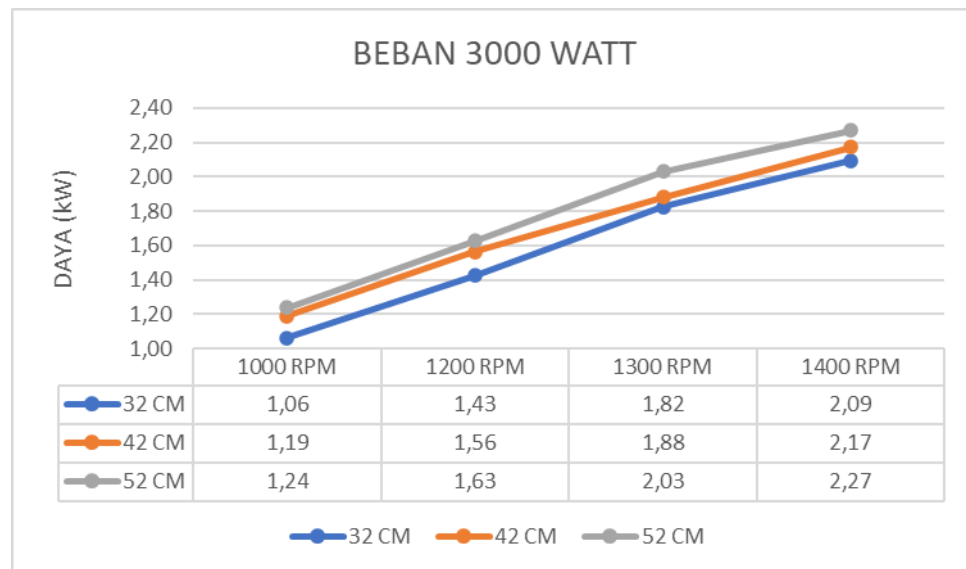
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 2000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*)

peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 0,68 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 0,94 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 1,17 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 1,39 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 0,76 kW, kemudian meningkat menjadi 0,98 kW pada 1200 RPM, 1,26 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 1,44 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 0,90 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,10 kW pada 1200 RPM, 1,31 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 1,53 kW pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 0,90 kW; 1,10 kW; 1,31 kW; dan 1,53 kW.

4.2.3.2 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dan beban pada lampu 3000 watt.



Gambar 4. 15 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 3000 watt Piston TPBG

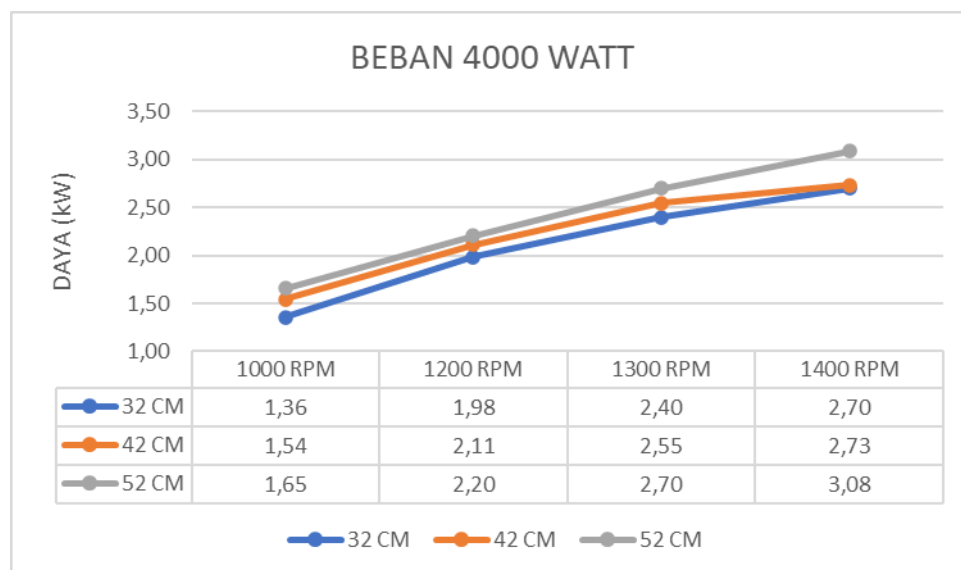
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 3000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 1,06 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 1,43 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 1,82 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 2,09 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 1,19 kW, kemudian meningkat menjadi 1,56 kW pada 1200 RPM, 1,88 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 2,17 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold*

terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 1,24 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 1,63 kW pada 1200 RPM, 2,03 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 2,27 kW pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 1,24 kW; 1,63 kW; 2,03 kW; dan 2,27 kW.

4.2.3.3 Grafik perbandingan Daya dengan RPM dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dan beban pada lampu 4000 watt.



Gambar 4. 16 Grafik Daya / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, 52 cm beban 4000 watt Piston TPBG

Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan daya keluaran generator (kW) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 4000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl*

Geometry). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (trend) peningkatan daya keluaran generator secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, daya keluaran yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 1,36 kW. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 1,98 kW, pada 1300 RPM menghasilkan 2,40 kW, hingga mencapai daya optimal sebesar 2,70 kW pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, daya keluaran yang terukur pada 1000 RPM adalah 1,54 kW, kemudian meningkat menjadi 2,11 kW pada 1200 RPM, 2,55 kW pada 1300 RPM, dan mencapai 2,73 kW pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, daya yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 1,65 kW pada 1000 RPM, meningkat menjadi 2,20 kW pada 1200 RPM, 2,70 kW pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 3,08 kW pada putaran 1400 RPM.

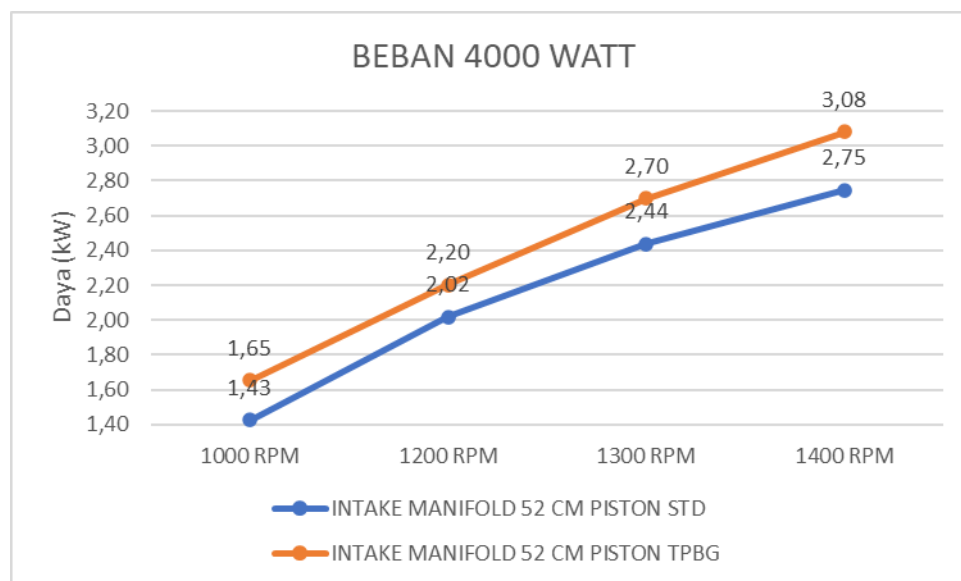
Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan daya tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* daya keluaran generator yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian daya pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 1,65 kW; 2,20 kW; 2,70 kW; dan 3,08 kW.

Analisis komparatif dari grafik diatas dapat di tarik kesimpulan bahwa daya keluaran generator meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya volume beban mekanis dan RPM mesin. Pada putaran maksimum 1400 RPM, variasi *intake manifold* 52 cm secara konsisten menghasilkan daya tertinggi di setiap tingkatan beban, yaitu sebesar 1,53 kW pada beban 2000 Watt, naik menjadi 2,27 kW pada beban 3000 Watt, dan mencapai puncaknya sebesar 3,08 kW pada kondisi beban 4000 Watt.

Titik operasional yang paling optimal secara absolut dari seluruh pengujian terletak pada kondisi beban puncak 4000 Watt dengan konfigurasi *intake manifold* 52 cm pada putaran 1400 RPM, yang menghasilkan daya tertinggi sebesar 3,08 kW. Titik ini terbukti paling maksimal karena mampu mengungguli variasi *intake manifold* 32 cm (2,70 kW) dan variasi 42 cm (2,73 kW) pada kondisi kerja yang sama.

Konfigurasi yang paling optimal secara mutlak adalah piston TPBG dengan saluran *intake manifold* 52 cm. Pada seluruh titik pengujian dari 1000 RPM hingga 1400 RPM, grafik daya dari piston TPBG secara konsisten berada di atas grafik piston standar dan berhasil menyentuh nilai tertinggi absolut sebesar 3,08 kW pada putaran maksimum.

4.2.3.4 Perbandingan Daya dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm dengan piston standar dan piston TPBG.



Gambar 4. 17 Daya dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm pada piston standar & TPBG

Berdasarkan analisis data pengujian di atas, dapat disimpulkan bahwa konfigurasi mesin yang menggunakan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) berhasil menghasilkan daya tertinggi dibandingkan dengan piston standar. Keunggulan absolut ini ditunjukkan secara konsisten di setiap tingkatan

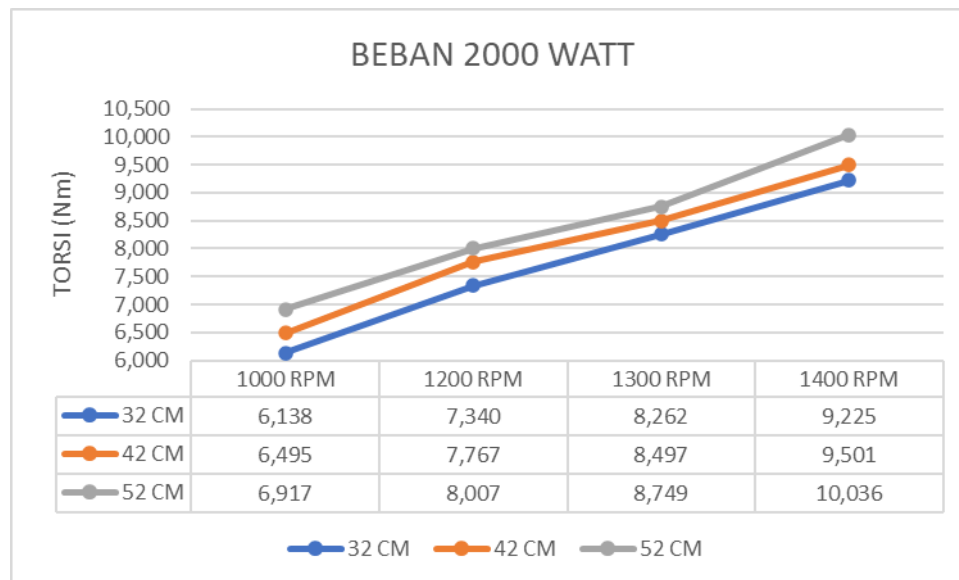
putaran mesin, dengan pencapaian performa puncak pada putaran 1400 RPM dan beban 4000 Watt yang menghasilkan daya maksimum sebesar 3,08 kW. Peningkatan ini membuktikan bahwa modifikasi pada geometri mangkuk pembakaran menjadi tipe toroidal jauh lebih efektif dalam mengoptimalkan performa output mekanis motor diesel jika dibandingkan dengan desain piston standar.

4.2.4 Perbandingan Torsi Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan untuk grafik perbandingan antara torsi : rpm dari masing masing variasi *intake manifold* pada piston standar pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt.

Berikut grafik perbandingan dari torsi dengan rpm pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar.

4.2.4.1 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 2000 Watt.



Gambar 4. 18 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.

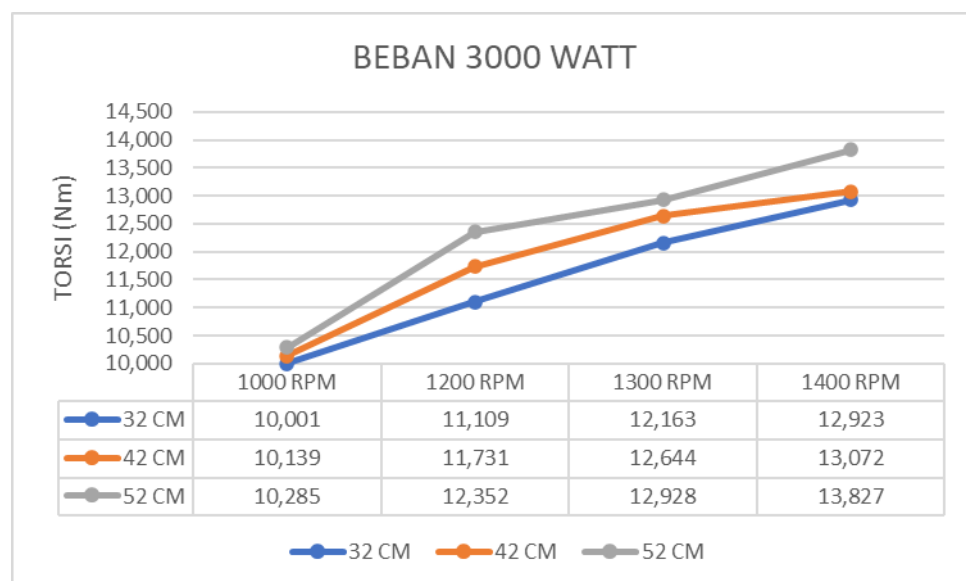
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 2000 watt menggunakan konfigurasi piston standar. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (trend) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 6,138 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 7,340 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 8,262 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 9,225 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 6,495 Nm, kemudian meningkat menjadi 7,767 Nm pada 1200 RPM, 8,497 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 9,501 Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold*

terpanjang, yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 6,917 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 8,007 Nm pada 1200 RPM, 8,749 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 10,036 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 6,917 Nm; 8,007 Nm; 8,749 Nm; dan 10,036 Nm.

4.2.4.2 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 3000 Watt.



Gambar 4. 19 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.

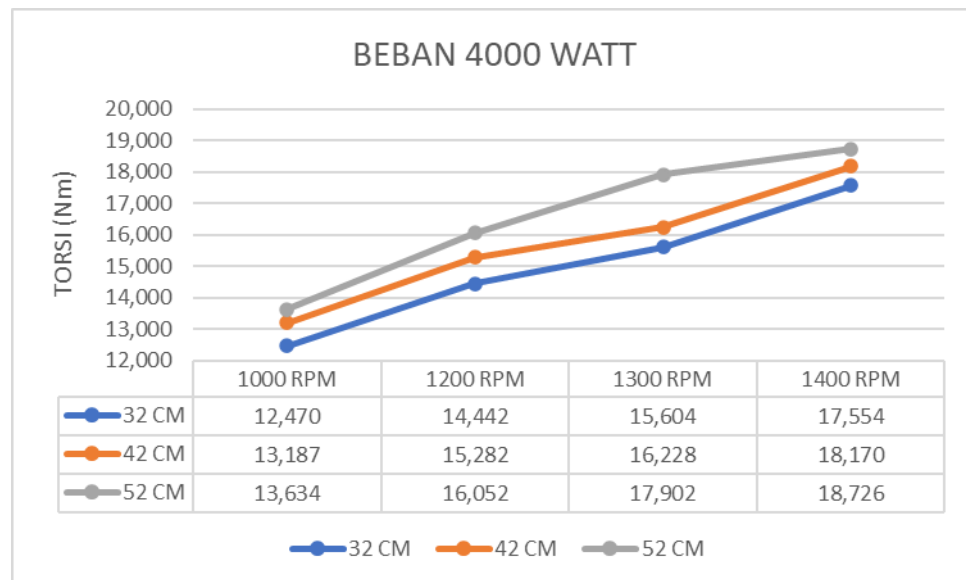
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 3000 watt menggunakan konfigurasi piston standar. Berdasarkan grafik

tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 10,001 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 11,109 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 12,163 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 12,923 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 10,139 Nm, kemudian meningkat menjadi 11,731 Nm pada 1200 RPM, 12,644 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 13,072 Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 10,285 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 12,352 Nm pada 1200 RPM, 12,928 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 13,827 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 10,285 Nm; 12,352 Nm; 12,928 Nm; dan 13,827 Nm.

4.2.4.3 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar dan beban lampu 4000 Watt.



Gambar 4. 20 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.

Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 4000 watt menggunakan konfigurasi piston standar. Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 12,470 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 14,442 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 15,604 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 17,554 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 13,187 Nm, kemudian meningkat menjadi 15,282 Nm pada 1200 RPM, 16,228 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 18,170 Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake*

manifold terpanjang, yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 13,634 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 16,052 Nm pada 1200 RPM, 17,902 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 18,726 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 13,634 Nm; 16,052 Nm; 17,902 Nm; dan 18,726 Nm.

Analisis komparatif dari perbandingan grafik diatas dapat di tarik kesimpulan bahwa torsi mesin meningkat secara linear seiring dengan bertambahnya volume beban mekanis dan RPM mesin. Pada putaran maksimum 1400 RPM, variasi *intake manifold* 52 cm secara konsisten menghasilkan torsi tertinggi di setiap tingkatan beban, yaitu sebesar 10,036 Nm pada beban 2000 Watt, naik menjadi 13,827 Nm pada beban 3000 Watt, dan mencapai puncaknya pada kondisi beban 4000 Watt.

Titik operasional yang paling optimal secara absolut dari seluruh pengujian terletak pada kondisi beban puncak 4000 Watt dengan konfigurasi *intake manifold* 52 cm pada putaran 1400 RPM, yang menghasilkan torsi tertinggi sebesar 18,726 Nm. Titik initerbukti paling maksimal karena mampu mengungguli variasi *intake manifold* 32 cm (17,554 Nm) dan variasi 42 cm (18,170 Nm) pada kondisi kerja yang sama.

Konfigurasi *intake manifold* 52 cm menjadi yang paling optimal karena saluran yang lebih panjang berhasil memaksimalkan efek inersia (*inertia charging effect*) dan gelombang tekanan (*ram effect*) udara masuk pada putaran tinggi. Hal ini meningkatkan efisiensi volumetrik sehingga suplai oksigen ke dalam ruang bakar menjadi melimpah, menghasilkan pembakaran Biosolar yang sempurna.

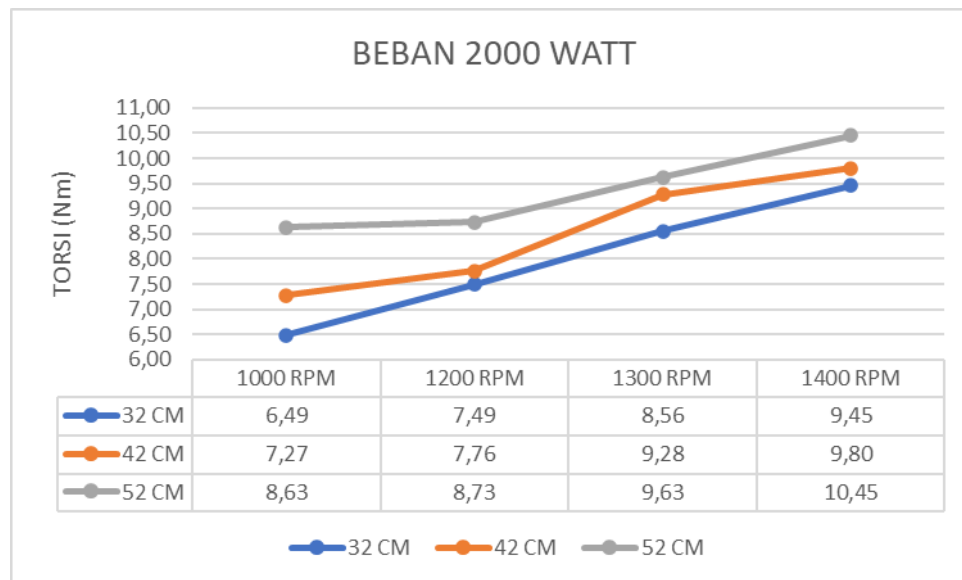
Optimalnya proses pembakaran ini menghasilkan gaya ekspansi termal dan tekanan gas hasil pembakaran (*mean effective pressure*) yang jauh lebih besar untuk mendorong piston ke bawah, sehingga menghasilkan momen puntir atau torsi terbesar pada poros engkol mesin.

4.2.5 Perbandingan Torsi Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan untuk grafik perbandingan antara torsi : rpm dari masing masing variasi *intake manifold* pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt.

Berikut grafik perbandingan dari torsi dengan rpm pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*).

4.2.5.1 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan beban lampu 2000 Watt.



Gambar 4. 21 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.

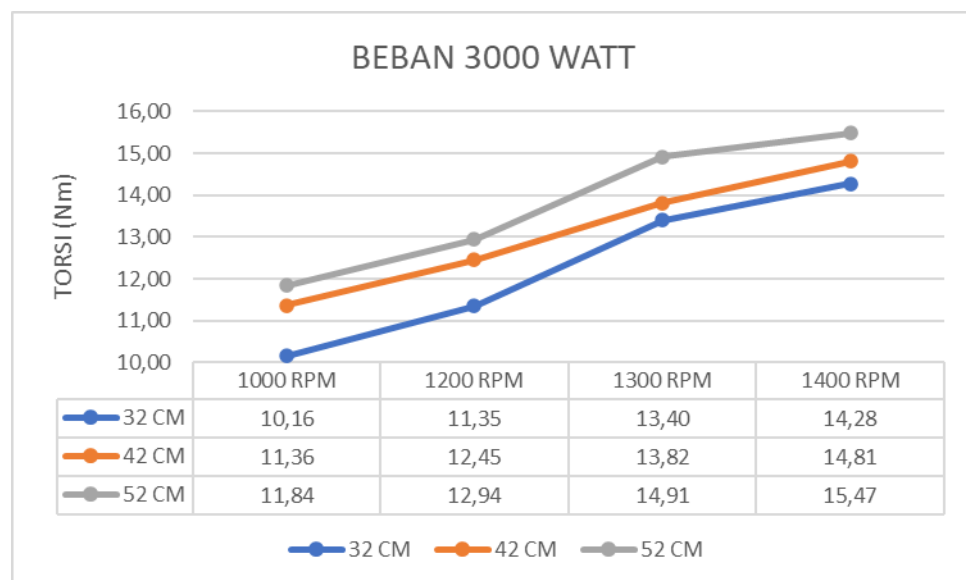
Gambar di atas menyajikann grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 2000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 6,49 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 7,49 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 8,56 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 9,45 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 7,27 Nm, kemudian meningkat menjadi 7,76 Nm pada 1200 RPM, 9,28 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 9,80

Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang, yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 8,63 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 8,73 Nm pada 1200 RPM, 9,63 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 10,45 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000,1200,1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 8,63 Nm; 9,63 Nm; dan 10,45Nm.

4.2.5.2 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan beban lampu 3000 Watt.



Gambar 4. 22 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.

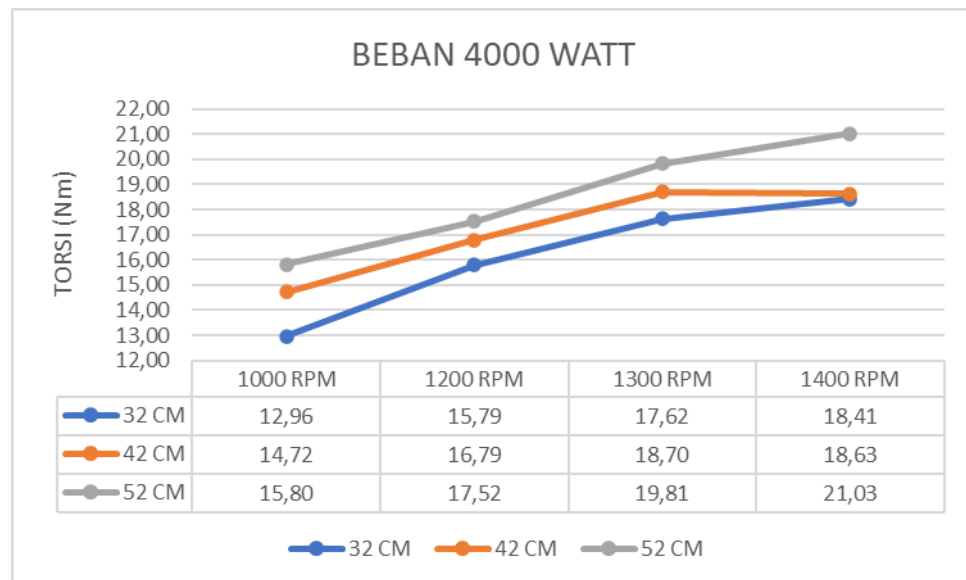
Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan putaran mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan

konstan 3000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold* .

