



**SKRIPSI – ME184834**

**Analisa Pengaruh Variasi Diameter Injektor Gas Terhadap  
Performa Mesin *Dual Fuel* Berbasis Simulasi**

Atsil Dzakwan  
NRP 0421 17 45 0000 37

Dosen Pembimbing 1 :  
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Dosen Pembimbing 2 :  
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2019**





SKRIPSI - ME184834

## **Analisa Pengaruh Variasi Diameter Injektor Gas Terhadap Performa Mesin Dual Fuel Berbasis Simulasi**

Atsil Dzakwan  
NRP 0421 17 45 0000 37

Dosen Pembimbing 1 :  
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Dosen Pembimbing 2 :  
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2019

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



*FINAL PROJECT - ME184834*

***Performance Analysis of Dual Fuel Engine Using Variation  
Diameter Gas Injector Based on Simulation***

Atsil Dzakwan  
NRP 0421 17 45 0000 37

Supervisor 1 :  
Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

Supervisor 2 :  
Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING  
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2019

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**LEMBAR PENGESAHAN**

**ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR GAS  
TERHADAP PERFORMA MESIN DUAL FUEL BERBASIS SIMULASI**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi *Marine Power Plant* (MPP)  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Atsil Dzakwan**

NRP. 0421 17 45 000 037

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.

NIP 1971 0110 1997 02 1001

Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D.

NIP 1979 0319 2008 01 1008

()

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



**LEMBAR PENGESAHAN**

**ANALISA PENGARUH VARIASI DIAMETER INJEKTOR GAS  
TERHADAP PERFORMA MESIN DUAL FUEL BERBASIS SIMULASI**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi *Marine Power Plant (MPP)*  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Atsil Dzakwan**

NRP. 0421 17 45 000 037

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan :



**Dr. Eng. M. Badrus Zaman., ST., MT**  
NIP. 197708022008011007

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# **Analisa Pengaruh Variasi Diameter Injektor Gas Terhadap Performa Mesin Dual Fuel Berbasis Simulasi**

**Nama Mahasiswa** : Atsil Dzakwan  
**NRP** : 04211745000037  
**Departement** : Teknik Sistem Perkapalan ITS  
**Dosen Pembimbing 1** : Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.  
**Dosen Pembimbing 2** : Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D

## **ABSTRAK**

Pengembangan mesin diesel berbahan bakar ganda atau *Dual Fuel Engine* banyak dilakukan oleh berbagai pihak sebagai bentuk solusi karena semakin menipisnya minyak bumi di dunia. Sistem kerja dari *Dual Fuel Engine* adalah memasukkan BBG (Bahan Bakar Gas) ke dalam ruang bakar bersamaan dengan udara pada saat langkah hisap di intake manifold. BBG yang digunakan adalah CNG (Compressed Natural Gas). Pada saat proses pencampuran bahan bakar gas dan udara didalam ruang bakar, seringkali menjadi penyebab ketidak sempurnaan proses pembakaran *Dual Fuel Engine* yang mengakibatkan performa mesin sedikit menurun. Tujuan dari penelitian ini adalah dengan mengubah geometri injektor gas bahan bakar gas dan udara apakah bercampur dengan baik serta pengaruh mengubah geometri injektor gas terhadap performa pada mesin *dual fuel*. Penelitian ini dilakukan dengan metode analisa numerik dan simulasi *flow*. Dengan menggunakan *software* yaitu *solidwork flow* untuk mengetahui homogen antara bahan bakar gas dengan udara dan analisa numerik untuk mengetahui performa mesin *dual fuel* antara lain adalah daya, torsi, BMEP, SFOC, dan Effisiensi thermal. Hasil yang telah diperoleh pada penelitian ini yaitu untuk beban penuh dari simulasi dengan menggunakan injektor gas diameter 2.5 mm menghasilkan *flow* antara bahan bakar gas dan udara tercampur dengan baik di ruang bakar serta menghasilkan kinerja mesin *dual fuel* yang lebih baik dibanding dengan injektor gas diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm. Serta performa yang dihasilkan oleh mesin *dual fuel* meningkat hingga pada beban maksimum dengan menggunakan injektor diameter 2.5 mm menghasilkan Daya sebesar 4.384 Kw, Torsi 18.951 Nm, BMEP 4.835 bar, SFOC 427.868 gr/Kwh, Effisiensi thermal 18.665%.

**Kata kunci** : *Dual Fuel Engine*, Injektor, Performa, Simulasi Flow

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## ***Performance Analysis of Dual Fuel Engine Using Variation Diameter Gas Injector Based on Simulation***

**Name of Student** : Atsil Dzakwan  
**NRP** : 04211745000037  
**Department** : Marine Engineering  
**Supervisor 1** : Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D., C.Eng.  
**Supervisor 2** : Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D

### ***ABSTRACT***

*The development of Dual Fuel Engine diesel engines is made by various parties as a form of solution because of the depletion of petroleum in the world. The working system of Dual Fuel Engine is to incorporate CNG (fuel Gas) into the fuel chamber along with the air during a suction step in the intake manifold. CNG (Compressed Natural Gas) is used. During the process of mixing gas and air in the combustion chamber, it is often the cause of the imperfections of the Dual Fuel Engine burning process resulting in a slightly decreased engine performance. The purpose of the study is to alter the geometry of the gas and air fuel gas injector Whether it blends well as well as the effect of changing the geometry of gas injector to performance on dual fuel machines. This research is done by numerical analysis and flow simulation methods. Using the software that is solidwork flow to know the homogeneous of gas with air fuel and numerical analysis to determine the performance of dual fuel engines, including power, Torque, BMEP, SFOC, and thermal effisicence. The results that have been obtained in this research are for the full load of the simulation using a gas injector diameter of 2.5 mm resulting in a flow between the fuel gases and air well blended in the fuel chamber and produce dual fuel engine performance Better than the gas injector diameter of 3, 2, 1.5 and 1 mm. As well as the performance produced by the dual fuel engines increased to the maximum load by using the injector diameter of 2.5 mm generating power at 4.384 Kw, torque 18.951 Nm, BMEP 4.835 