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah 10,16 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 11,35 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 13,40 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 14,28 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 11,36 Nm, kemudian meningkat menjadi 12,45 Nm pada 1200 RPM, 13,82 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 14,81 Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold* terpanjang yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 11,84 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 12,94 Nm pada 1200 RPM, 14,91 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 15,47 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 11,84 Nm; 14,91 Nm; dan 15,47 Nm.

4.2.5.3 Grafik perbandingan Torsi dengan Rpm dari *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG dan beban lampu 4000 Watt.



Gambar 4. 23 Grafik Torsi / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.

Gambar di atas menyajikan grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) motor diesel dengan torsi yang dihasilkan (Nm) yang dianalisis pada tiga variasi panjang *intake manifold*, yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada pembebanan konstan 4000 watt menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Berdasarkan grafik tersebut, terlihat adanya kecenderungan (*trend*) peningkatan torsi secara linear seiring dengan bertambahnya kecepatan putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, torsi yang dihasilkan pada kecepatan 1000 RPM adalah sebesar 12,96 Nm. Nilai tersebut mengalami peningkatan secara bertahap, di mana pada 1200 RPM menghasilkan 15,79 Nm, pada 1300 RPM menghasilkan 17,62 Nm, hingga mencapai torsi optimal sebesar 18,41 Nm pada kecepatan 1400 RPM. Selanjutnya, pada pengujian dengan *intake manifold* 42 cm, torsi yang terukur pada 1000 RPM adalah 14,72 Nm, kemudian meningkat menjadi 16,79 Nm pada 1200 RPM, 18,70 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai 18,63 Nm pada 1400 RPM. Untuk pengujian pada variasi *intake manifold*

terpanjang, yaitu 52 cm, torsi yang dibangkitkan menunjukkan nilai yang paling signifikan sejak putaran awal, yaitu sebesar 15,80 Nm pada 1000 RPM, meningkat menjadi 17,52 Nm pada 1200 RPM, 19,81 Nm pada 1300 RPM, dan mencapai nilai tertinggi sebesar 21,03 Nm pada putaran 1400 RPM.

Melalui karakteristik grafik hubungan antara kecepatan mesin (RPM) dan torsi tersebut, dapat disimpulkan bahwa *trendline* torsi yang paling optimal dan menghasilkan nilai terbesar terjadi pada variasi *intake manifold* 52 cm. Hal ini ditunjukkan oleh capaian torsi pada variasi putaran mesin 1000, 1200, 1300, dan 1400 RPM yang secara berurutan menghasilkan nilai sebesar 15,80 Nm; 17,52 Nm; 19,81 Nm; dan 21,03 Nm.

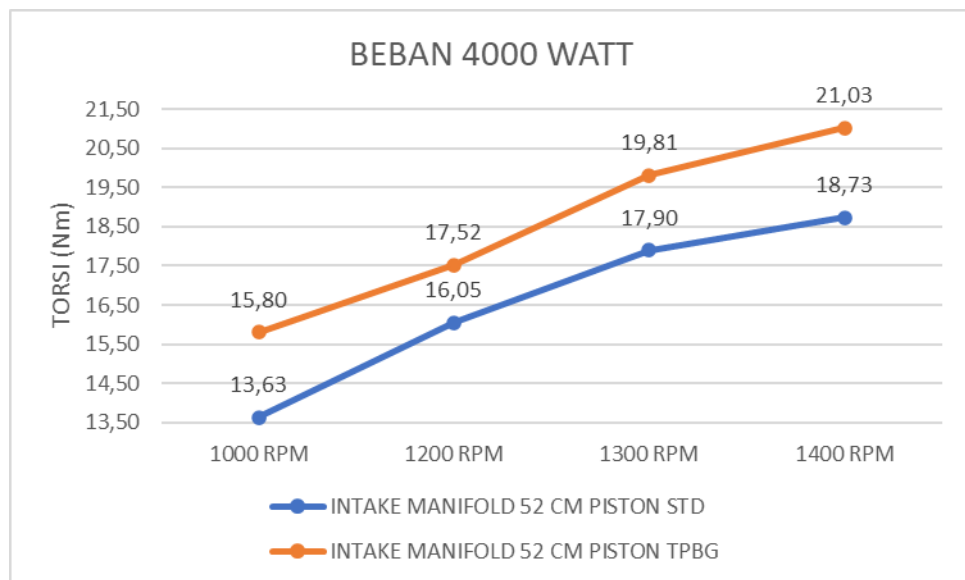
Analisis komparatif dari perbandingan grafik diatas dapat di tarik kesimpulan bahwa torsi mesin meningkat secara linear seiring bertambahnya volume beban mekanis dan RPM mesin. Pada putaran maksimum 1400 RPM, variasi *intake manifold* 52 cm secara konsisten menghasilkan torsi tertinggi di setiap tingkatan beban, yaitu sebesar 10,45 Nm pada beban 2000 Watt, naik menjadi 15,47 Nm pada beban 3000 Watt, dan mencapai puncaknya pada kondisi beban 4000 Watt.

Titik operasional yang paling optimal secara absolut dari seluruh pengujian terletak pada kondisi beban puncak 4000 Watt dengan konfigurasi *intake manifold* 52 cm pada putaran 1400 RPM, yang dihasilkan torsi tertinggi sebesar 21,03 Nm. Titik ini terbukti paling maksimal karena mampu mengungguli variasi *intake manifold* 32 cm (18,41 Nm) dan variasi 42 cm (18,63 Nm) pada kondisi kerja yang sama.

Konfigurasi *intake manifold* 52 cm menjadi yang paling optimal karena saluran yang lebih panjang berhasil memaksimalkan efek inersia (*inertia charging effect*) dan gelombang tekanan (*ram effect*) udara masuk pada putaran tinggi. Hal ini meningkatkan efisiensi volumetrik sehingga suplai oksigen ke dalam ruang bakar menjadi melimpah. Ketika dikombinasikan dengan geometri mangkuk piston

TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*), terjadi peningkatan turbulensi udara (*swirl* dan *tumble*) yang menghasilkan campuran udara dan biosolar yang jauh lebih homogen dibanding piston standar. Optimalnya proses pencampuran dan melimpahnya oksigen ini menghasilkan pembakaran yang sangat sempurna, memicu tekanan efektif rata rata (*mean effective pressure*) serta gaya ekspansi termal terbesar untuk mendorong piston ke bawah, yang pada akhirnya menghasilkan torsi tertinggi pada poros engkol mesin.

4.2.5.4 Perbandingan Torsi dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm dengan piston standard dan piston TPBG.



Gambar 4. 24 Torsi dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm pada piston standar & TPBG

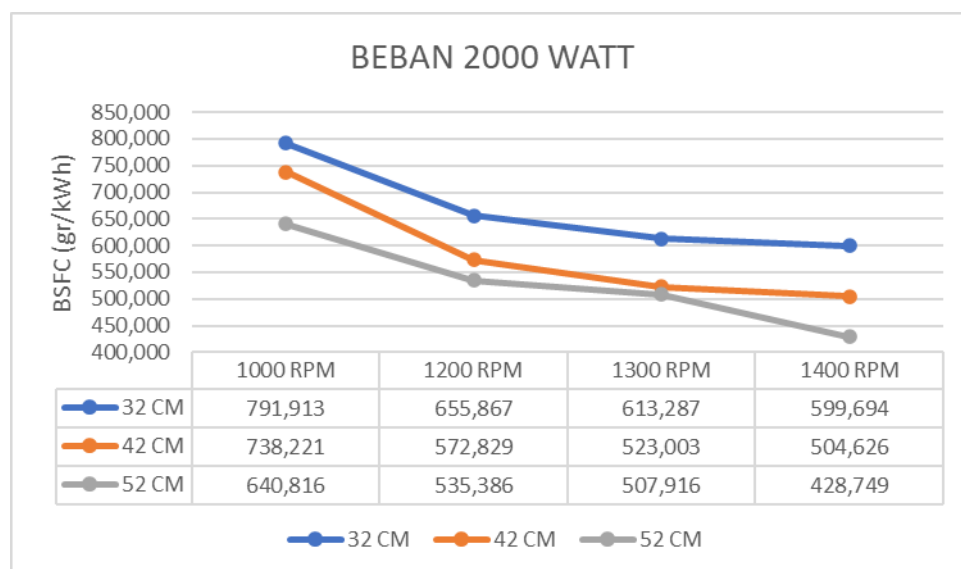
Berdasarkan analisis data pengujian di atas, dapat disimpulkan bahwa konfigurasi mesin yang menggunakan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) berhasil menghasilkan torsi tertinggi dibandingkan piston standar. Keunggulan absolut ini ditunjukkan secara konsisten di setiap tingkatan putaran mesin, dengan pencapaian performa puncak pada putaran 1400 RPM dan beban 4000 Watt yang menghasilkan torsi maksimum sebesar 21,03 Nm. Peningkatan ini membuktikan bahwa modifikasi pada geometri mangkuk pembakaran menjadi tipe toroidal jauh lebih efektif dalam mengoptimalkan performa output torsi motor diesel jika dibandingkan dengan desain piston standar.

4.2.6 Perbandingan Bsfk Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan untuk grafik perbandingan antara Bsfk / RPM, dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt.

Berikut grafik perbandingan dari Bsfk / RPM pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm dan 52 cm dengan piston standar.

4.2.6.1 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt.



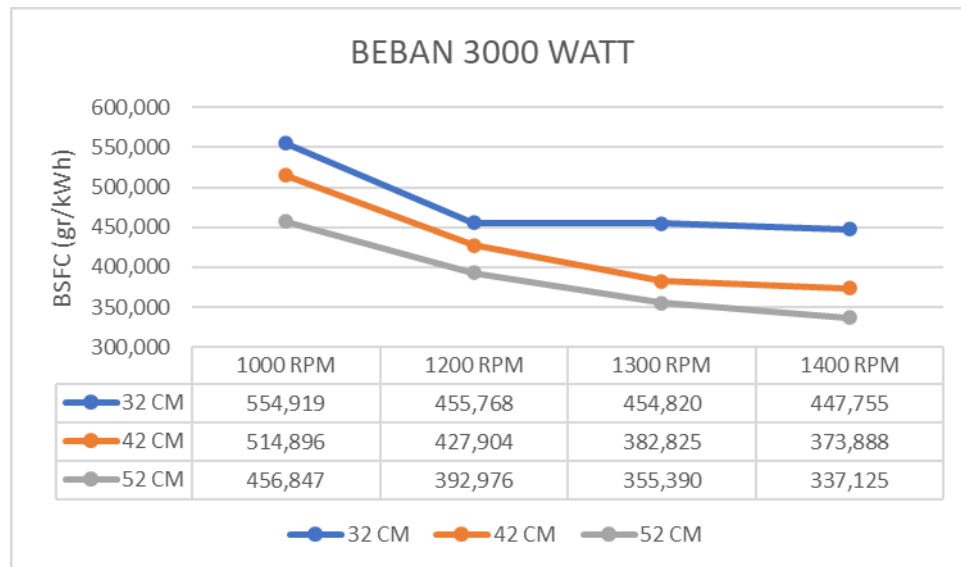
Gambar 4. 25 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.

Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfk dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 2000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfk yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 791,913 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 655,867 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 613,287 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 599,694 gr/kWh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 738,221 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 572,829 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 523,003 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 504,626 gr/kWh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang lebih rendah lagi, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 640,816 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 535,386 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 507,916 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 428,749 gr/kWh.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 2000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 640,816 ; 535,386 ; 507,916 ; dan 428,749 gr/kWh.

4.2.6.2 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt.



Gambar 4. 26 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.

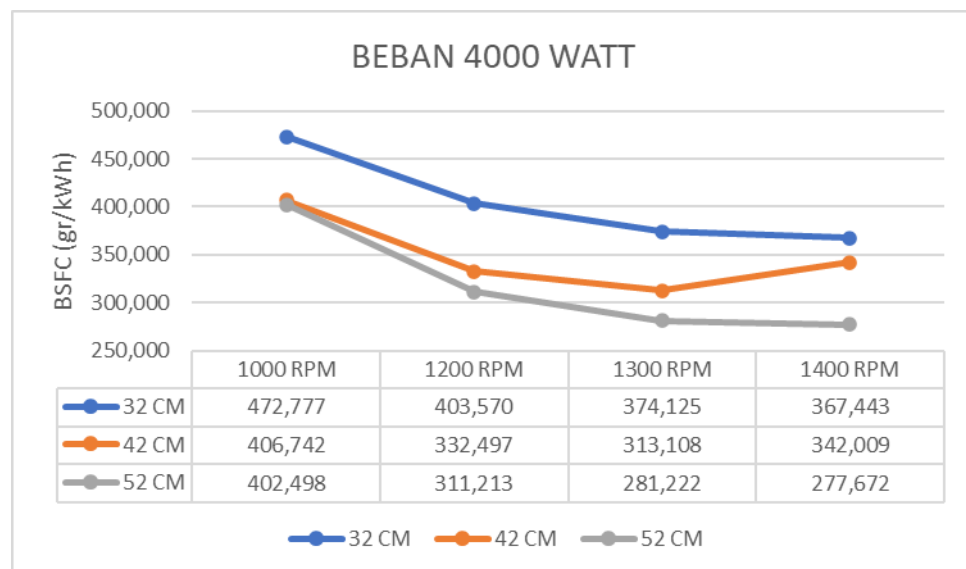
Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfk dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 3000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfk yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 554,919 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 455,768 gr/Kwh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 454,820 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 447,755 gr/kWh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 514,896 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 427,904 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 382,825 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 373,888 gr/kWh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang lebih rendah lagi, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 456,847 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 392,976 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan

Bsfc sebesar 355,390 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 337,125 gr/kWh.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 3000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 456,847 ; 392,976 ; 355,390 ; dan 337,125 gr/kWh.

4.2.6.3 Grafik perbandingan Bsfc dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt.



Gambar 4. 27 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.

Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfc dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 4000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfc yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 472,777 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 403,570

gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 374,125 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 367,443 gr/kWh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 406,742 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 332,497 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 313,108 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 342,009 gr/kWh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang lebih rendah lagi, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 402,498 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 311,213 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 281,222 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 277,672 gr/kWh.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 4000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 402,498 ; 311,213 ; 281,222 ; dan 277,672 gr/kWh.

Berdasarkan hasil analisis komparasi data pengujian konsumsi bahan bakar spesifik pada tiga variasi pembebanan (2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt) dengan menggunakan konfigurasi piston standar, dapat ditarik beberapa kesimpulan penting. Nilai *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) motor diesel secara konsisten menunjukkan tren yang berbanding terbalik seiring dengan bertambahnya volume beban mekanis dan RPM mesin. Semakin tinggi beban yang diberikan pada mesin (dari 2000 Watt menuju 4000 Watt), nilai BSFC yang dihasilkan justru semakin menurun secara signifikan (mesin menjadi semakin irit). Sebagai representasi, pada konfigurasi *intake manifold* optimal 52 cm di putaran maksimum 1400 RPM, nilai BSFC mengalami penurunan tajam dari 428,749 gr/kWh pada beban 2000 Watt, turun menjadi 337,125 gr/kWh pada beban 3000 Watt, hingga menyentuh konsumsi terendah pada kondisi beban puncak 4000 Watt.

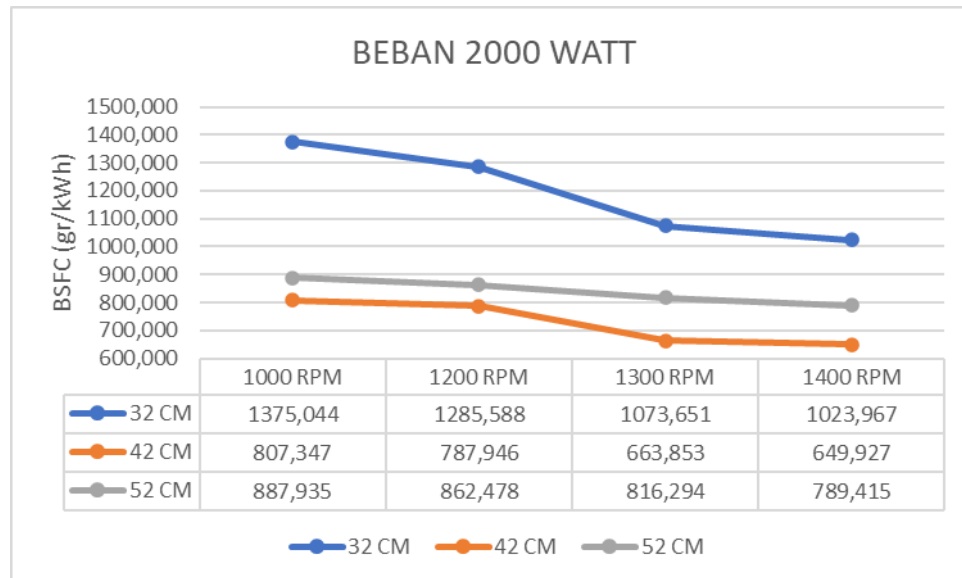
Kondisi operasional yang menghasilkan konsumsi bahan bakar paling efisien dan irit secara absolut dari seluruh rangkaian pengujian terletak pada **kondisi beban puncak 4000 Watt dengan konfigurasi *intake manifold* 52 cm pada putaran mesin 1400 RPM**, yang mencatatkan nilai BSFC minimum terkecil sebesar **277,672 gr/kWh**. Titik ini terbukti paling maksimal karena mampu menghasilkan konversi energi yang jauh lebih hemat dibandingkan dengan nilai BSFC optimum pada kondisi beban kerja lainnya, seperti pada beban 2000 Watt (428,749 gr/kWh) maupun pada beban 3000 Watt (337,125 gr/kWh) pada parameter *intake* dan RPM yang sama.

4.2.7 Perbandingan Bsfk Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan grafik perbandingan antara Bsfk / RPM, dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada mesin yang menggunakan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dengan variasi beban 2000, 3000, dan 4000 Watt.

Berikut grafik perbandingan dari Bsfk / RPM pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan menggunakan piston TPBG.

4.2.7.1 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 2000 Watt.



Gambar 4. 28 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.

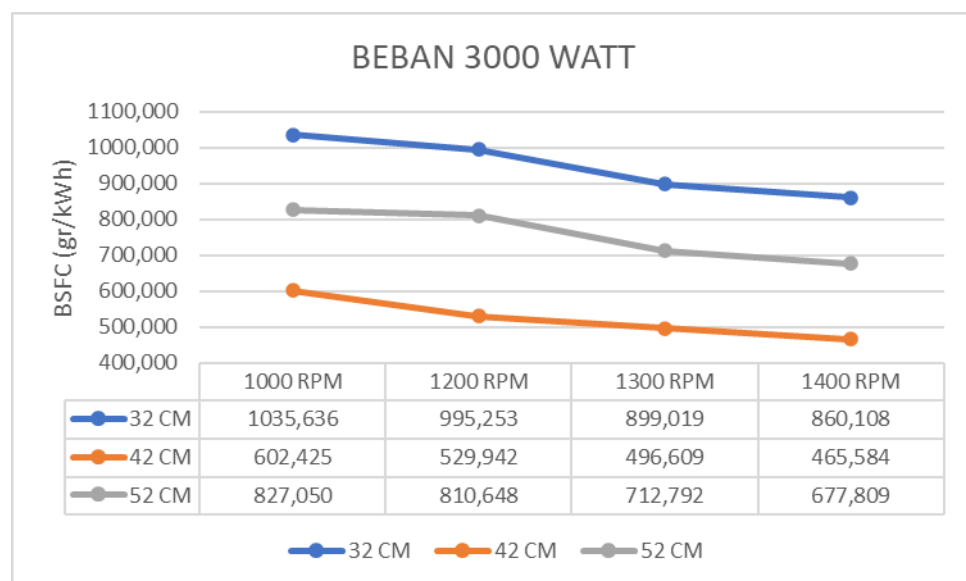
Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfk dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 2000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfk yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 1375,044 gr/Kwh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 1285,588 gr/Kwh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 1073,651 gr/Kwh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 1023,967 gr/Kwh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 807,347 gr/Kwh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 787,946 gr/Kwh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 663,853 gr/Kwh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 649,927 gr/Kwh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang berada di antaranya, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 887,935

gr/Kwh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 862,478 gr/Kwh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 816,294 gr/Kwh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 789,415 gr/Kwh.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 2000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 807,347 ; 787,946 ; 663,853 ; dan 649,927 gr/Kwh.

4.2.7.2 Grafik perbandingan Bsfc dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 3000 Watt.



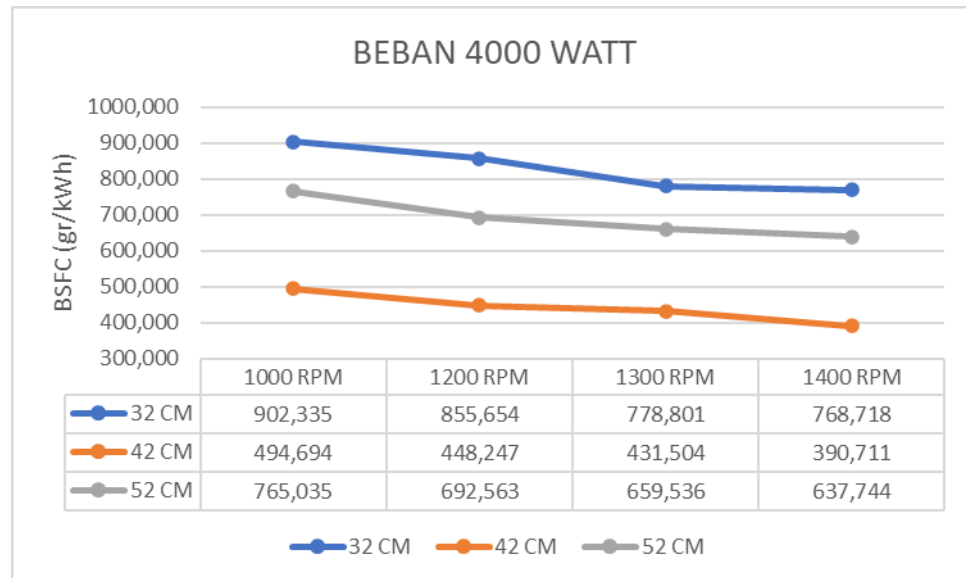
Gambar 4. 29 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.

Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfc dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 3000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfc yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 1035,636 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 995,253 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 899,019 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 860,108 gr/kWh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 602,425 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 529,942 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 496,609 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 465,584 gr/kWh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang berada di antaranya, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfc sebesar 827,050 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 810,648 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 712,792 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 677,809 gr/kWh.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 3000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 602,425 ; 529,942 ; 496,609 ; dan 465,584 gr/kWh.

4.2.7.3 Grafik perbandingan Bsfk dengan Rpm dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm menggunakan piston TPBG pada beban 4000 Watt.



Gambar 4. 30 Grafik BSFC / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.

Gambar di atas menunjukkan korelasi Bsfk dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 4000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan konfigurasi piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai Bsfk yang menurun seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 902,335 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 855,654 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 778,801 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 768,718 gr/kWh. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 494,694 gr/kWh, pada RPM 1200 menghasilkan Bsfk sebesar 448,247 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfk sebesar 431,504 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfk sebesar 390,711 gr/kWh. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan konsumsi bahan bakar yang berada di antaranya, di mana RPM 1000 menghasilkan Bsfk sebesar 765,035 gr/kWh, pada

RPM 1200 menghasilkan Bsfc sebesar 692,563 gr/kWh, pada RPM 1300 menghasilkan Bsfc sebesar 659,536 gr/kWh, dan pada RPM 1400 menghasilkan Bsfc sebesar 637,744 gr/kWh.

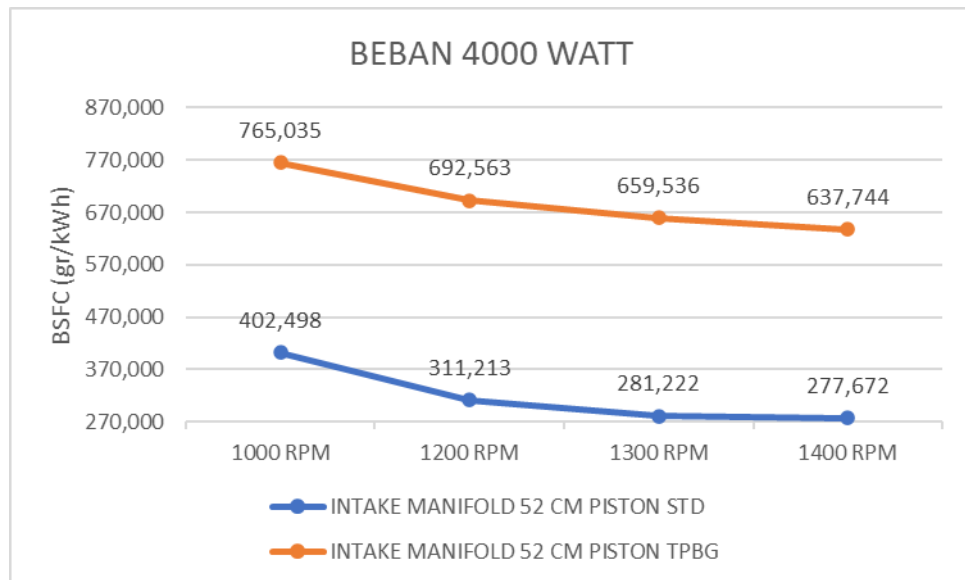
Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 4000 Watt ini, trendline grafik RPM vs Bsfc yang menunjukkan nilai Bsfc paling rendah atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 494,694 ; 448,247 ; 431,504 ; dan 390,711 gr/kWh.

Analisis komparatif pada pengujian konsumsi bahan bakar spesifik atau *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC) pada motor diesel menggunakan variasi beban konstan 2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt, ditemukan adanya perbedaan karakteristik yang signifikan mengenai panjang *intake manifold* yang paling optimum di antara kedua jenis geometri piston yang diuji. Secara umum, baik pada konfigurasi piston standar maupun piston TPBG, nilai BSFC menunjukkan tren yang menurun (semakin irit) seiring dengan meningkatnya putaran mesin dari 1000 RPM hingga 1400 RPM di seluruh tingkatan beban.

Pada pengujian menggunakan **piston standar**, panjang *intake manifold* 52 cm secara konsisten menjadi variasi yang paling efisien di semua tingkatan pembebanan. Kurva grafik untuk ukuran 52 cm selalu berada pada posisi paling bawah yang mengindikasikan nilai konsumsi bahan bakar paling minimum.

Kondisi yang berbeda ditemukan pada saat mesin menggunakan konfigurasi **piston TPBG** (*Toroidal Piston Bowl Geometry*). Titik optimum efisiensi konsumsi bahan bakar mengalami pergeseran dari ukuran *intake* panjang (52 cm) ke ukuran menengah, yaitu ***intake manifold 42 cm***. Kurva grafik *intake* 42 cm secara konsisten berada jauh lebih rendah dibandingkan variasi ukuran lainnya di setiap fluktuasi beban.

4.2.7.4 Perbandingan BSFC dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm dengan piston standar dan piston TPBG.



Gambar 4. 31 BSFC dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm pada piston standar & TPBG.

Berdasarkan analisis data pengujian di atas, dapat disimpulkan bahwa konfigurasi mesin yang menggunakan piston standar berhasil menghasilkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*) terendah (paling efisien) dibandingkan dengan piston TPBG. Keunggulan efisiensi ini ditunjukkan secara konsisten di setiap tingkatan putaran mesin, dengan pencapaian konsumsi bahan bakar paling optimal pada putaran 1400 RPM dan beban 4000 Watt yang menghasilkan nilai BSFC minimum sebesar 277,672 gr/kWh. Hasil ini membuktikan bahwa pada penggunaan *intake manifold* 52 cm, karakteristik desain piston standar jauh lebih efektif dalam menekan konsumsi bahan bakar spesifik motor diesel jika dibandingkan dengan desain piston TPBG.

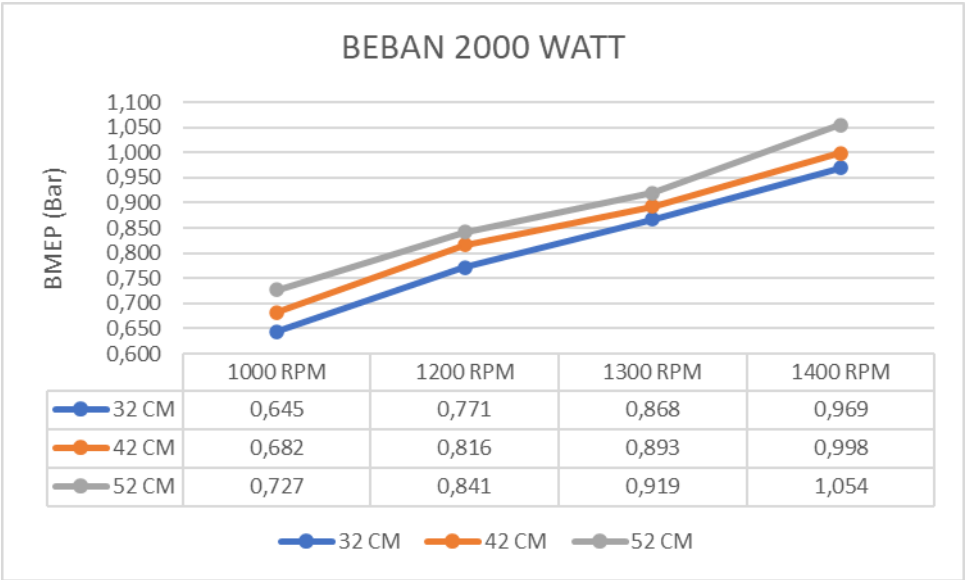
4.2.8 Perbandingan Bmep Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston standar

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan untuk grafik perbandingan

antara Bmep / RPM dari masing masing variasi *intake manifold* yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt menggunakan piston standar.

Berikut grafik perbandingan dari Bmep / RPM pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan piston standar.

4.2.8.1 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt.



Gambar 4. 32 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston Standar.

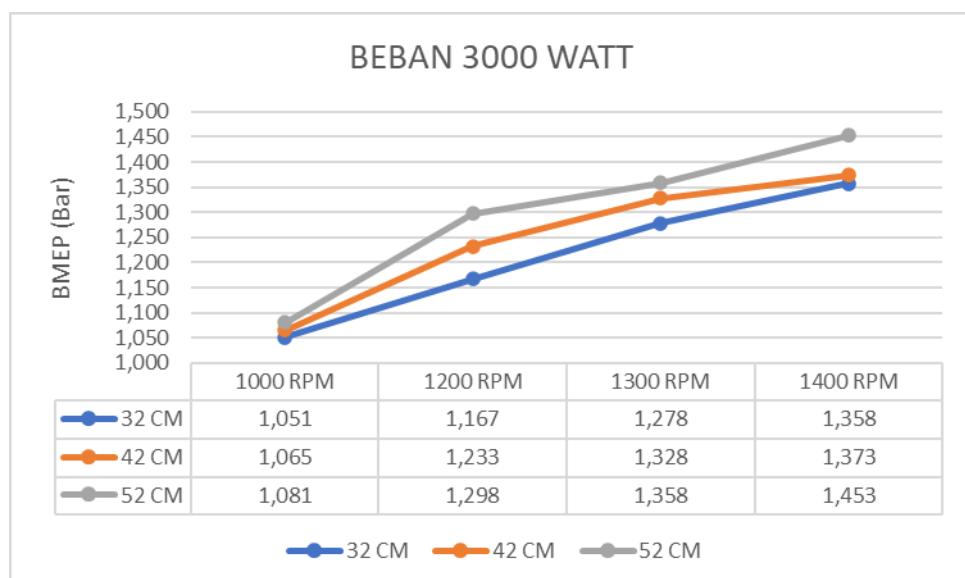
Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 2000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,645 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,771 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 0,868 Bar, dan pada RPM 1400

menghasilkan BMEP sebesar 0,969 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,682 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,816 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 0,893 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 0,998 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,727 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,841 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 0,919 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 1,054 Bar.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 2000 Watt dengan piston std ini, trendline grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 0,727 ; 0,841 ; 0,919 ; dan 1,054 Bar.

4.2.8.2 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt.



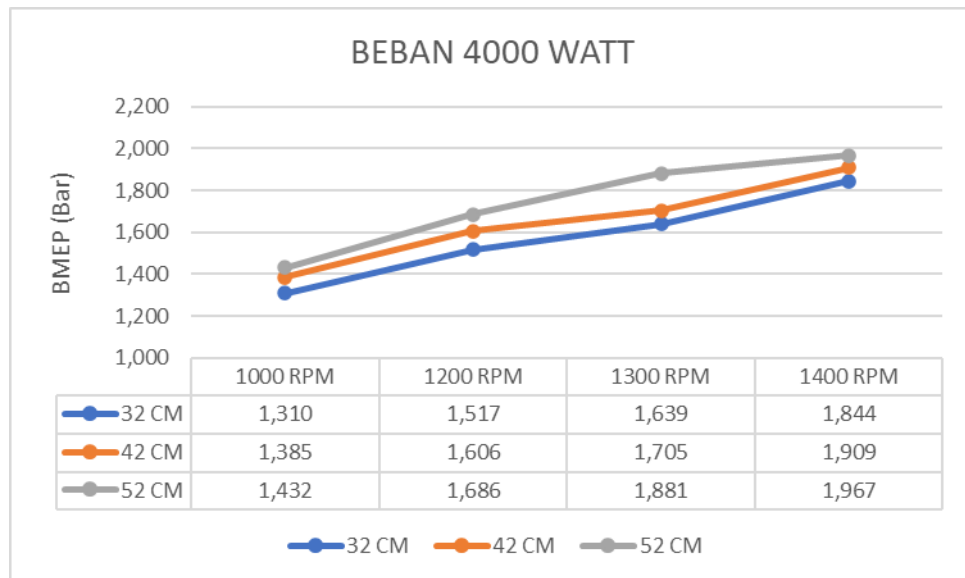
Gambar 4. 33 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston Standar.

Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 3000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,051 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,167 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,278 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,358 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,065 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,233 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,328 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,373 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,081 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,298 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,358 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 1,453 Bar.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 3000 Watt dengan piston std ini, trendline grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 1,081 ; 1,298 ; 1,358 ; dan 1,453 Bar.

4.2.8.3 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt.



Gambar 4. 34 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston Standar.

Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 4000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston standar. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,310 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,517 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,639 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,844 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,385 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,606 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,705 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,909 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000

menghasilkan BMEP sebesar 1,432 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,686 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,881 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 1,967 Bar.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 4000 Watt dengan piston std ini, *trendline* grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 1,432 ; 1,686 ; 1,881 ; dan 1,967 Bar.

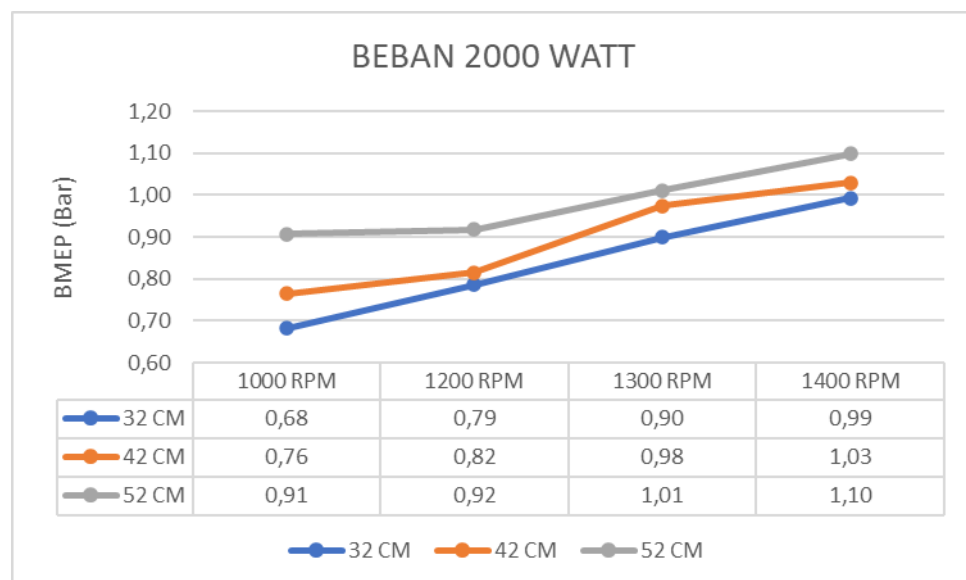
Analisis komparatif pada data pengujian nilai *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) menggunakan konfigurasi piston standar pada tiga variasi pembebanan (2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt), diperoleh kesimpulan mengenai parameter performa yang paling unggul. Secara keseluruhan, nilai BMEP tertinggi dicapai pada kondisi **Beban 4000 Watt** dengan menggunakan ***Intake manifold* 52 cm**. Kombinasi tersebut menghasilkan nilai puncak absolut sebesar **1,967 Bar** yang terjadi pada putaran mesin 1400 RPM.

4.2.9 Perbandingan Bmep Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Berdasarkan data yang didapatkan dari hasil pengujian dan dilakukannya perhitungan. Dari hasil perhitungan tersebut digunakan untuk grafik perbandingan antara Bmep / RPM dari masing masing variasi *intake manifold* yaitu 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari masing masing variasi *intake manifold* dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*).

Berikut grafik perbandingan dari Bmep / RPM pada beban 2000, 3000, dan 4000 Watt dari masing masing variasi *intake manifold* 32 cm , 42 cm, dan 52 cm dengan piston TPBG.

4.2.9.1 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 2000 Watt.



Gambar 4. 35 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 2000 watt Piston TPBG.

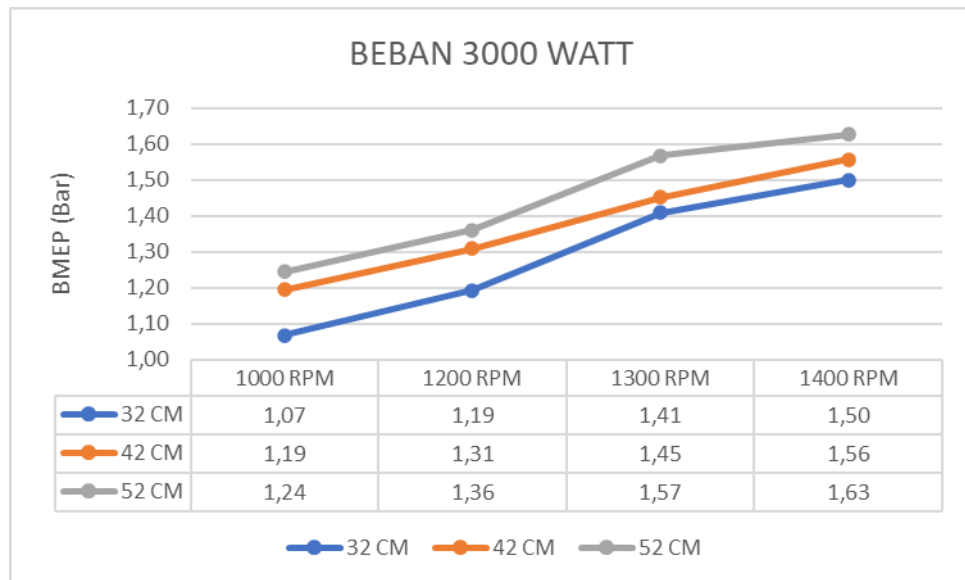
Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 2000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan

kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,68 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,79 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 0,90 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 0,99 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,76 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,82 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 0,98 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,03 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 0,91 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 0,92 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,01 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 1,10 Bar.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 2000 Watt dengan piston TPBG ini, trendline grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 0,91 ; 0,92 ; 1,01 ; dan 1,10 Bar.

4.2.9.2 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 3000 Watt.



Gambar 4. 36 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 3000 watt Piston TPBG.

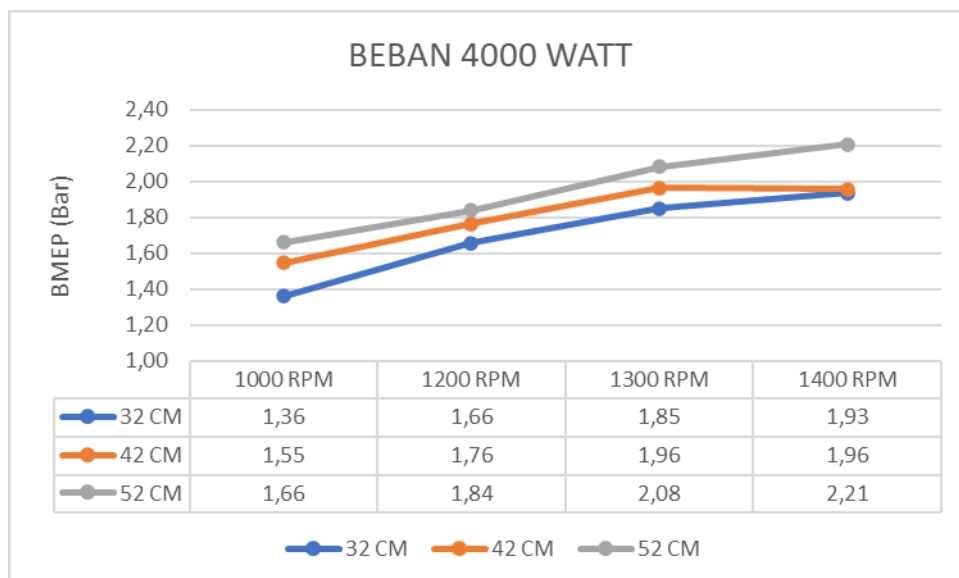
Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 3000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,07 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,19 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,41 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,50 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,19 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,31 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,45 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,56 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,24 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP

sebesar 1,36 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,57 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 1,63 Bar.

Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 3000 Watt dengan piston TPBG ini, trendline grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 1,24 ; 1,36 ; 1,57 ; dan 1,63 Bar.

4.2.9.3 Grafik perbandingan Bmep / RPM dari variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm pada beban 4000 Watt.



Gambar 4. 37 Grafik BMEP / RPM variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm beban lampu 4000 watt Piston TPBG.

Gambar di atas menunjukkan korelasi BMEP dengan RPM motor diesel yang dianalisis pada kondisi pembebanan konstan 4000 Watt menggunakan tiga variasi panjang *intake manifold* yang berbeda dengan menggunakan piston TPBG. Secara umum, grafik menunjukkan tren nilai BMEP yang meningkat seiring dengan kenaikan putaran mesin dari RPM 1000 ke 1400 pada seluruh variasi *intake manifold*.

Pada kondisi variasi *intake manifold* 32 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,36 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,66 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,85 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,93 Bar. Selanjutnya, pada kondisi variasi *intake manifold* 42 cm, dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,55 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,76 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 1,96 Bar, dan pada RPM 1400 menghasilkan BMEP sebesar 1,96 Bar. Pengujian pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm menunjukkan perolehan tekanan efektif rata-rata yang lebih tinggi lagi, di mana dari RPM 1000 menghasilkan BMEP sebesar 1,66 Bar, pada RPM 1200 menghasilkan BMEP sebesar 1,84 Bar, pada RPM 1300 menghasilkan BMEP sebesar 2,08 Bar, dan pada 1400 RPM menghasilkan BMEP sebesar 2,21 Bar.

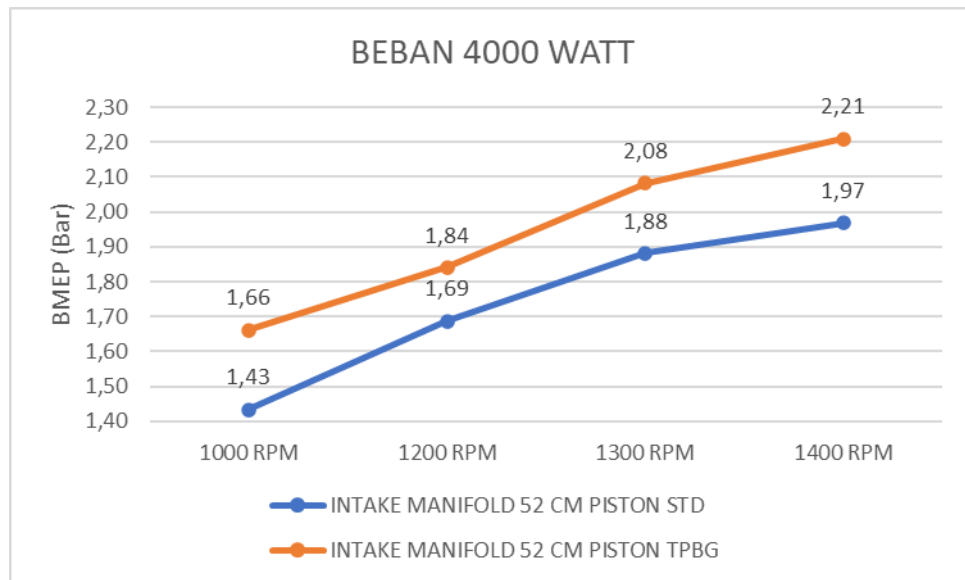
Sehingga, pada pengujian menggunakan pembebanan konstan 4000 Watt dengan piston TPBG ini, trendline grafik RPM vs BMEP yang menunjukkan nilai BMEP paling tinggi atau optimum secara keseluruhan adalah pada kondisi variasi *intake manifold* 52 cm di sepanjang variasi kecepatan RPM 1000, 1200, 1300, dan 1400 dengan nilai masing-masing sebesar 1,66 ; 1,84 ; 2,08 ; dan 2,21 Bar.

Berdasarkan akumulasi data pengujian nilai *Brake Mean Effective Pressure* (BMEP) secara menyeluruh menggunakan konfigurasi piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) pada tiga variasi pembebanan yang berbeda yaitu 2000 Watt, 3000 Watt, dan 4000 Watt, diperoleh kesimpulan yang komprehensif mengenai parameter performa yang paling unggul dan optimum. Secara keseluruhan, berdasarkan tren grafik yang telah dianalisis, nilai tekanan efektif rata-rata atau BMEP tertinggi secara konsisten berhasil dicapai pada kondisi pembebanan maksimal yaitu Beban 4000 Watt dengan mengombinasikannya bersama penggunaan variasi saluran masuk terpanjang, yakni *Intake manifold* 52 cm. Perpaduan karakteristik antara beban puncak dan dimensi saluran masuk tersebut menghasilkan pencapaian nilai puncak absolut (*peak value*) BMEP yang sangat signifikan, yaitu sebesar 2,21 Bar, di mana titik optimum ini terjadi pada putaran mesin tinggi yaitu 1400 RPM.

Pencapaian nilai BMEP tertinggi pada kombinasi ini mengindikasikan bahwa geometri mangkok piston toroidal (TPBG) yang memiliki karakteristik pusaran gas yang kuat, membutuhkan suplai densitas massa udara yang jauh lebih melimpah pada kondisi beban puncak. Penggunaan *intake manifold* sepanjang 52 cm mampu memanfaatkan fenomena inersia kolom udara atau *intake ramming effect* secara maksimal, sehingga udara yang masuk ke dalam ruang bakar menjadi lebih padat. Hal tersebut secara langsung berdampak pada peningkatan efisiensi volumetrik dan kesempurnaan proses pembakaran, yang pada akhirnya menghasilkan tekanan kerja indikator (BMEP) paling maksimal dibandingkan penggunaan *intake manifold* 32 cm dan 42 cm pada tingkat pembebanan yang sama.

Analisis komparatif pada data di atas dapat disimpulkan bahwa dari perbandingan BMEP pada piston standar dan piston TPBG lebih unggul pada piston TPBG yang mendapati nilai puncak absolut yaitu di capai pada kondisi **Beban 4000 Watt** dengan menggunakan *Intake manifold* 52 cm. Kombinasi tersebut menghasilkan nilai puncak absolut sebesar **2,21 Bar** yang terjadi pada putaran mesin **1400 RPM**. Pada piston standar nilai BMEP tertinggi dicapai pada kondisi **Beban 4000 Watt** dengan menggunakan *Intake manifold* 52 cm. Kombinasi tersebut menghasilkan nilai puncak absolut sebesar **1,967 Bar** yang terjadi pada putaran mesin **1400 RPM**.

4.2.9.4 Perbandingan BMEP dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm dengan piston standard dan piston TPBG.



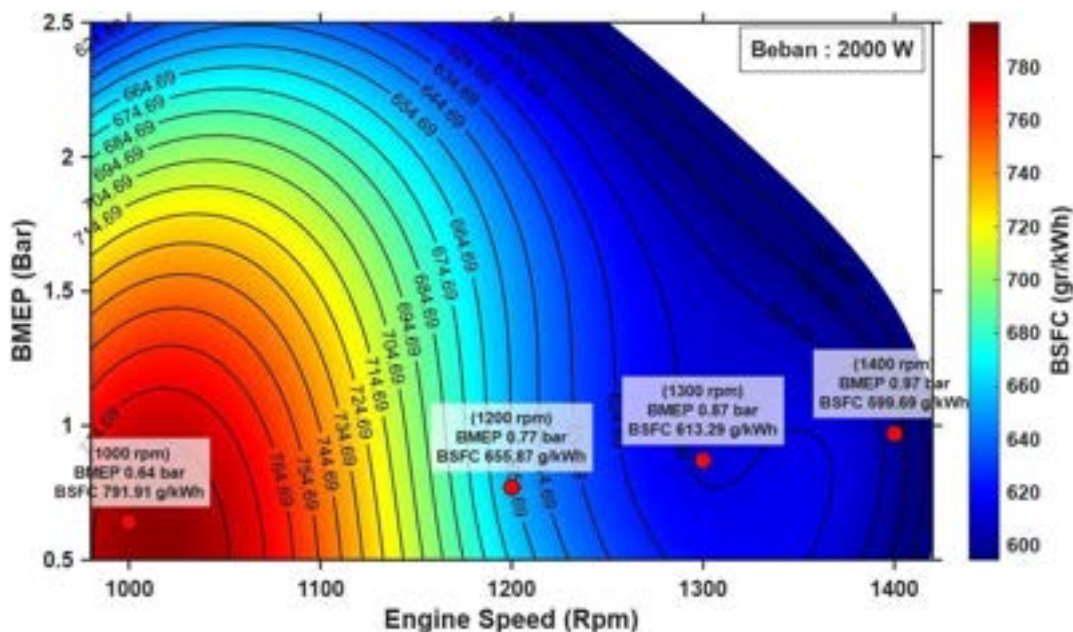
Gambar 4. 38 BMEP dengan RPM pada variasi *intake manifold* 52 cm pada piston standar & TPBG.

Berdasarkan analisis data pengujian di atas, dapat disimpulkan bahwa konfigurasi mesin yang menggunakan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) berhasil menghasilkan nilai BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) tertinggi dibandingkan dengan piston standar. Keunggulan absolut ini ditunjukkan secara konsisten di setiap tingkatan putaran mesin, dengan pencapaian performa puncak pada putaran 1400 RPM dan beban 4000 Watt yang menghasilkan nilai BMEP maksimum sebesar 2,21 Bar. Peningkatan ini membuktikan bahwa modifikasi pada geometri mangkuk pembakaran menjadi tipe toroidal jauh lebih efektif dalam menghasilkan tekanan efektif rata rata yang lebih besar di dalam ruang bakar motor diesel jika dibandingkan dengan desain piston standar.

4.3 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan Piston Standar dan Piston TPBG.

4.3.1 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 2000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



Gambar 4. 39 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 2000 watt pada piston standar

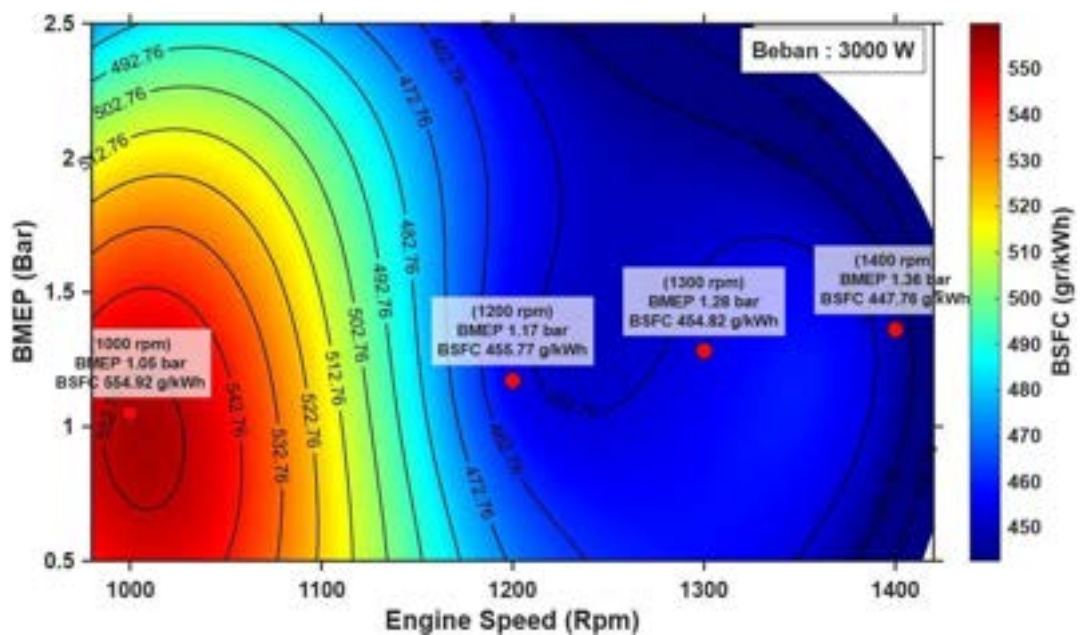
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 2000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake*

Mean Effective Pressure) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada rentang nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 791,91 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 0,64 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian ini dicapai pada nilai 599,69 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP sebesar 0,97 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.2 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 3000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



Gambar 4. 40 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 3000 watt pada piston standar

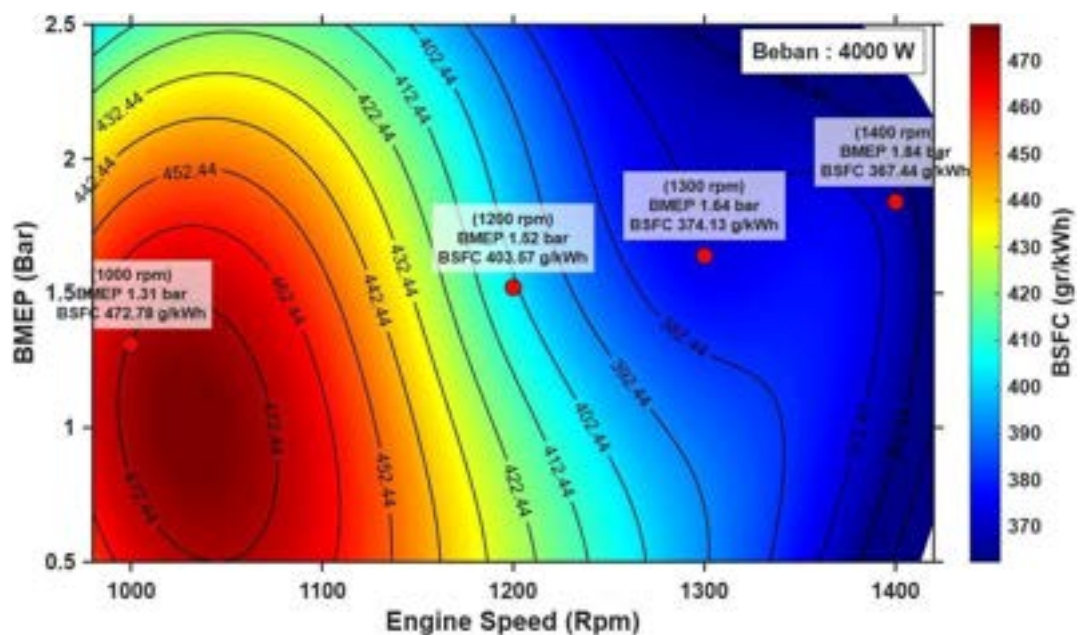
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 3000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada rentang nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 554,92 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,05 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,17 bar; BSFC 455,77 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,28 bar;

BSFC 454,82 gr/kWh), efisiensi mesin terus membaik. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 3000 Watt ini dicapai pada nilai 447,76 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP sebesar 1,36 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.3 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 4000 watt pada piston standar

hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



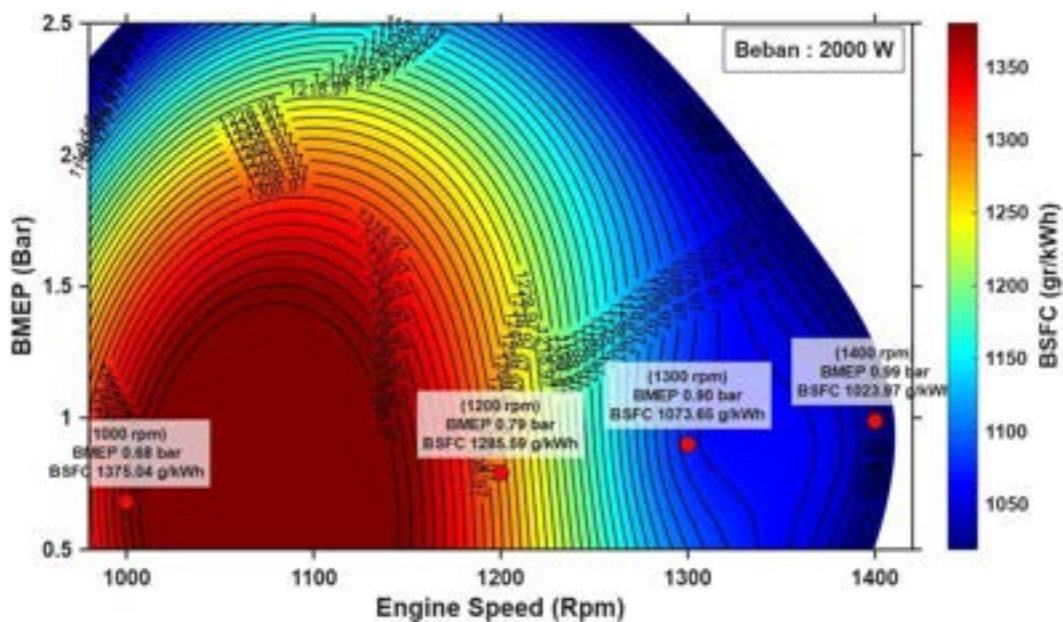
Gambar 4. 41 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 4000 watt pada piston standar

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 4000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada rentang nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 472,78 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,31 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,52 bar; BSFC 403,57 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,64 bar; BSFC 374,13 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus membaik. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 4000 Watt ini dicapai pada nilai 367,44 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,84 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.4 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 42 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 2000 watt pada piston TPBG

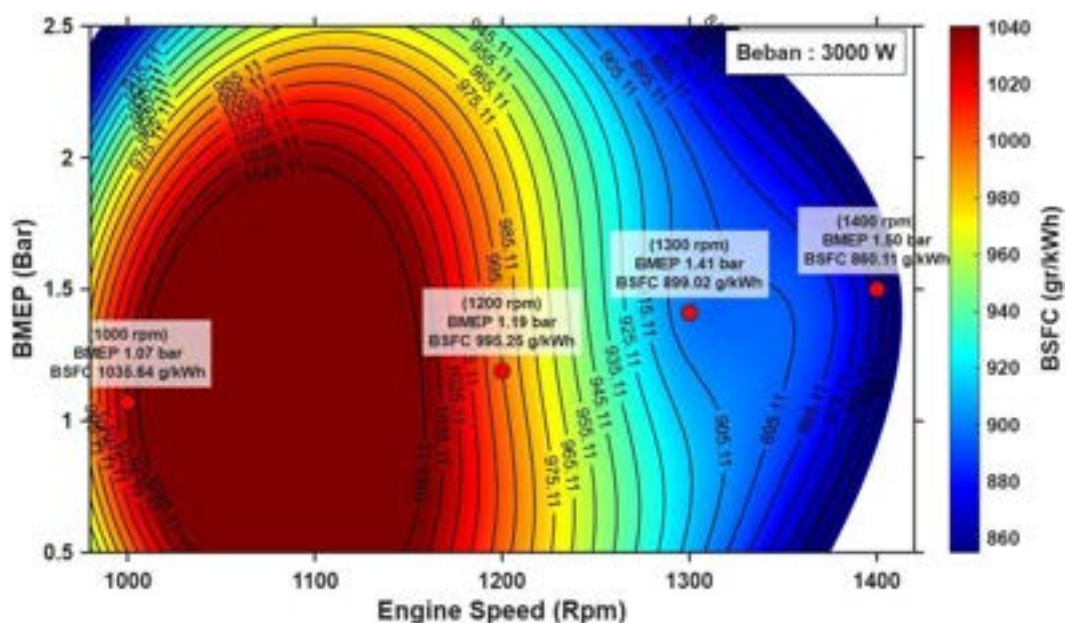
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 2000 watt pada piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada rentang nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 1375,04 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 0,68 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 0,79 bar; BSFC 1285,59 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 0,90

bar; BSFC 1073,65 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan konfigurasi piston TPBG ini dicapai pada nilai 1023,97 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 0,99 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.5 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



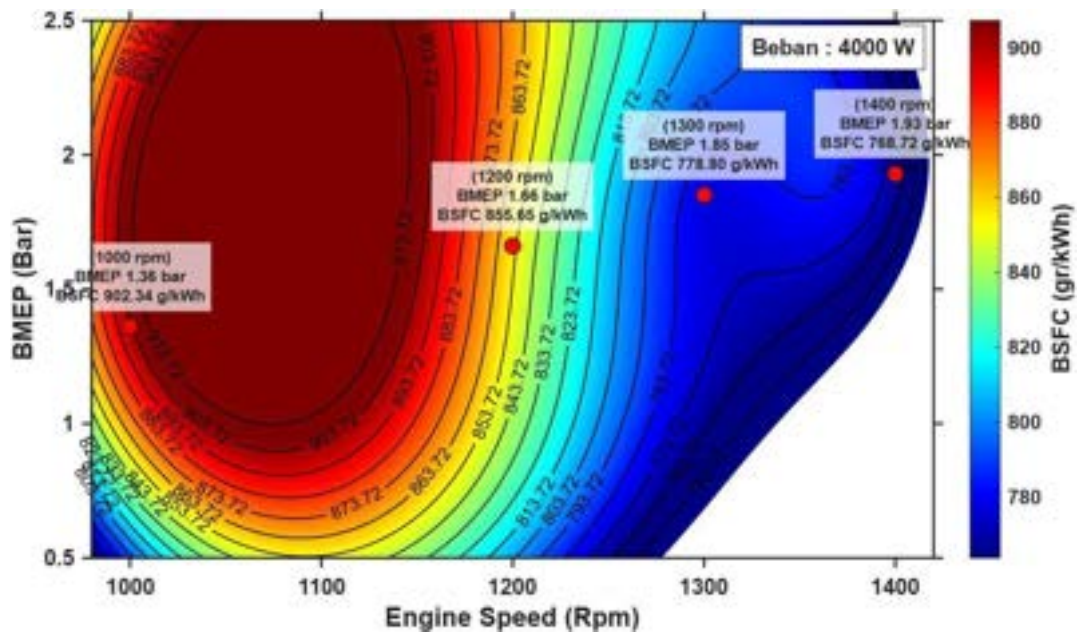
Gambar 4. 43 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 3000 watt pada piston TPBG

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 3000 watt pada piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 1035,64 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,07 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,19 bar; BSFC 995,25 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,41 bar; BSFC 899,02 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 3000 Watt serta konfigurasi piston TPBG ini dicapai pada nilai 860,11 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,50 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.6 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 32 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geomtery*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 44 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 32 cm beban 4000 watt pada piston TPBG

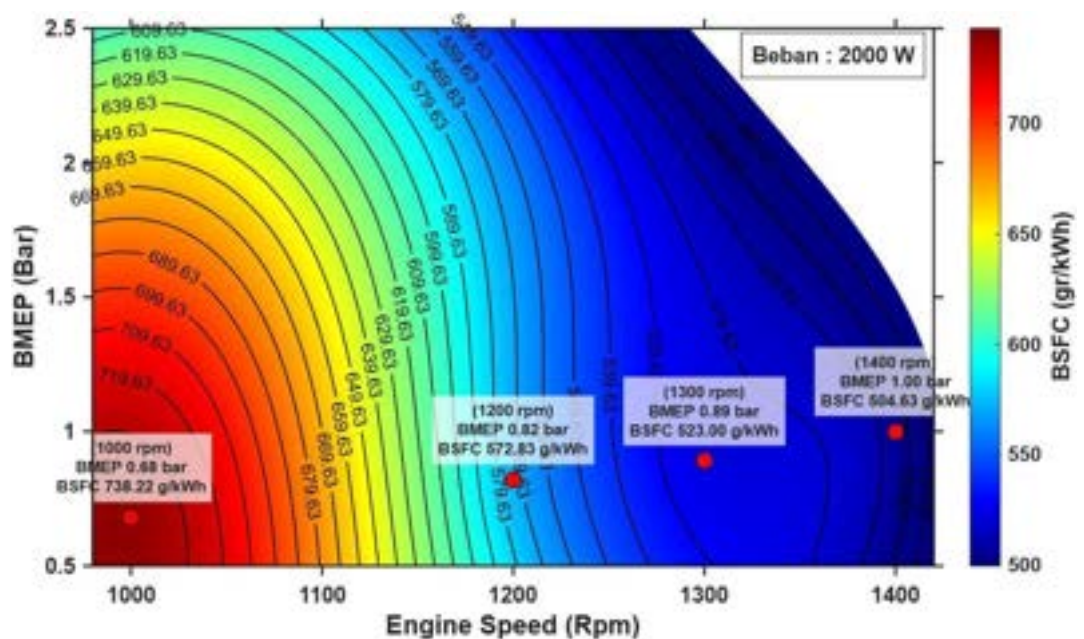
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 32 cm beban 4000 watt pada piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 902,34 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,36 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,66 bar; BSFC 855,65 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,85 bar; BSFC

778,80 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 4000 Watt serta konfigurasi piston TPBG ini dicapai pada nilai 768,72 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,93 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.7 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 2000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



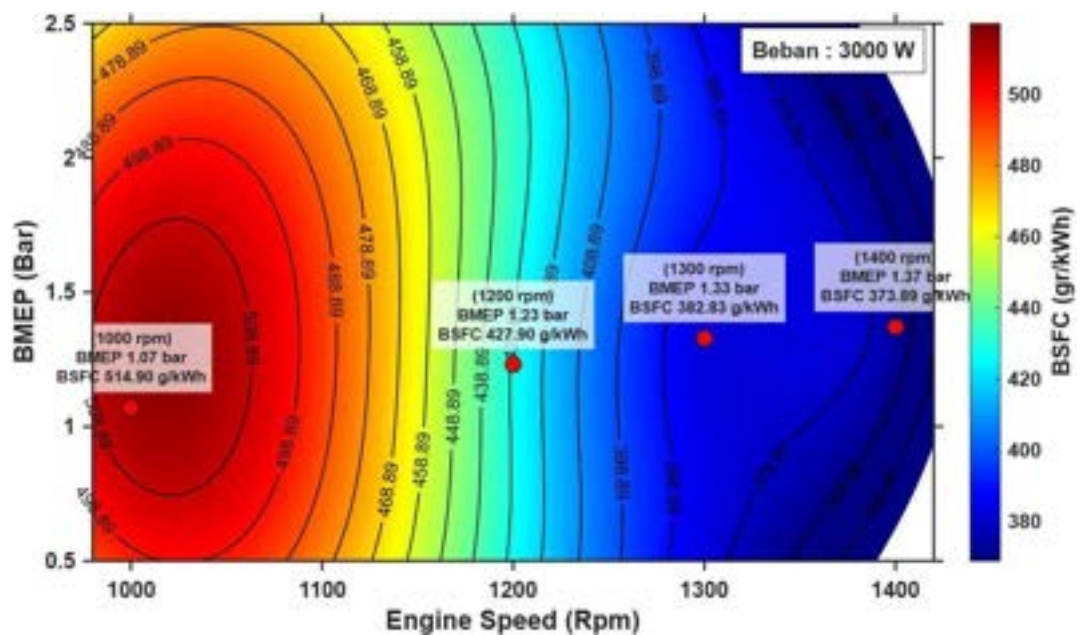
Gambar 4. 45 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 2000 watt pada piston standar

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 2000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 738,22 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 0,68 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 0,82 bar; BSFC 572,83 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 0,89 bar; BSFC 523,00 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 42 cm ini dicapai pada nilai 504,63 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,00 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.8 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 3000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



Gambar 4. 46 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 3000 watt pada piston standar

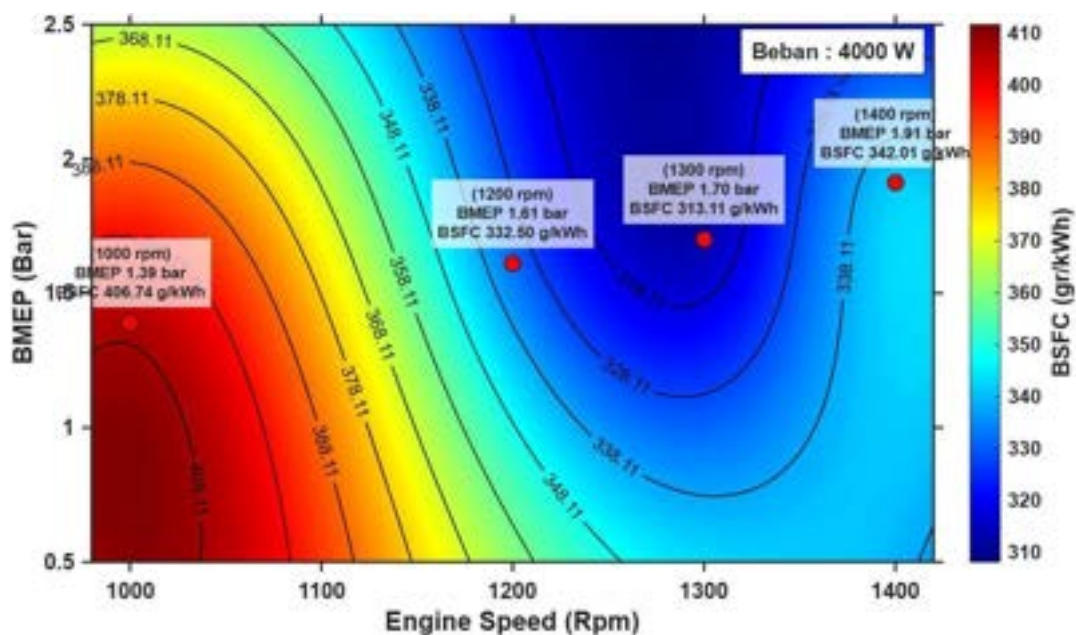
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 3000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 514,90 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,07 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,23 bar; BSFC 427,90 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,33 bar; BSFC

382,83 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 42 cm ini dicapai pada nilai 373,89 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,37 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.9 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 4000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



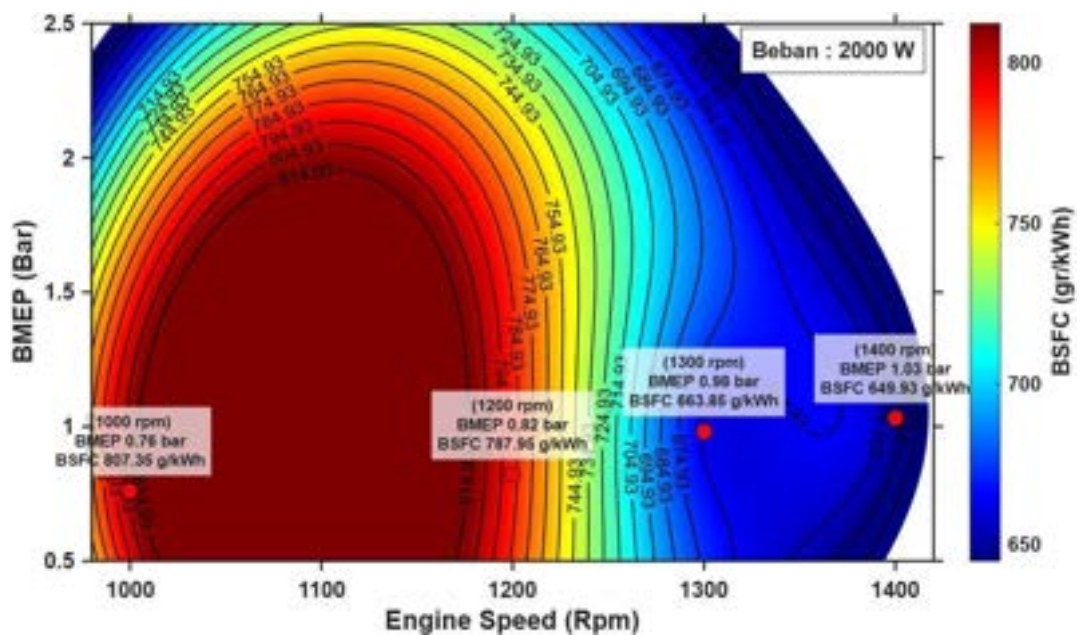
Gambar 4. 47 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 4000 watt pada piston standar

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 4000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 406,74 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,39 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,61 bar; BSFC 332,50 gr/kWh) dan 1400 RPM (BMEP 1,91 bar; BSFC 342,01 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar mengalami fluktuasi namun tetap berada di zona efisien. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 42 cm ini dicapai pada nilai 313,11 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin 1300 RPM dengan capaian nilai BMEP sebesar 1,70 Bar (terletak pada area kontur biru tua terpusat).

4.3.10 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 48 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 2000 watt pada piston TPBG

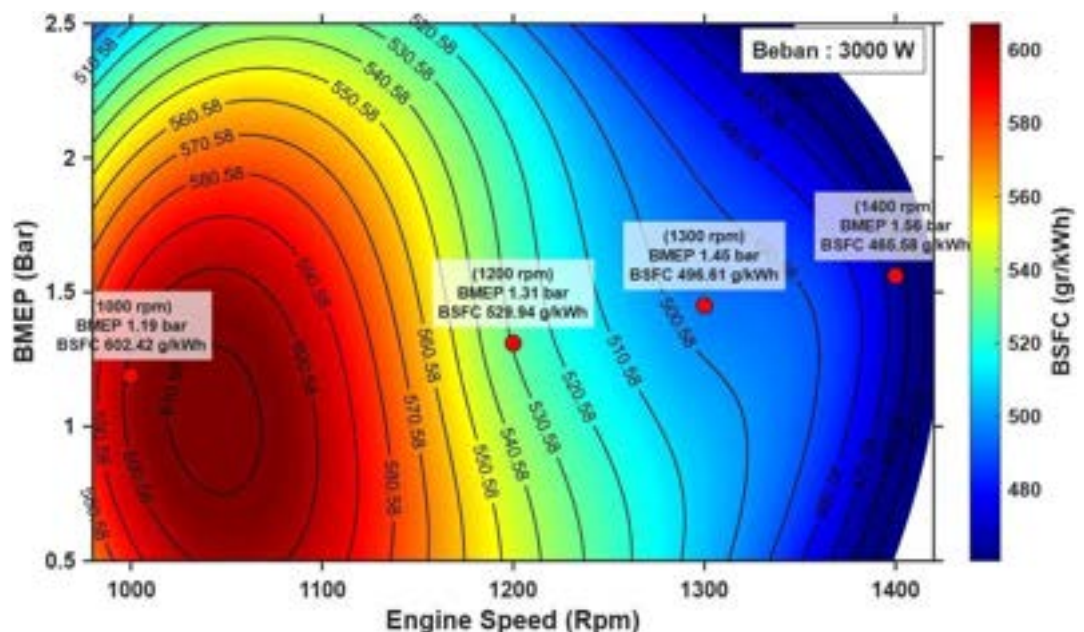
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 2000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 807,35 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 0,76 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 0,82 bar; BSFC 787,95 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 0,98 bar; BSFC

663,85 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 2000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 42 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 649,93 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,03 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.11 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 49 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 3000 watt pada piston TPBG

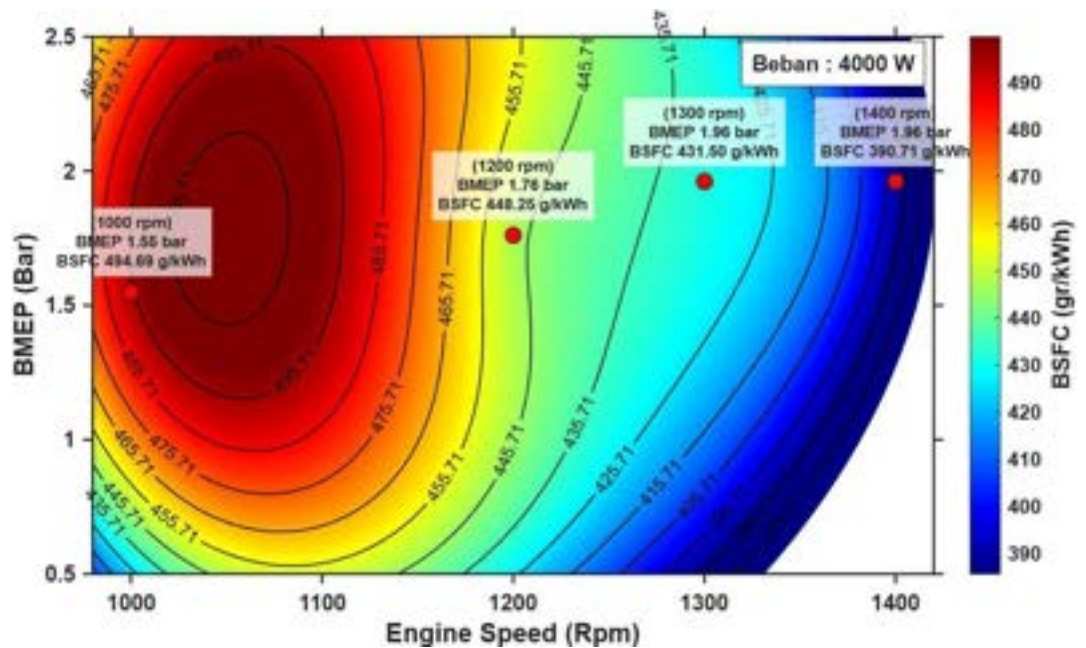
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 3000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara

putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 602,42 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,19 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,31 bar; BSFC 529,94 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,45 bar; BSFC 496,61 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 3000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 42 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 465,58 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,56 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.12 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 42 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 50 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 42 cm beban 4000 watt pada piston TPBG

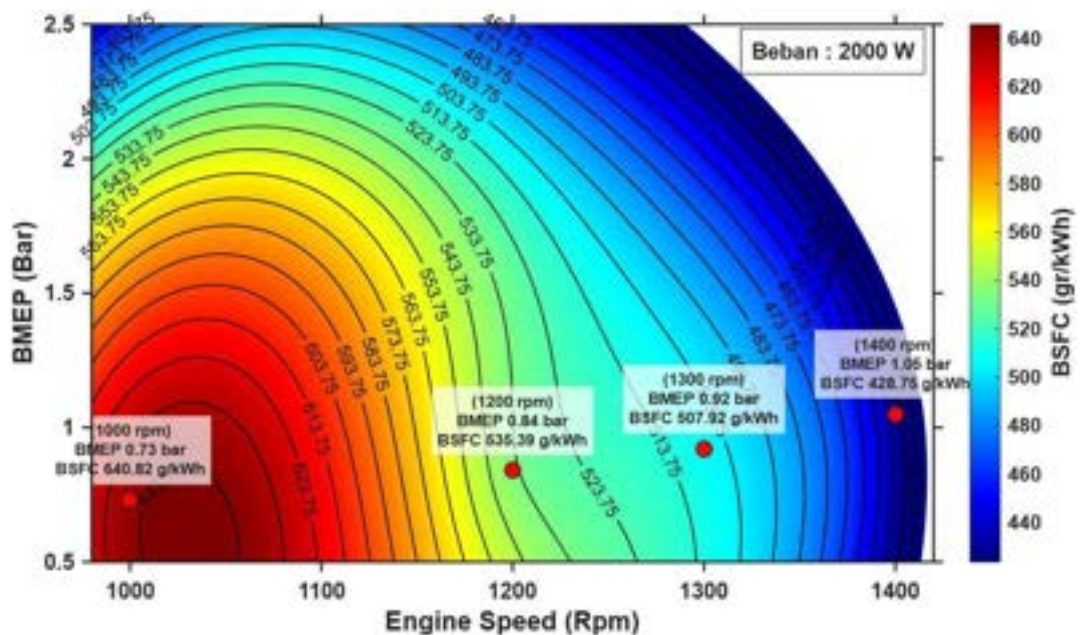
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 42 cm beban 4000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 494,69 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,55 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM

(BMEP 1,76 bar; BSFC 448,25 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,96 bar; BSFC 431,50 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan yang signifikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 4000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 42 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 390,71 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,96 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.13 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 2000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



Gambar 4. 51 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 2000 watt pada piston standar

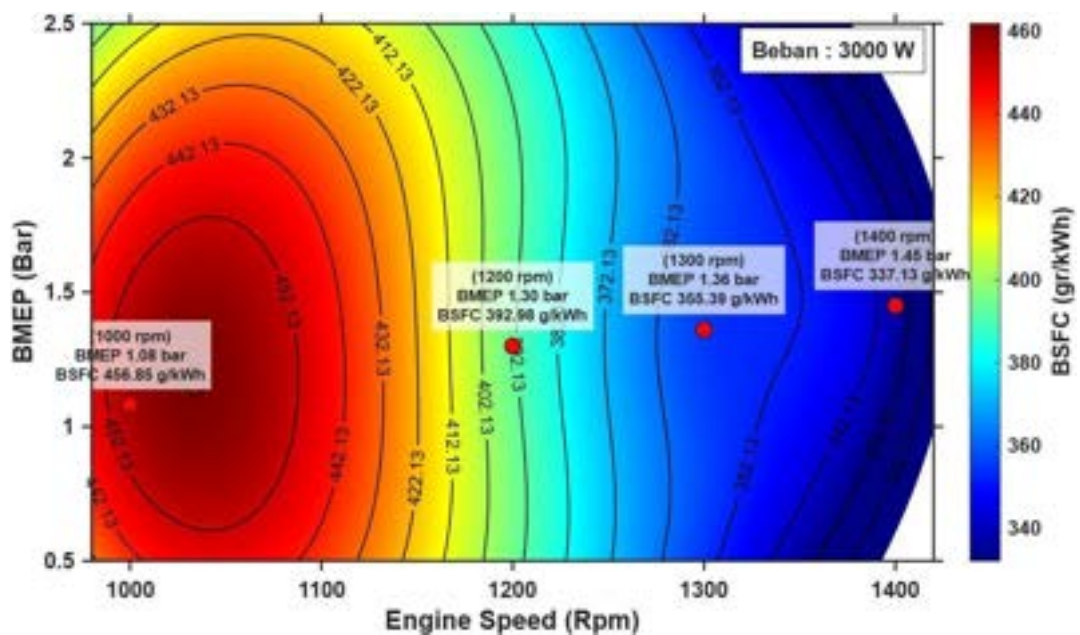
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 2000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara

putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 640,82 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 0,73 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 0,84 bar; BSFC 535,39 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 0,92 bar; BSFC 507,92 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 52 cm ini dicapai pada nilai 428,75 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,05 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.14 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 3000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



Gambar 4. 52 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 3000 watt pada piston standar

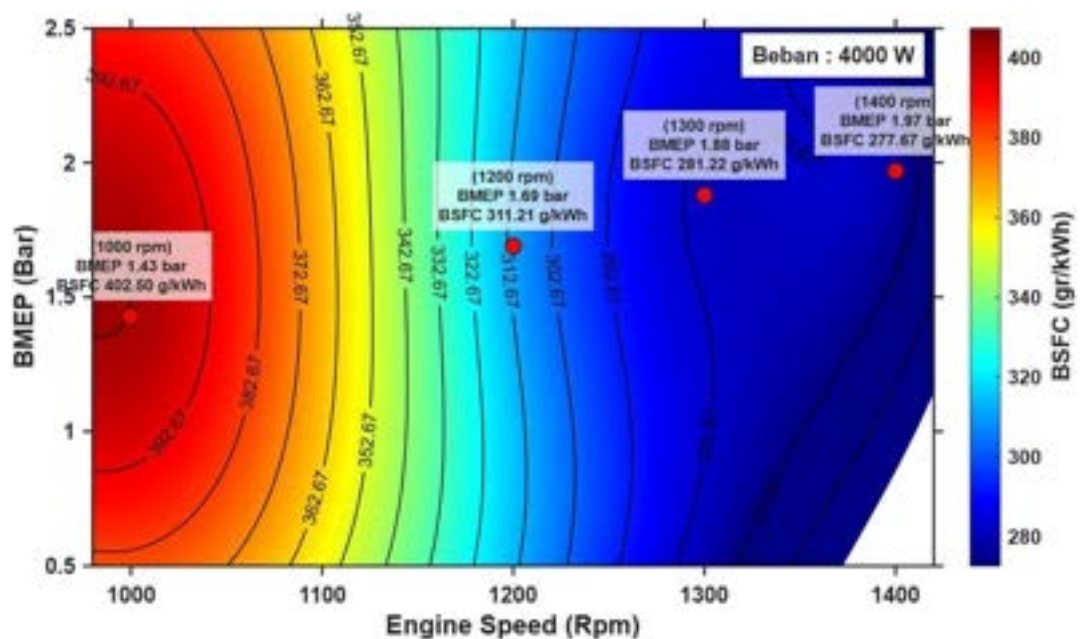
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 3000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 456.85 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1.08 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1.30 bar; BSFC 392.98 gr/kWh) and 1300 RPM (BMEP 1.36 bar; BSFC

355.39 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 52 cm ini dicapai pada nilai 337.13 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1.45 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.15 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 4000 watt pada piston standar

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston standar :



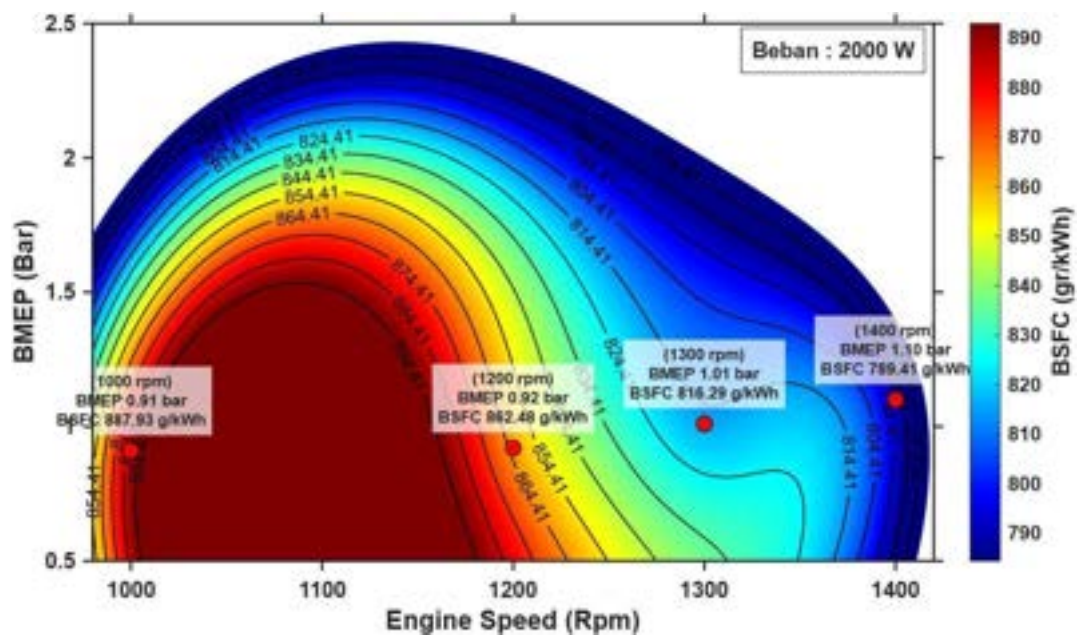
Gambar 4. 53 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 4000 watt pada piston standar

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 4000 watt dengan piston standar dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 402,50 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,43 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,69 bar; BSFC 311,21 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,88 bar; BSFC 281,22 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan yang signifikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan variasi *intake manifold* 52 cm ini dicapai pada nilai 277,67 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,97 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.16 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 2000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 2000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 54 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 2000 watt pada piston TPBG

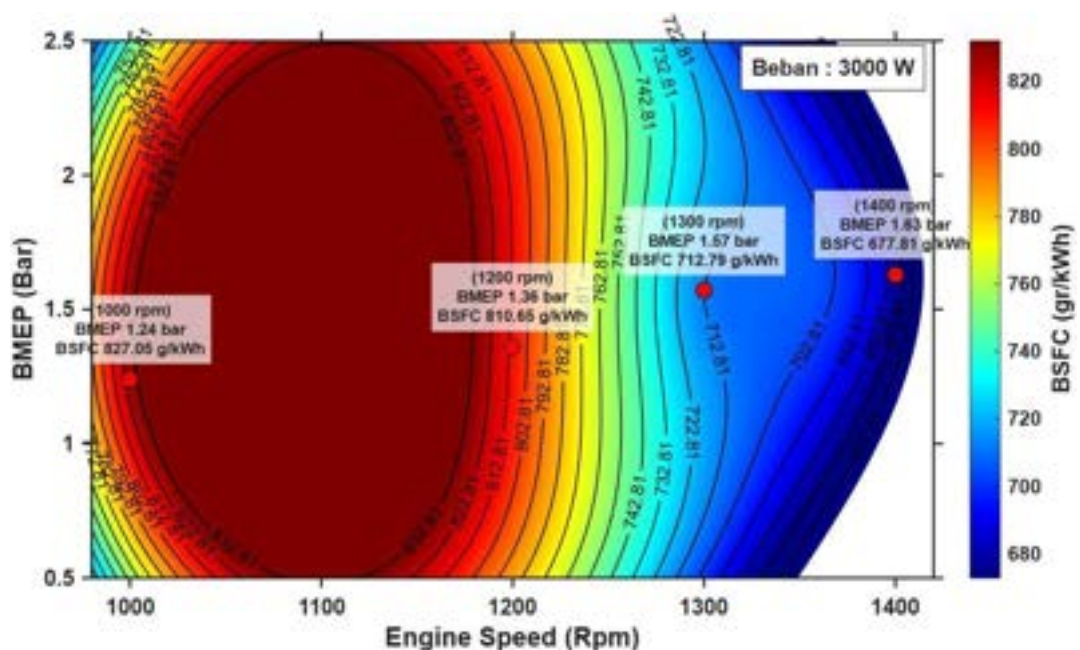
Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 2000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah Engine Speed (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (Brake Mean Effective Pressure) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (Brake Specific Fuel Consumption), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 887,93 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP sebesar 0,91 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 0,92 bar; BSFC 862,48 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,01 bar; BSFC 816,29 gr/kWh),

efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 2000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 52 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 789,41 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,10 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.17 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 3000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 3000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



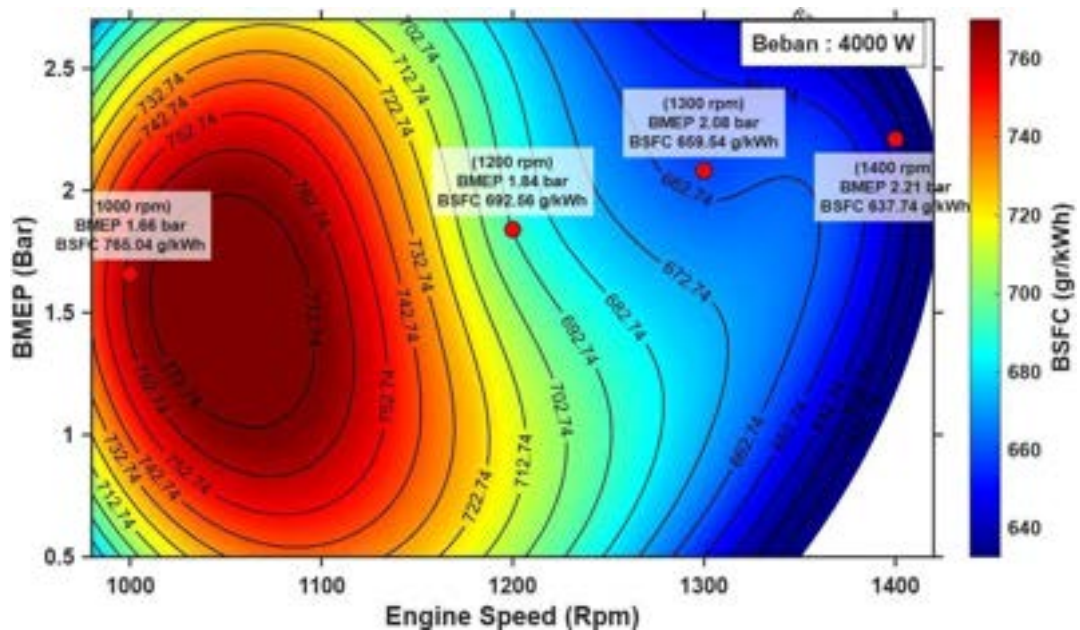
Gambar 4. 55 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 3000 watt pada piston TPBG

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 3000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 827,05 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,24 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,36 bar; BSFC 810,65 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 1,57 bar; BSFC 712,79 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan yang signifikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 3000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 52 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 677,81 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 1,63 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

4.3.18 Hasil Diesel Engine Fuel Map Pada Variasi *Intake manifold* 52 cm beban 4000 watt pada piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*)

Dari hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 4000 watt di dapatkan hasil *Diesel Engine Fuel Map* yang dapat dilihat dari grafik dibawah ini dengan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) :



Gambar 4. 56 Grafik Diesel Engine Fuel Map *Intake manifold* 52 cm beban 4000 watt pada piston TPBG

Berdasarkan hasil pengujian pada variasi *intake manifold* 52 cm beban 4000 watt dengan piston TPBG dapat diamati dari Diesel Engine Fuel Map tersebut bahwa konsumsi bahan bakar spesifik sangat dipengaruhi oleh kombinasi antara putaran mesin (RPM) dan torsi. Grafik tersebut memberikan penjelasan mengenai konsumsi bahan bakar di dalam berbagai kondisi mesin tertentu.

Analisis komparatif pada peta konsumsi bahan bakar (*Fuel Map*) sumbu X dari grafik di atas adalah *Engine Speed* (RPM) yang digunakan pada saat pengujian yaitu rentang 1000 sampai 1400 RPM, sedangkan sumbu Y adalah BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*) yang mengindikasikan tekanan rata-rata efektif dari mesin tersebut dengan skala 0,5 sampai dengan 2,5 Bar. Kontur dan warna menunjukkan nilai BSFC (*Brake Specific Fuel Consumption*), di mana warna kuning hingga merah tua menunjukkan nilai BSFC yang kurang efisien atau lebih boros, sedangkan warna biru gelap menunjukkan nilai BSFC yang lebih optimum atau irit. Area kurang optimum atau paling boros dari grafik tersebut berada pada nilai BSFC tertinggi yaitu sebesar 765,04 gr/kWh, yang terjadi pada putaran rendah 1000 RPM dengan capaian nilai BMEP paling rendah sebesar 1,66 Bar (terletak pada area kontur merah tua). Seiring meningkatnya putaran mesin ke 1200 RPM (BMEP 1,84 bar; BSFC 692,56 gr/kWh) dan 1300 RPM (BMEP 2,08 bar; BSFC

659,54 gr/kWh), efisiensi konsumsi bahan bakar terus mengalami perbaikan yang signifikan. Sebaliknya, nilai BSFC paling optimum (paling rendah/paling irit) pada akhir pengujian dengan beban 4000 Watt serta konfigurasi *intake manifold* 52 cm dan piston TPBG ini dicapai pada nilai 637,74 gr/kWh, yang berada pada putaran mesin tertinggi 1400 RPM dengan capaian nilai BMEP tertinggi sebesar 2,21 Bar (terletak pada area kontur biru tua).

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, yaitu pengaplikasian variasi panjang *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dengan menggunakan piston TPBG (*Toroidal Piston Bowl Geometry*) dan piston standar pada motor diesel, dapat ditarik kesimpulan dan fakta sebagai berikut :

1. Berdasarkan tata cara pengujian, untuk menentukan variasi panjang *intake manifold*, acuan awal didasarkan pada pengukuran dimensi standar manufaktur yaitu sepanjang 32 cm. Selanjutnya, penentuan variasi dilakukan dengan menerapkan metode penambahan panjang secara konstan, yaitu menambahkan panjang sebesar 5 cm dan 10 cm pada sisi hisap (*suction*) serta buang (*discharge*) sehingga diperoleh komponen hasil fabrikasi dengan panjang berturut turut senilai 42 cm dan 52 cm. Pengujian unjuk kerja dilakukan pada titik putaran stasioner 1000 RPM hingga batas maksimal putaran kerja generator sebesar 1400 RPM, dengan menggunakan volume pengujian bahan bakar konstan sebesar 25 ml.
2. Berdasarkan hasil pengujian secara keseluruhan, titik optimal absolut untuk parameter daya, torsi, dan tekanan efektif rata-rata (BMEP) dicapai melalui kombinasi piston TPBG dengan *intake manifold* 52 cm. Sinergi antara efek pengisian inersia (*inertia charging effect*) dari pipa yang panjang serta optimalisasi pusaran udara (*swirl* dan *squish*) pada geometri piston TPBG berhasil menghasilkan daya tertinggi hingga 3,08 kW, torsi maksimal sebesar 21,03 Nm, dan nilai BMEP puncak mencapai 2,21 Bar. Meskipun demikian, peningkatan performa mekanis ini memiliki karakteristik konsumsi bahan bakar yang sedikit berbeda. Efisiensi bahan bakar terbaik pada penggunaan *intake manifold* 52 cm, yang

berhasil mencatatkan nilai BSFC minimum paling optimal sebesar 277,672 gr/kWh pada kondisi putaran dan pembebanan puncak yang sama.

3. Perbandingan nilai konsumsi bahan bakar melalui *Diesel Engine Fuel Map* dengan piston standar dan piston TPBG menggunakan variasi *intake manifold* 32 cm, 42 cm, dan 52 cm dapat disimpulkan *Break Spesific Fuel Consumption* (BSFC) pada piston TPBG, diperoleh kesimpulan bahwa konsumsi bahan bakar spesifik secara konsisten terbukti semakin irit seiring meningkatnya beban generator dan putaran mesin (RPM) karena efisiensi termal yang semakin optimal. Karakteristik keiritan pada garis kontur terdalam di zona operasional putaran tinggi menunjukkan bahwa nilai BSFC yang paling hemat secara absolut pada ukuran *intake manifold* 42 cm yaitu sebesar 390,71 gr/kWh.

5.2 SARAN

Berdasarkan keterbatasan operasional, fenomena mekanika fluida yang ditemukan, serta hasil analisis unjuk kerja motor diesel yang telah dilaksanakan, maka beberapa saran akademis yang kompleks dan terarah dapat diajukan untuk pengembangan penelitian selanjutnya :

1. Optimalisasi Desain Geometrsi dan Material *Intake manifold*
Disarankan untuk melakukan kajian variasi bentuk geometris penampang *intake manifold* pada penelitian selanjutnya, tidak hanya terbatas pada pemetaan dimensi panjang saluran, melainkan merambah pada modifikasi diameter internal pipa atau integrasi sirip pengarah aliran (*guide vanes*) di dalam saluran masuk. Penggunaan material dengan koefisien kekasaran permukaan yang sangat rendah seperti aluminium *billet* CNC atau material komposit polimer juga sangat dianjurkan untuk meminimalkan kerugian gesek aerodinamis aliran udara masuk (*flow losses*).

2. Pengujian Karakteristik Emisi Gas Buang

Mengingat tujuan utama dari rekayasa geometri mangkuk *Toroidal Piston Bowl Geometry* (TPBG) adalah untuk menciptakan homogenitas pencampuran *droplet* biosolar dan oksigen melalui rekayasa pusaran gas, maka penelitian ke depan sangat penting untuk dilengkapi dengan uji emisi gas buang (*exhaust emission gas analyzer*). Langkah ini krusial guna menganalisis parameter dampak lingkungan seperti tingkat kepekatan asap (*opacity*), kadar Nitrogen Oksida (NO_x), Karbon Monoksida (CO), serta Hidrokarbon (HC) yang dilepaskan ke atmosfer.

3. Analisis Simulasi Berbasis *Computational Fluid Dynamics* (CFD) :

Untuk memvalidasi fenomena pergerakan mikro fluida di dalam silinder yang meliputi pembentukan struktur *swirl*, *tumble*, dan *squish* akibat tabrakan arus udara dari ketiga variasi panjang *intake manifold* dengan dinding mangkuk torus piston TPBG, disarankan agar penelitian selanjutnya menerapkan metode pemodelan digital berbasis CFD 3 Dimensi. Integrasi metode eksperimental laboratorium dengan simulasi numerik ini akan memberikan tingkat akurasi serta pemahaman teoritis pembakaran yang jauh lebih komprehensif.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Abdelrazek, M. K., Abdelaal, M. M., & El-Nahas, A. M. (2022). Piston bowl shape and biodiesel fuel effects on combustion and emission of diesel engines. *Journal of Engineering and Applied Science*, 69(1), 1–17. <https://doi.org/10.1186/s44147-022-00158-5>
- Aklis, N., Sarjito, S., & Syah, A. P. (2015). Pengaruh Bentuk Runner *Intake manifold* Terhadap Pola Aliran Fluida Dengan Menggunakan Computational Fluid Dynamics. In *Media Mesin: Majalah Teknik Mesin* (Vol. 16, Issue 2). <https://doi.org/10.23917/mesin.v16i2.1509>
- Aliyansyah, B., Ilminnafik, N., & Syuhri, A. (2024). Optimalisasi Kinerja Motor Bakar Empat Langkah Berbahan Bakar Bensin dan Penambahan Water Elektrolisis dengan Katalis KOH. *Simetris: Jurnal Teknik Mesin, Elektro Dan Ilmu Komputer*, 15(1), 11–20. <https://doi.org/10.24176/simet.v15i1.10609>
- Annas, A., Rochim, N., Suwignyo, J., & Fatra, F. (2021). *Pengaruh penggunaan camshaft racing dan knalpot racing terhadap konsumsi bahan bakar sepeda motor matic 125 CC tahun 2013*. 3(1), 94–101.
- Cappenberg, A. D. (2017). Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Solar, Biosolar Dan Pertamina Dex Terhadap Prestasi Motor Diesel Silinder Tunggal. *Jurnal Konversi Energi Dan Manufaktur*, 4(2), 70–74. <https://doi.org/10.21009/jkem.4.2.3>
- Gocmen, K., & Serhad, H. (2020). An *intake manifold* geometry for enhancement of pressure drop in a diesel engine. *Fuel*, 261(July 2019), 116193. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116193>
- Han, S., Kim, J., & Bae, C. (2014). Effect of air – fuel mixing quality on characteristics of conventional and low temperature diesel combustion. *Applied Energy*, 119, 454–466.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.12.045>

Iswantoro, A., & Faris, F. (2017). *Performance and NO_x Investigation on Diesel Engine using Cold EGR Spiral Tube : A Review*. 1(3), 213–220.

Kurniasari, I. (2025). *Studi Komparasi Modifikasi Piston Direct Swirl Combustion System (DSCS) Pada Motor Diesel Empat Langkah Satu Silinder Menggunakan Variasi Bahan Bakar Solar Studi Komparasi Modifikasi Piston Direct Swirl System (DSCS) Pada Motor Diesel*.

Marty, P. (2014). *Ship energy efficiency study: development and application of an analysis method*.

Milojevi, S. (2025). *Analytical Characterization of Thermal Efficiency and Emissions from a Diesel Engine Using Diesel and Biodiesel and Its Significance for Logistics Management*.

Piltan, F. (2011). *Control of IC Engine : Design a Novel MIMO Fuzzy Backstepping Adaptive Based Fuzzy Estimator Variable Structure Control*. Ic, 360–380.

Ruqaiyah, S., Azam, S., Fadzil, S., Abidin, Z., Amin, I., Khalid, A., Mustaffa, N., Taib, I., Liyana, S., & Darlis, N. (2023). *Flow Analysis of Intake manifold Using Computational Fluid Dynamics*. 1, 88–95.

Sita, A., & Sudarmanta, B. (2017). *Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Sistem Dual Fuel Dengan Variasi Tekanan Penginjeksian*. 4(1).

Zainuri, F., Tullah, M. H., Nuriskasari, I., Subarkah, R., Widiyatmoko, W., Prasetya, S., Susanto, I., Belyamin, B., & Abdillah, A. A. (2022). *Performa Kendaraan Konversi Listrik melalui Pengujian Dynotest*. *Jurnal Mekanik Terapan*, 3(2), 44–49. <https://doi.org/10.32722/jmt.v3i2.4621>

LAMPIRAN I
DATA HASIL PENGUJIAN MOTOR DIESEL

Halaman ini sengaja dikosongkan

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 32 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	145	118	1,35
			120	1,3
			129	2,17
1200	25	122	135	1,61
			132	1,52
			154	2,8
1300	25	107	159	1,67
			161	1,6
			172	2,99
1400	25	91	176	1,74
			173	1,71
			203	3,16
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	127	126	2,53
			128	2,49
			139	2,52
1200	25	116	152	2,9
			153	2,81
			157	2,86
1300	25	98	170	3,01
			170	2,97
			178	3,07
1400	25	87	185	3,26
			186	3,14
			189	3,2
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	121	121	3,8
			115	3,74
			140	2,54
1200	25	102	153	4,1
			150	3,9
			174	2,96
1300	25	94	162	4,55
			165	4,51
			151	3,64
1400	25	79	188	4,84
			184	4,77
			208	3,23

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 42 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	147	132	1,4
			123	1,3
			118	2,43
1200	25	132	165	1,63
			154	1,51
			147	2,76
1300	25	122	184	1,72
			171	1,68
			163	2,9
1400	25	105	208	1,83
			195	1,71
			186	3,12
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	135	145	2,62
			127	2,48
			123	2,55
1200	25	117	167	2,95
			166	2,84
			171	2,55
1300	25	112	193	3,09
			174	2,95
			172	3,04
1400	25	103	192	3,22
			189	3,2
			187	3,17
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	133	139	3,81
			126	3,75
			127	2,55
1200	25	117	172	4,34
			162	4,16
			151	2,83
1300	25	108	190	4,53
			167	4,53
			167	3,03
1400	25	82	205	4,9
			196	4,78
			190	3,25

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 52 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	159	135	1,44
			128	1,33
			124	2,48
1200	25	137	165	1,65
			160	1,62
			146	2,78
1300	25	122	190	1,65
			175	1,61
			167	3,05
1400	25	117	185	1,82
			194	1,81
			208	3,22
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	150	138	2,48
			137	2,48
			134	2,52
1200	25	121	180	2,91
			163	2,91
			160	2,96
1300	25	118	187	3
			185	2,99
			181	3,05
1400	25	108	213	3,22
			194	3,19
			190	3,25
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	130	141	3,88
			128	3,85
			128	2,59
1200	25	119	181	4,4
			156	4,35
			155	2,99
1300	25	109	187	4,58
			192	4,58
			194	3,09
1400	25	98	218	4,93
			189	4,88
			195	3,28

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 32 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	79	112	1,21
			118	1,2
			125	2,43
1200	25	61	149	1,3
			156	1,31
			168	2,42
1300	25	59	163	1,47
			170	1,49
			185	2,72
1400	25	52	181	1,62
			190	1,6
			202	2,91
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	67	117	2,41
			123	2,43
			133	2,47
1200	25	52	141	2,74
			138	2,74
			163	2,79
1300	25	45	169	2,94
			170	2,93
			187	3,02
1400	25	41	183	3,09
			186	3,08
			206	3,16
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	61	115	3,63
			112	3,63
			134	2,51
1200	25	44	144	4,14
			143	4,21
			173	2,88
1300	25	40	168	4,42
			164	4,44
			190	3,05
1400	25	36	184	4,45
			183	4,5
			208	3,2

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 42 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	120	132	1,35
			131	1,33
			121	2,47
1200	25	96	172	1,46
			159	1,43
			152	2,34
1300	25	88	191	1,53
			178	1,54
			169	3,04
1400	25	79	204	1,62
			193	1,64
			183	3,18
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	103	140	2,51
			131	2,51
			130	2,59
1200	25	89	173	2,81
			152	2,79
			149	2,87
1300	25	79	191	2,98
			173	2,99
			170	3,07
1400	25	73	209	3,15
			190	3,13
			188	3,21
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	98	142	3,74
			124	3,73
			126	2,57
1200	25	79	175	4,22
			150	4,23
			149	2,89
1300	25	68	190	4,53
			169	4,53
			172	3,2
1400	25	70	196	4,77
			171	4,73
			175	3,38

Data Pengujian Variasi *Intake manifold* 52 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus
	Bahan	(s)	(V)	(I)
	Bakar			
	(ml)			
Beban Lampu 2000 Watt				
1000	25	92	143	1,34
			145	1,36
			137	2,8
1200	25	78	164	1,68
			151	1,65
			144	2,87
1300	25	69	163	1,72
			172	1,73
			182	2,98
1400	25	61	180	1,82
			190	1,84
			201	3,15
Beban Lampu 3000 Watt				
1000	25	72	133	2,84
			119	2,83
			117	2,95
1200	25	56	172	2,82
			156	2,82
			155	3
1300	25	51	186	3,21
			171	3,2
			169	3,5
1400	25	48	204	3,32
			184	3,21
			181	3,71
Beban Lampu 4000 Watt				
1000	25	59	143	3,85
			127	3,86
			126	2,97
1200	25	49	175	4,49
			147	4,4
			145	3,1
1300	25	42	193	4,59
			170	4,62
			171	3,71
1400	25	38	211	4,82
			186	4,84
			189	3,8

32 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan	(s)	(V)	(l)	X	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m ²)	(N/m ²)	(BAR)
	Bakar				Arus								
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	145	118	1,35	159,3	642,7035	0,64	6,14	508,97	791,91	77124,42	64485,30	0,64
			120	1,3	156								
			125	2,17	279,93								
1200	25	122	135	1,63	217,35	922,3175	0,92	7,34	604,92	655,87	110678,10	77116,85	0,77
			132	1,52	200,64								
			154	2,8	431,2								
1300	25	107	158	1,67	265,53	1124,6271	1,12	8,26	689,72	613,29	134955,25	86799,11	0,87
			161	1,6	257,6								
			172	2,99	514,28								
1400	25	91	176	1,74	306,24	1352,33901	1,35	9,22	810,99	599,69	162280,68	96918,71	0,97
			173	1,73	295,83								
			203	3,16	641,48								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	127	128	2,53	318,76	1047,18421	1,05	10,00	581,10	554,92	125662,11	105068,65	1,05
			128	2,49	318,72								
			135	2,52	350,28								
1200	25	116	152	2,5	440,8	1395,89959	1,40	11,11	636,21	455,77	167507,95	116714,01	1,17
			153	2,83	429,93								
			157	2,88	449,02								
1300	25	98	170	3,03	511,7	1655,7345	1,66	12,16	753,06	454,82	198688,14	127790,16	1,28
			170	2,97	504,9								
			178	3,07	546,46								
1400	25	87	185	3,26	603,7	1894,50842	1,89	12,92	848,28	447,76	227341,01	135774,61	1,36
			186	3,14	584,04								
			185	3,2	604,8								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	121	121	3,8	459,8	1305,80643	1,31	12,47	617,36	472,78	156696,77	131017,37	1,31
			115	3,74	430,7								
			140	2,54	355,6								
1200	25	102	153	4,1	627,3	1814,68596	1,81	14,44	732,35	403,57	217762,32	151729,60	1,52
			150	3,9	588								
			174	2,96	515,04								
1300	25	94	162	4,55	737,1	2124,1038	2,12	15,60	794,68	374,13	254892,46	163939,06	1,64
			165	4,53	744,15								
			151	3,64	549,64								
1400	25	79	188	4,84	909,92	2573,37778	2,57	17,55	945,57	367,44	308805,33	184427,46	1,84
			184	4,77	877,68								
			208	3,23	671,84								

42 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan	(s)	(V)	(I)	X	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m²)	(N/m²)	(BAR)
	Bakar				Arus								
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	147	132	1,4	184,8	680,0684	0,68	6,49	502,04	738,22	81608,21	68234,29	0,68
			123	1,3	159,9								
			118	2,4	286,74								
1200	25	132	165	1,6	268,95	976,0163	0,98	7,77	559,09	572,83	117121,96	81606,72	0,82
			154	1,5	232,54								
			147	2,76	405,72								
1300	25	122	184	1,72	316,48	1156,6255	1,16	8,50	604,92	523,00	138795,06	89268,75	0,89
			171	1,68	287,28								
			163	2,9	472,7								
1400	25	105	208	1,83	380,64	1392,82684	1,39	9,50	702,86	504,63	167139,22	99820,37	1,00
			195	1,71	333,45								
			186	3,12	580,32								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	135	143	2,62	379,5	1061,70211	1,06	10,14	546,67	514,90	127404,25	106525,29	1,07
			127	2,48	314,96								
			123	2,55	313,65								
1200	25	117	167	2,95	492,65	1474,09	1,47	11,73	630,77	427,90	176890,80	123251,67	1,23
			166	2,84	471,44								
			171	2,55	436,05								
1300	25	112	193	3,05	596,37	1721,22556	1,72	12,64	658,93	382,83	206547,07	132844,78	1,33
			174	2,95	513,5								
			172	3,04	522,88								
1400	25	103	192	3,22	618,24	1916,36164	1,92	13,07	716,50	373,89	229963,40	137340,78	1,37
			185	3,2	604,8								
			187	3,17	592,79								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	133	139	3,81	529,59	1380,86193	1,38	13,19	561,65	406,74	165703,43	138548,02	1,39
			126	3,75	472,5								
			127	2,55	323,85								
1200	25	117	172	4,34	746,48	1920,20117	1,92	15,28	638,46	332,50	230424,14	160551,94	1,61
			162	4,16	673,92								
			151	2,83	427,33								
1300	25	108	190	4,53	860,7	2209,03456	2,21	16,23	691,67	313,11	265084,15	170494,05	1,70
			167	4,53	756,51								
			167	3,03	506,01								
1400	25	82	205	4,5	1004,5	2663,60222	2,66	18,17	910,98	342,01	319632,27	190893,61	1,91
			196	4,78	936,88								
			190	3,25	617,5								

Data Perhitungan Daya, Torsi, BSFC, dan BMEP Variasi *Intake manifold* 52 cm Pada Piston Standar.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan	(s)	(V)	(I)	X	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m ²)	(N/m ²)	(BAR)
	Bakar				Arus								
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	159	135	1,44	194,4	724,3125	0,72	6,92	464,15	640,82	86917,50	72673,50	0,73
			128	1,33	170,24								
			124	2,48	307,52								
1200	25	137	165	1,65	272,25	1006,1635	1,01	8,01	538,69	535,39	120739,61	84127,38	0,84
			160	1,62	259,2								
			146	2,78	405,88								
1300	25	122	190	1,65	313,5	1190,9810	1,19	8,75	604,92	507,92	142917,72	91920,32	0,92
			175	1,61	281,75								
			167	3,05	509,35								
1400	25	117	185	1,82	336,7	1471,185029	1,47	10,04	630,77	428,75	176542,20	105436,10	1,05
			194	1,81	351,14								
			208	3,22	669,76								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	150	138	2,48	342,24	1076,947368	1,08	10,28	492,00	456,85	129233,68	108054,92	1,08
			137	2,48	339,76								
			134	2,52	337,68								
1200	25	121	180	2,91	523,8	1552,048129	1,55	12,35	609,92	392,98	186245,78	129769,91	1,30
			163	2,91	474,33								
			160	2,96	473,6								
1300	25	118	187	3	561	1759,822515	1,76	12,93	625,42	355,39	211178,70	135823,71	1,36
			185	2,99	553,15								
			181	3,05	552,05								
1400	25	108	213	3,22	685,86	2026,942222	2,03	13,83	683,33	337,13	243233,07	145265,81	1,45
			194	3,19	618,86								
			190	3,25	617,5								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	130	141	3,88	547,08	1427,62269	1,43	13,63	574,62	402,50	171314,72	143239,73	1,43
			128	3,85	492,8								
			128	2,59	331,52								
1200	25	119	181	4,4	796,4	2017,046784	2,02	16,05	627,73	311,21	242045,61	168649,40	1,69
			156	4,35	678,6								
			155	2,99	463,45								
1300	25	109	187	4,58	856,46	2436,942807	2,44	17,90	685,32	281,22	292433,14	188084,09	1,88
			192	4,58	879,36								
			194	3,09	599,46								
1400	25	98	218	4,93	1074,74	2745,130175	2,75	18,73	762,24	277,67	329415,62	196736,52	1,97
			189	4,88	922,32								
			195	3,28	639,6								

32 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan	(s)	(V)	(I)	X	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m²)	(N/m²)	(BAR)
	Bakar				Arus								
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	79	112	1,21	135,52	679,3801	0,68	6,49	934,18	1375,04	81525,61	68165,23	0,68
			118	1,2	141,6								
			125	2,43	303,75								
1200	25	61	145	1,3	193,7	941,0760	0,94	7,49	1209,84	1285,59	112929,12	78685,29	0,79
			156	1,31	204,36								
			168	2,42	406,56								
1300	25	59	163	1,47	239,61	1165,0409	1,17	8,56	1250,85	1073,65	139804,91	89918,26	0,90
			170	1,45	253,3								
			185	2,72	503,2								
1400	25	52	181	1,62	293,22	1386,0117	1,39	9,45	1419,23	1023,97	166321,40	99331,94	0,99
			190	1,6	304								
			202	2,91	587,82								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	67	112	2,41	281,97	1063,59064	1,06	10,16	1101,49	1035,64	127630,88	106714,78	1,07
			123	2,43	298,89								
			133	2,47	328,51								
1200	25	52	141	2,74	386,34	1426	1,43	11,35	1419,23	995,25	171120,00	119230,77	1,19
			138	2,74	378,12								
			163	2,75	454,77								
1300	25	45	165	2,94	496,86	1824,21053	1,82	13,40	1640,00	899,02	218905,26	140793,20	1,41
			170	2,93	498,1								
			187	3,02	564,74								
1400	25	41	183	3,05	565,47	2092,76023	2,09	14,28	1800,00	860,11	251131,23	149982,82	1,50
			186	3,08	572,88								
			208	3,16	650,96								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	61	115	3,63	417,45	1357,1345	1,36	12,96	1224,59	902,34	162856,14	136167,34	1,36
			112	3,63	406,56								
			134	2,51	336,34								
1200	25	44	144	4,14	596,16	1984,12865	1,98	15,79	1697,73	855,65	238095,44	165897,04	1,66
			143	4,23	602,03								
			173	2,88	498,24								
1300	25	40	168	4,42	742,56	2397,91813	2,40	17,62	1867,50	778,80	287750,18	185072,15	1,85
			164	4,44	728,16								
			190	3,05	579,5								
1400	25	36	184	4,45	818,8	2699,29825	2,70	18,41	2075,00	768,72	323915,79	193451,86	1,93
			183	4,5	823,5								
			208	3,2	665,6								

42 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan	(s)	(V)	(I)	X	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m²)	(N/m²)	(BAR)
	Bakar				Arus								
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	120	132	1,35	178,2	761,7544	0,76	7,27	615,00	807,35	91410,53	76430,21	0,76
			133	1,33	174,23								
			121	2,47	298,87								
1200	25	96	172	1,46	251,12	975,6374	0,98	7,76	768,75	787,95	117076,49	81575,04	0,82
			159	1,43	227,37								
			152	2,34	355,68								
1300	25	88	191	1,53	292,23	1263,2865	1,26	9,28	838,64	663,85	151594,39	97500,89	0,98
			178	1,54	274,12								
			169	3,04	513,76								
1400	25	79	204	1,62	330,48	1437,35673	1,44	9,80	934,18	649,93	172482,81	103011,71	1,03
			193	1,64	316,52								
			183	3,18	581,94								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	103	140	2,51	351,4	1189,36842	1,19	11,36	716,50	602,42	142724,21	119334,62	1,19
			131	2,53	328,83								
			136	2,59	336,7								
1200	25	89	173	2,83	486,13	1564,72515	1,56	12,45	829,21	529,94	187767,02	130829,86	1,31
			152	2,75	424,08								
			149	2,87	427,63								
1300	25	79	191	2,98	569,18	1881,11111	1,88	13,82	934,18	496,61	225733,33	145184,80	1,45
			173	2,99	517,27								
			170	3,07	521,9								
1400	25	73	209	3,15	658,35	2171,38012	2,17	14,81	1010,96	465,58	260565,61	155617,30	1,56
			190	3,13	594,7								
			188	3,22	603,48								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	98	142	3,74	531,08	1540,84211	1,54	14,72	762,24	494,69	184901,05	154599,54	1,55
			124	3,73	462,52								
			128	2,57	323,82								
1200	25	79	175	4,22	738,5	2109,48538	2,11	16,79	945,57	448,25	253138,25	176378,38	1,76
			150	4,23	634,5								
			149	2,88	430,61								
1300	25	68	190	4,53	860,7	2545,81287	2,55	18,70	1098,53	431,50	305497,54	196486,71	1,96
			169	4,53	765,57								
			172	3,2	550,4								
1400	25	70	196	4,77	934,92	2731,28655	2,73	18,63	1067,14	390,71	327754,39	195744,38	1,96
			171	4,73	808,83								
			175	3,38	591,5								

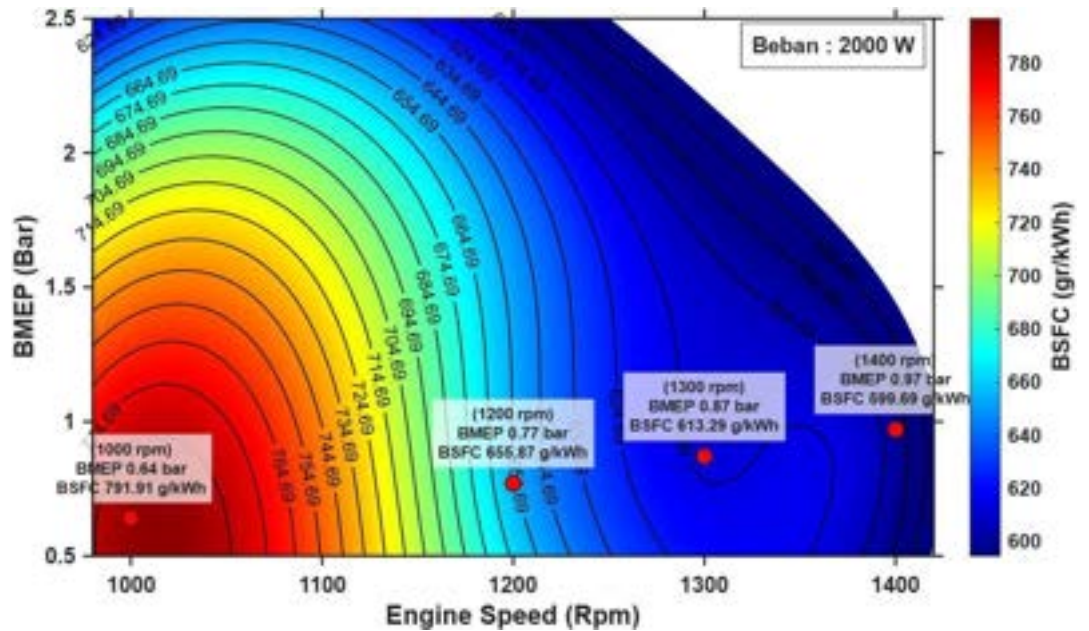
52 cm Pada Piston TPBG.

Rpm	Volume	Waktu	Tegangan	Arus	Tegangan	Daya	Daya	Torsi	FCR	BSFC	Bmep	Bmep	Bmep
	Bahan Bakar	(s)	(V)	(I)	X Arus	(Watt)	(kW)	(Nm)	(kg/h)	(gr/kWh)	(N/m ²)	(N/m ²)	(BAR)
	(ml)				(V x I)						step 1	step 2	
Beban Lampu 2000 Watt													
1000	25	92	143	1,34	191,62	903,4152	0,90	8,63	802,17	887,93	108409,82	90643,67	0,91
			145	1,36	197,2								
			137	2,8	383,6								
1200	25	78	164	1,68	275,52	1097,0175	1,10	8,73	946,15	862,48	131642,11	91723,87	0,92
			151	1,65	249,15								
			144	2,87	413,28								
1300	25	69	163	1,72	280,36	1310,2690	1,31	9,63	1069,57	816,29	157232,28	101127,01	1,01
			172	1,73	297,56								
			182	2,98	542,36								
1400	25	61	180	1,82	327,6	1532,573099	1,53	10,45	1209,84	789,41	183908,77	109835,63	1,10
			190	1,84	349,6								
			201	3,15	633,15								
Beban Lampu 3000 Watt													
1000	25	72	133	2,84	377,72	1239,345029	1,24	11,84	1025,00	827,05	148721,40	124349,00	1,24
			119	2,83	336,77								
			117	2,95	345,15								
1200	25	56	172	2,82	485,04	1625,684211	1,63	12,94	1317,86	810,65	195082,11	135926,77	1,36
			156	2,82	439,92								
			155	3	465								
1300	25	51	186	3,21	597,06	2030,128655	2,03	14,91	1447,06	712,79	243615,44	156686,03	1,57
			171	3,2	547,2								
			169	3,5	591,5								
1400	25	48	204	3,32	677,28	2268,339181	2,27	15,47	1537,50	677,81	272200,70	162566,11	1,63
			184	3,21	590,64								
			181	3,71	671,51								
Beban Lampu 4000 Watt													
1000	25	59	143	3,85	550,55	1654,959064	1,65	15,80	1266,10	765,04	198595,09	166049,40	1,66
			127	3,86	490,22								
			126	2,97	374,22								
1200	25	49	175	4,49	785,75	2201,22807	2,20	17,52	1524,49	692,56	264147,37	184049,17	1,84
			147	4,4	646,8								
			145	3,1	449,5								
1300	25	42	193	4,59	885,87	2696,701754	2,70	19,81	1778,57	659,54	323604,21	208132,37	2,08
			170	4,62	785,4								
			171	3,71	634,41								
1400	25	38	211	4,82	1017,02	3082,409357	3,08	21,03	1965,79	637,74	369889,12	220908,46	2,21
			186	4,84	900,24								
			189	3,8	718,2								

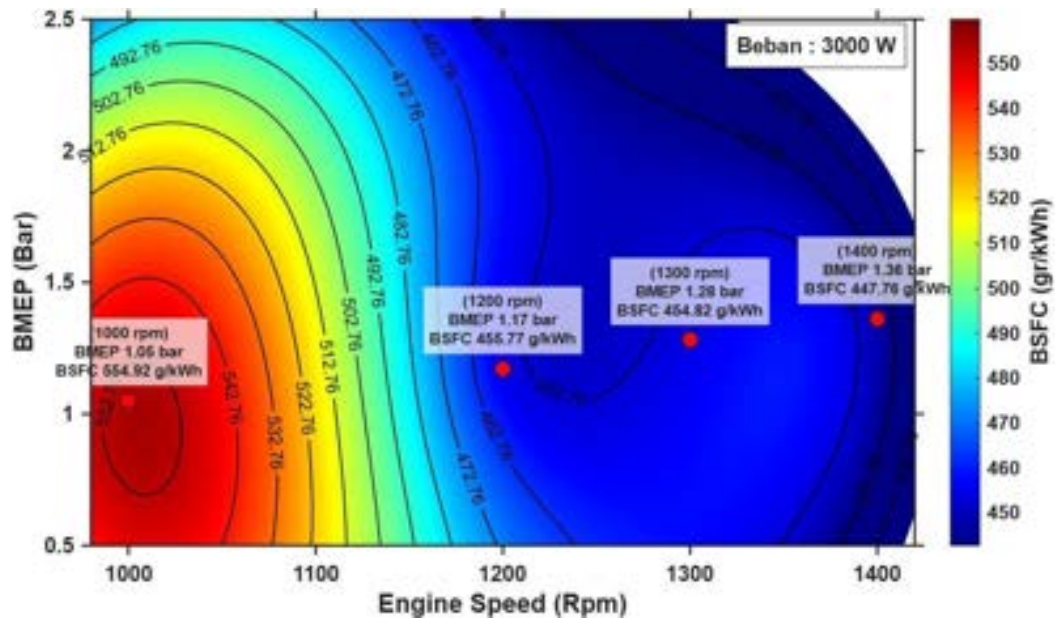
LAMPIRAN II
GRAFIK DIESEL ENGINE FUEL MAPS

Halaman ini sengaja dikosongkan

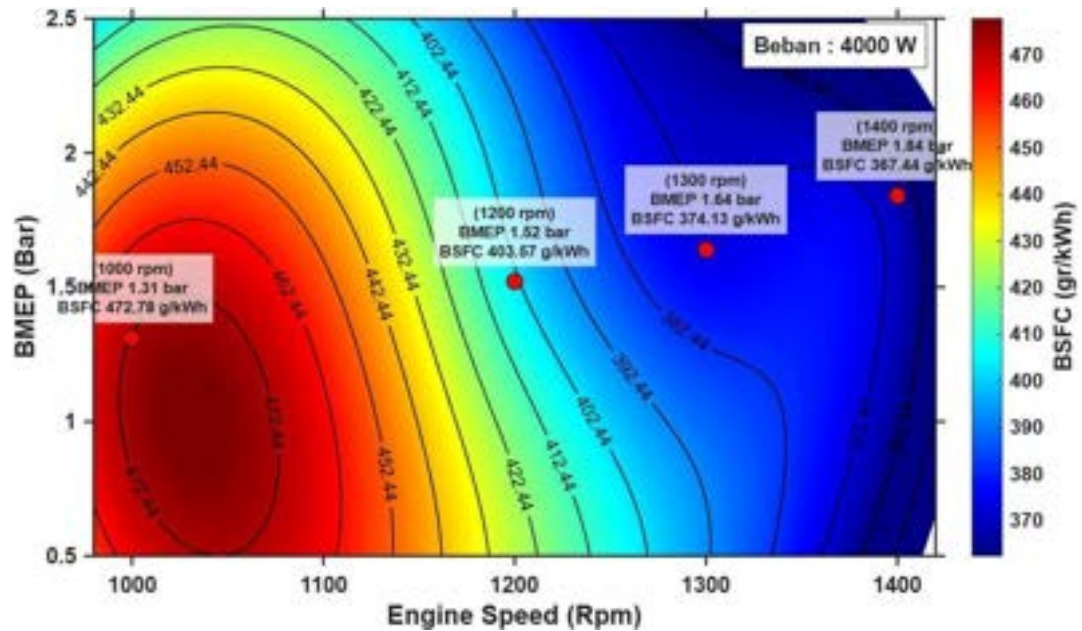
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 2000 watt Pada Piston Standar.



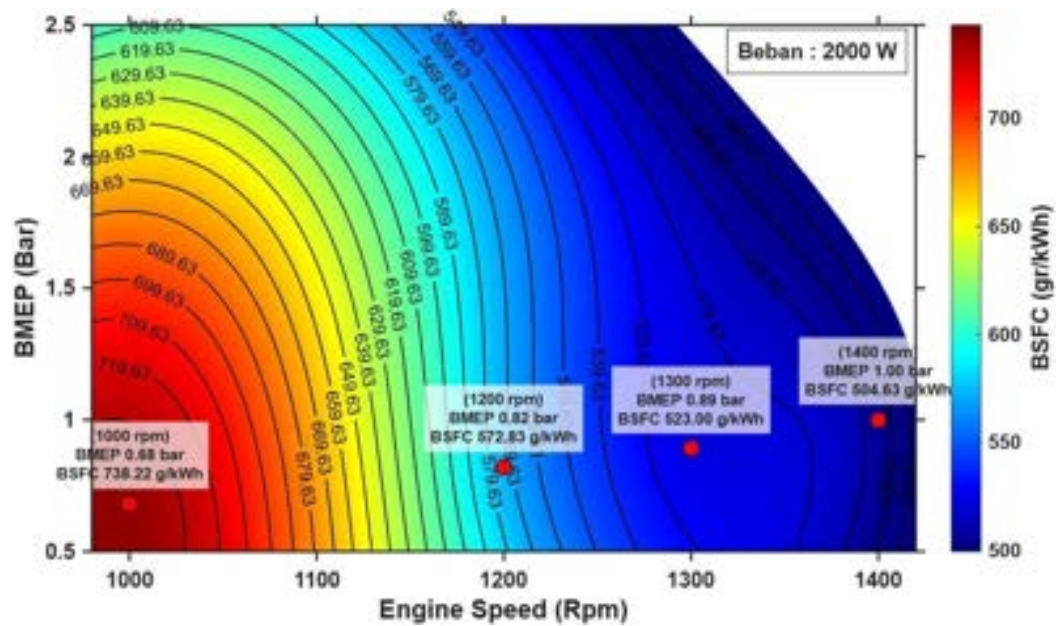
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 3000 watt Pada Piston Standar.



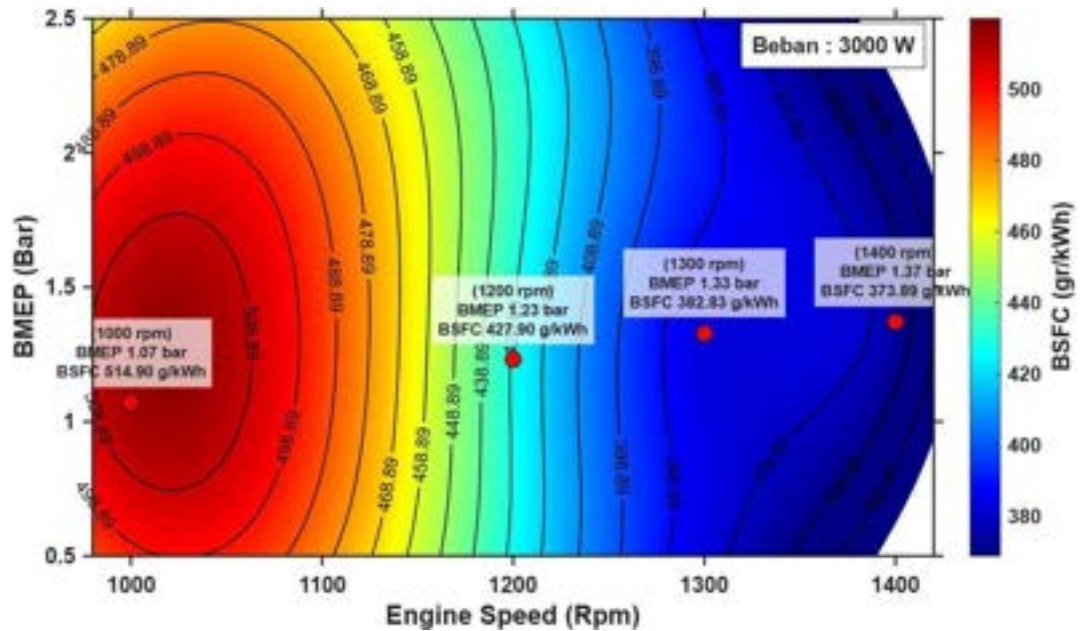
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 4000 watt Pada Piston Standar.



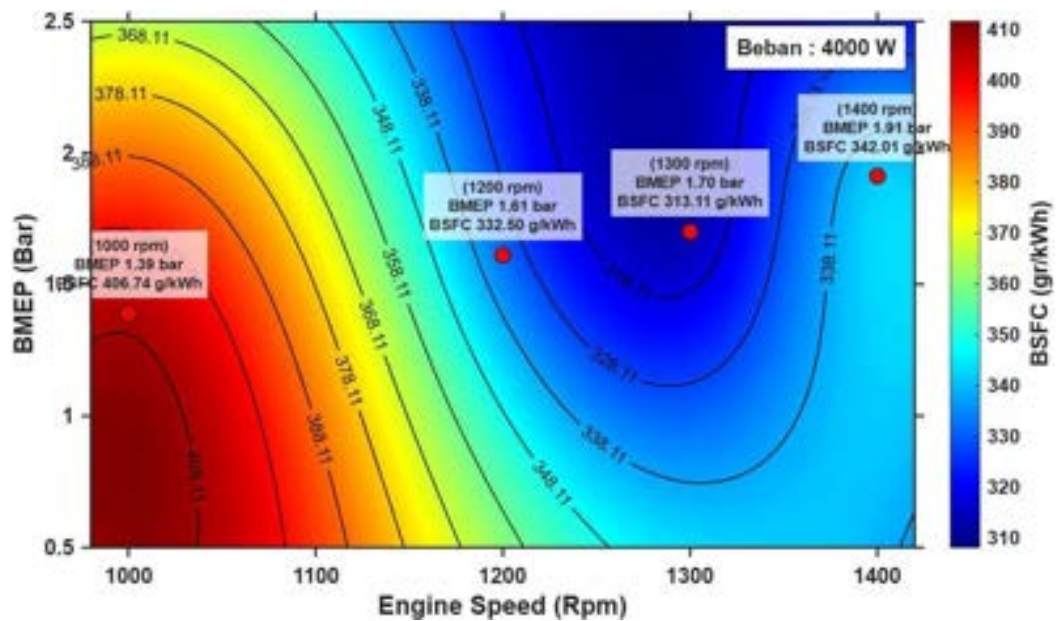
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 2000 watt Pada Piston Standar.



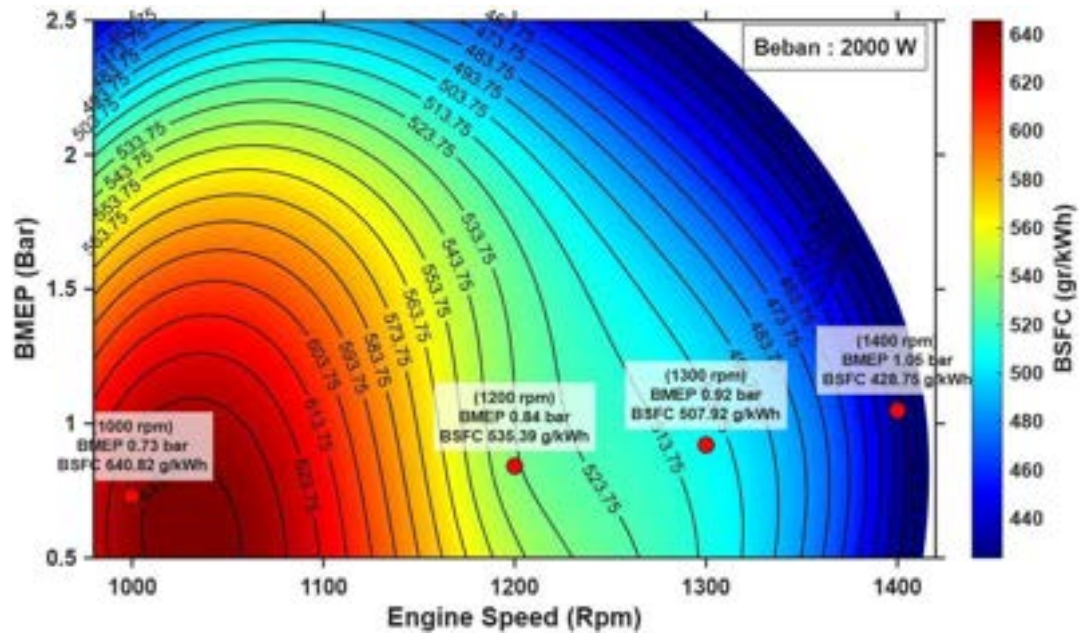
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 3000 watt Pada Piston Standar.



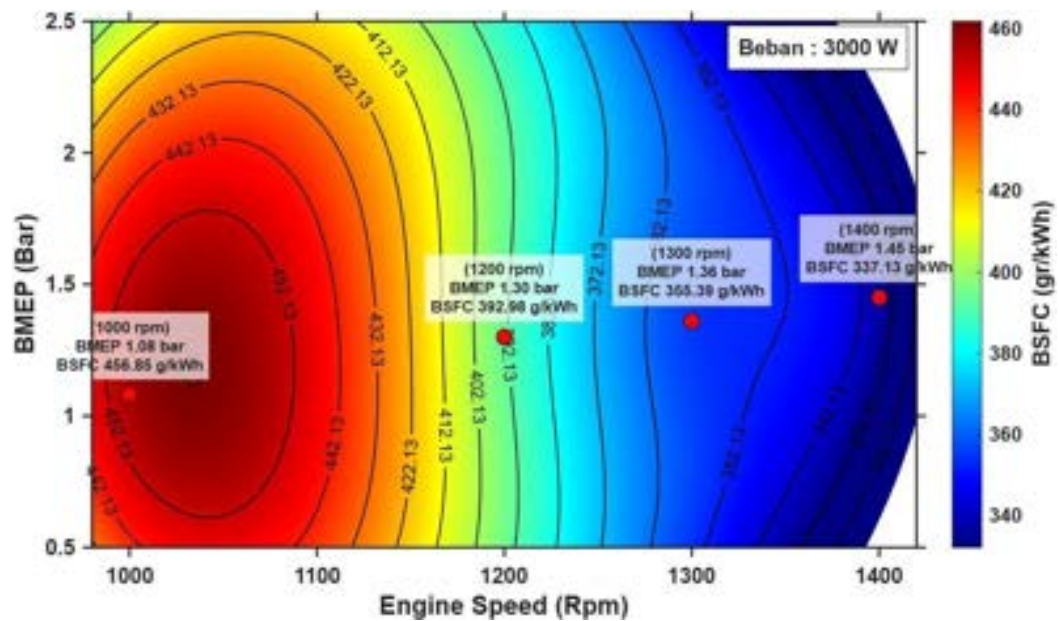
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 4000 watt Pada Piston Standar.



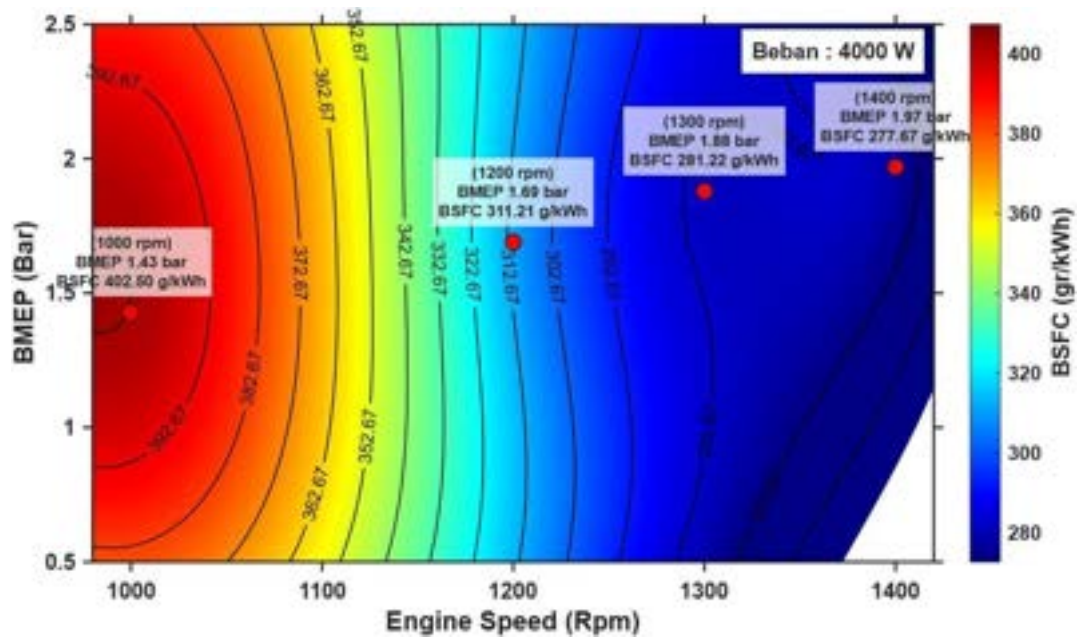
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 2000 watt Pada Piston Standar.



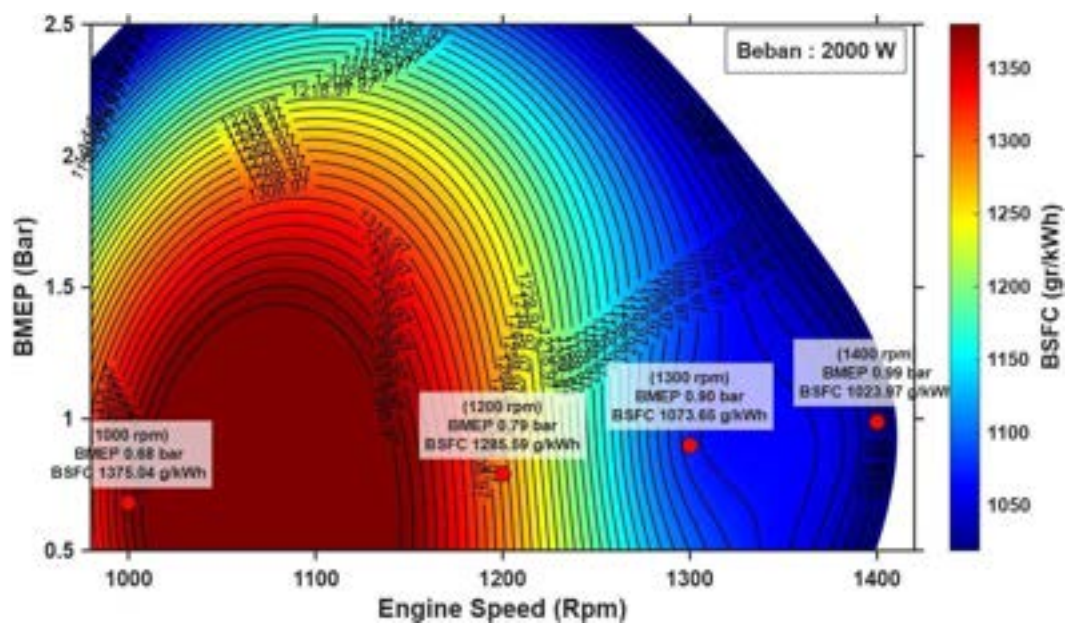
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 3000 watt Pada Piston Standar.



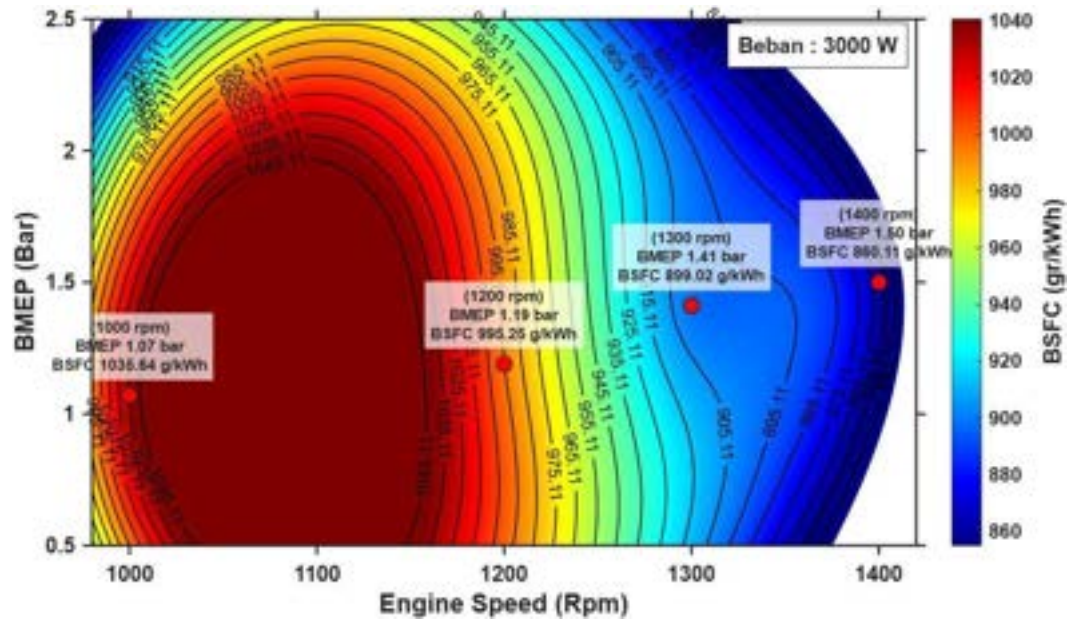
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 4000 watt Pada Piston Standar.



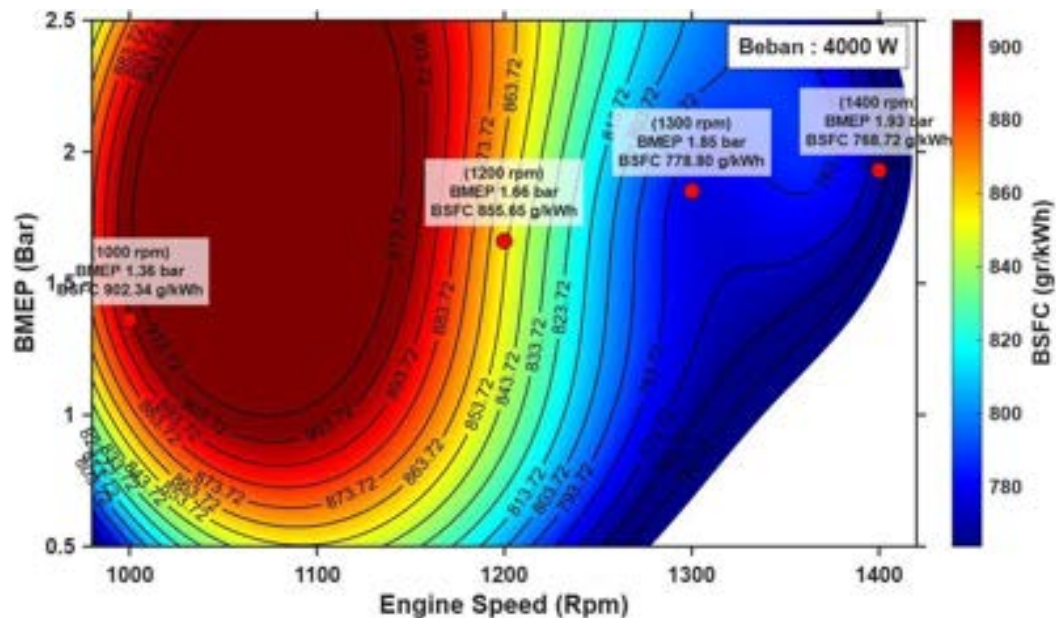
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 2000 watt Pada Piston TPBG.



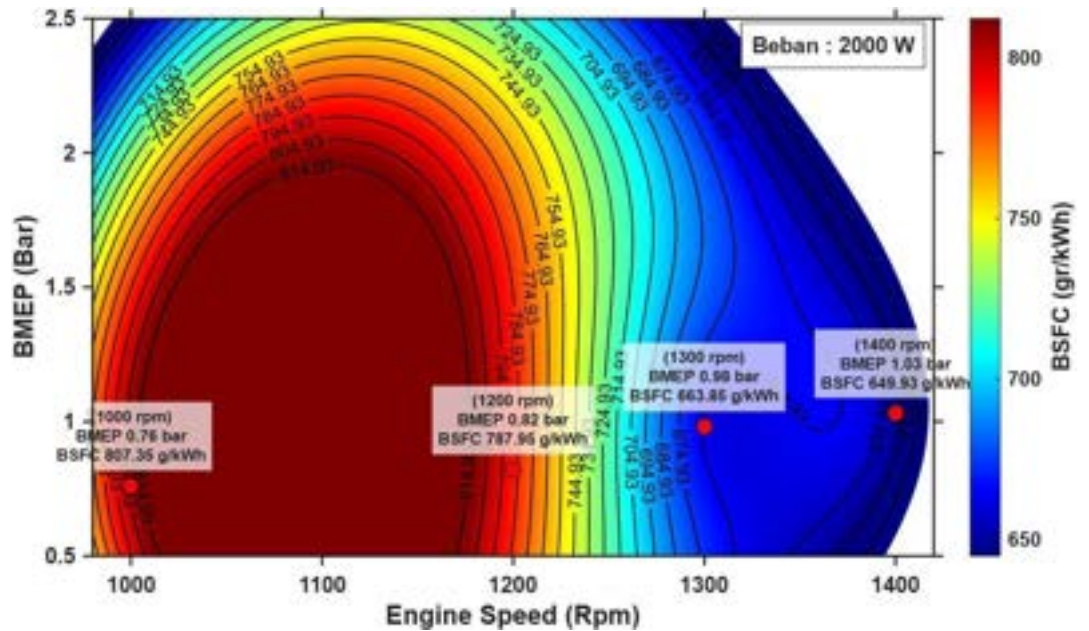
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 3000 watt Pada Piston TPBG.



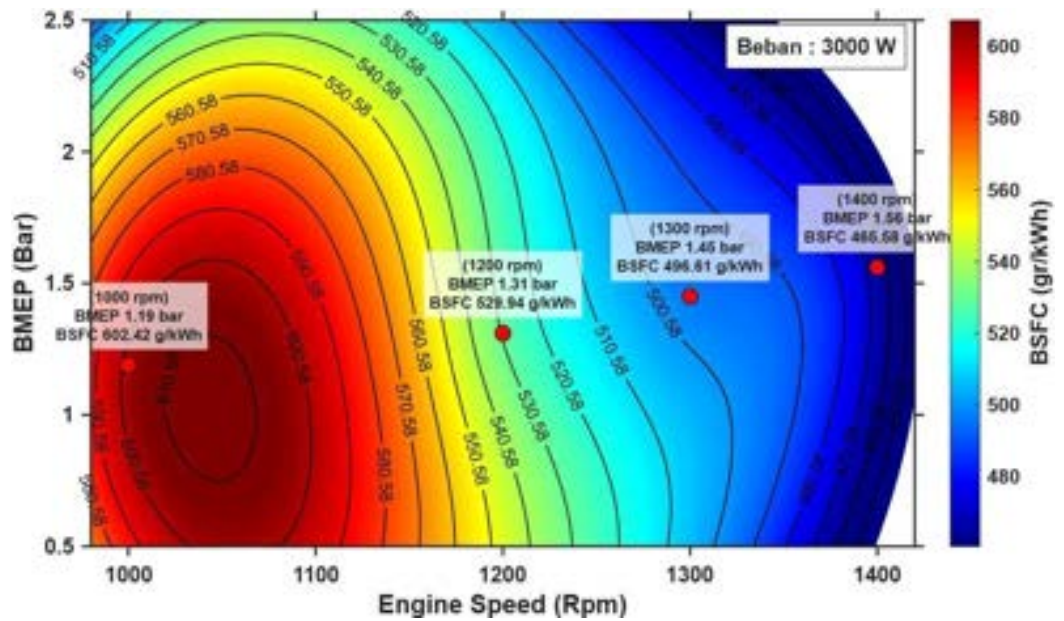
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 32 cm beban 4000 watt Pada Piston TPBG.



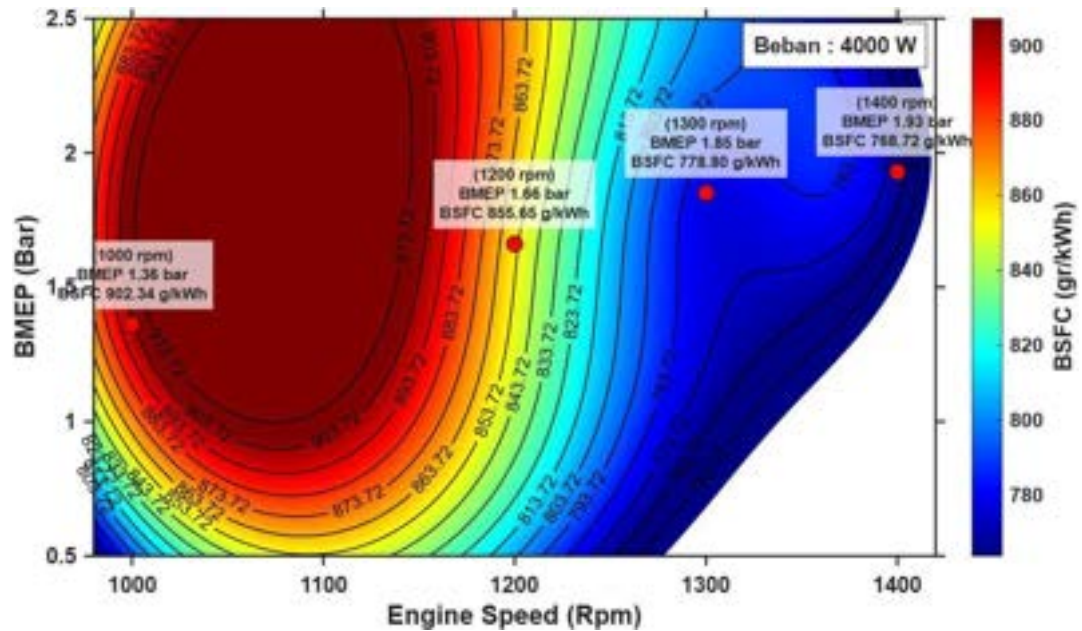
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 2000 watt Pada Piston TPBG.



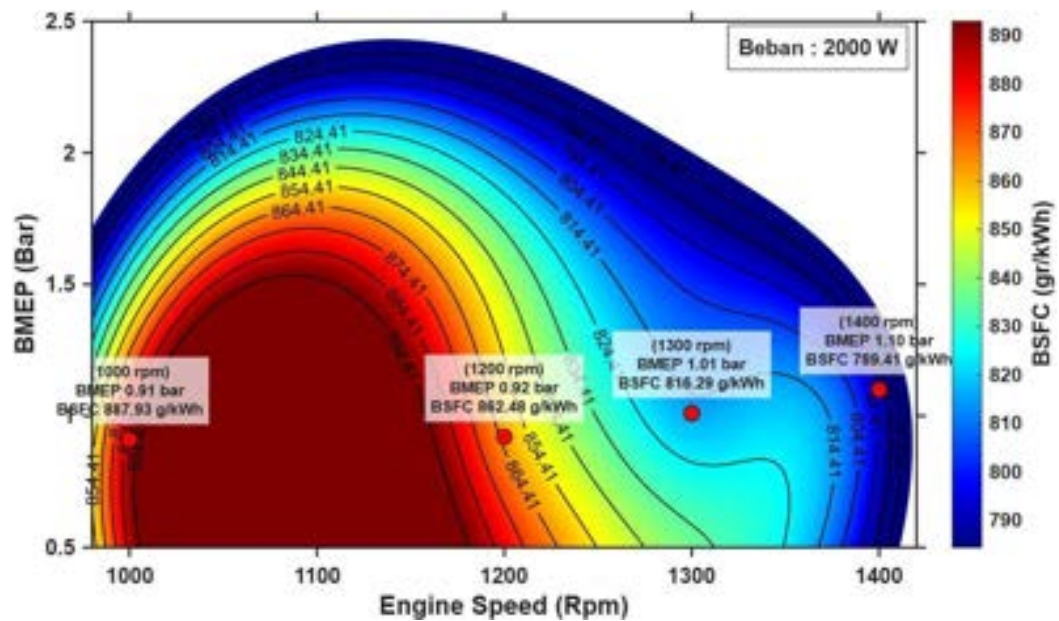
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 3000 watt Pada Piston TPBG.



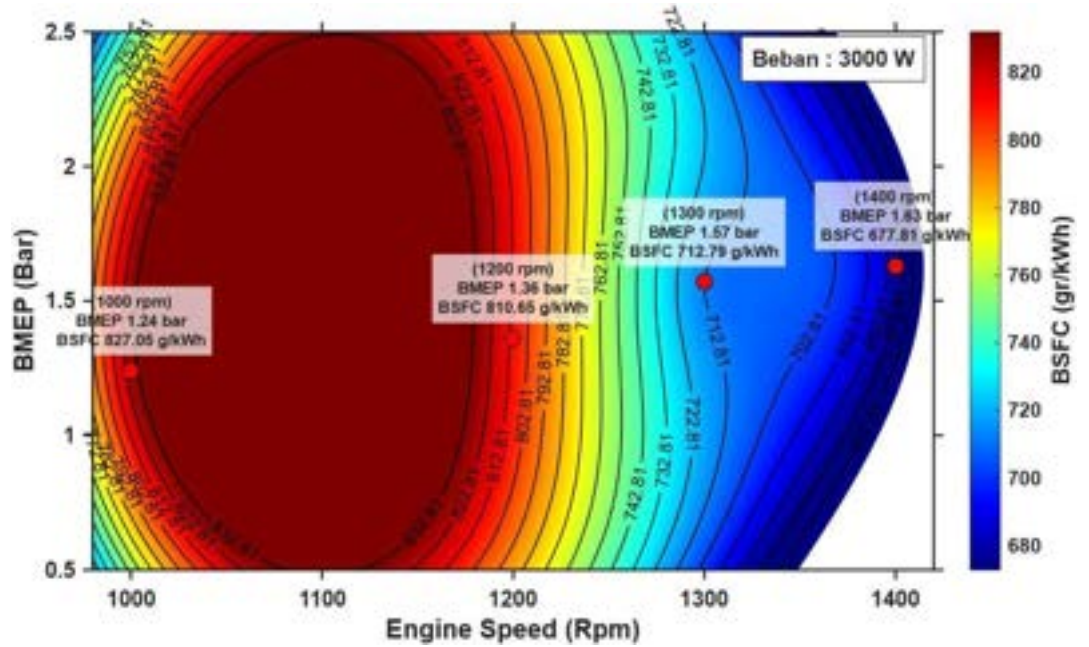
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 42 cm beban 4000 watt Pada Piston TPBG.



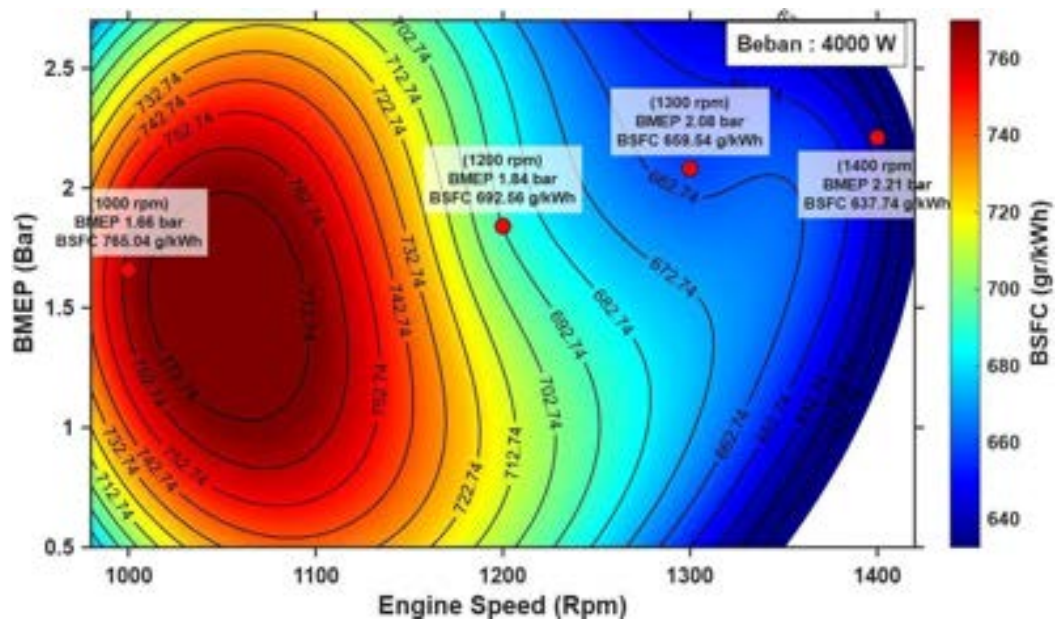
Grafik *Diesel Engine Fuel Maps* Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 2000 watt Pada Piston TPBG.



Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 3000 watt Pada Piston TPBG.



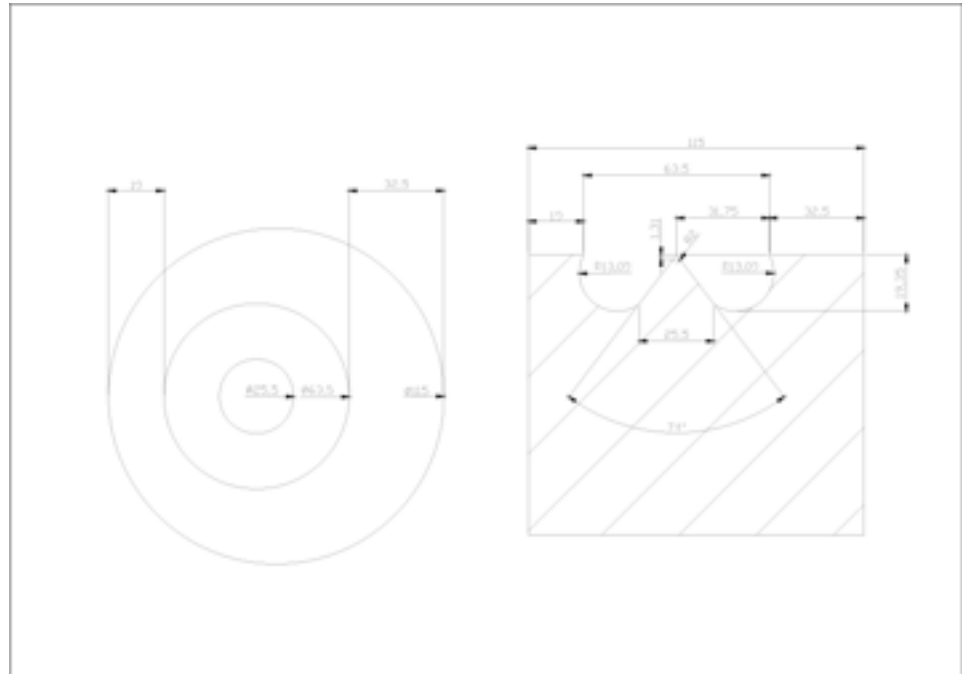
Grafik Diesel Engine Fuel Maps Pada Variasi Intake manifold 52 cm beban 4000 watt Pada Piston TPBG.



LAMPIRAN III
MODIFIKASI PISTON TPBG (*TOROIDAL PISTON BOWL*
***GEOMETRY*)**

Halaman ini sengaja dikosongkan

Design TPBG Piston.



Piston TPBG Tampak Atas.



Piston TPBG Tampak Samping.



Piston TPBG Setelah Digunakan Untuk Pengujian.



LAMPIRAN IV
DOKUMENTASI PENGAMBILAN DATA

Halaman ini sengaja dikosongkan

Proses Perbaikan Motor Diesel.



Sebelum Perbaikan.



Sesudah Perbaikan.

Proses Pembersihan Injektor.



Proses Perbaikan *Boschpump*.



Proses Pembongkaran *Boschpump*
Lama.



Proses Pembongkaran *Boschpump*
Baru.

Dokumentasi *Boschpump* Baru.



Proses Pengujian Pengambilan Data.



Contoh Dokumentasi Pengambilan Data RPM.



Contoh Dokumentasi Pengambilan Tegangan (Tegangan Fasa R, S, T).



Contoh Dokumentasi Pengambilan Arus (Arus Fasa R, S, T).



Contoh Dokumentasi Pengambilan Waktu.



LAMPIRAN V
ADMINISTRASI TUGAS AKHIR

Halaman ini sengaja dikosongkan

**DAFTAR KEMAJUAN TUGAS AKHIR**

No. : F.WDI.007
 Date : 31 Mei 2017
 Rev. : 03
 Page : 1 dari 1

Nama
 NRP
 Judul TA

Melinda Aji Dharna
0323030062
Analisa Unsur Rupa Rengam Vektor Jaring Jaring Manifold
dan Abstraksi Peta TPB (Topical Reasoning Geometry)
Menurut Diskal 4 Langkah 1. Seder Menggunakan Bagan Raker Berdasar

Tanggal	Materi Konsultasi	Tanda Tangan Dosen Pembimbing	
		Pembimbing 1	Pembimbing 2
21/4/16	Konsultasi sebelum melakukan pengambilan data		
19/5/16	Diskusikan hasil pengujian Peta Rengam		
15/5/16	Diskusikan hasil pengujian Peta Rengam TPB		
3/6/16	Konsultasi sebelum melakukan pengambilan data		
11/6/16	Diskusikan hasil pengujian awal data menggunakan manifold		
15/6/16	Penggunaan Grafik		
19/6/16	Analisis Grafik		
23/6/16	Analisis pendahuluan		
24/6/16	Analisis pendahuluan Bole 5		
15/6/16	Analisis kesimpulan		
19/6/16	Analisis saran		

CAMER:

Untuk mahasiswa D4 Tanda tangan dosen Pembimbing 1 dan 2 minimal 16 kali (minimal 8 kali untuk masing-masing dosen pembimbing) dan tidak boleh dilakukan sekaligus pada batas akhir pendaftaran Tugas Akhir

Untuk mahasiswa D3 Tanda tangan dosen Pembimbing minimal 8 kali dan tidak boleh dilakukan sekaligus pada batas akhir pendaftaran Tugas Akhir



(Niki Veranda Agil Permadi, S.Tr.T., M.Sc)
NIP. 199804262025061007

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Yudhistira Aji Dharma, lahir di kota pahlawan, Surabaya pada 11 Oktober 2005, sebagai anak laki – laki dari Bapak Dinar Adi Yudhana S.T. dan Ibu Rr. Amalia Surjaningrum S.T. Tumbuh dan dibesarkan dalam lingkungan keluarga yang harmonis, penuh kasih sayang, menanamkan nilai kerja keras dan kejujuran, ia menapaki perjalanan pendidikannya mulai dari SDN Margorejo I Surabaya (2011-2017), SMPN 29 Surabaya (2017-2020), hingga melanjutkan ke salah satu sekolah menengah atas terbaik di kota Surabaya, SMAN 4 Surabaya (2020–2023). Pada tahun 2023, penulis melangkah ke jenjang pendidikan tinggi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Program Studi D3 Teknik Permesinan Kapal. Penulis aktif mengembangkan diri tidak hanya di bidang akademik, tetapi juga melalui organisasi Himpunan Mahasiswa Marine Engineering selama tiga periode, mulai dari Staff Magang, Staff Ahli, hingga BPI sebagai Kepala Departemen. Pengalaman lainnya diperoleh melalui *On the Job Training* di PT. Dharma Lautan Utama. Dengan dedikasi dan semangat belajar, penulis menyelesaikan Tugas Akhir berjudul “**Analisis Unjuk Kerja Piston Standar Dan Piston TPBG Dengan Variasi Panjang Intake manifold Pada Motor Diesel Bahan Bakar Biosolar**”. Penulis berharap karya ini dapat memberi manfaat dalam pengembangan teknologi motor diesel dan modifikasi piston, serta modifikasi *intake manifold* khususnya di bidang perkapalan maupun otomotif. Dengan segala kerendahan hati, penulis membuka diri terhadap kritik dan saran membangun untuk perbaikan di masa mendatang. Segala masukan dapat disampaikan melalui :

Whatsapp 0851 0097 4000

Instagram : @yuudhiiss

E-Mail : yudhisajid@gmail.com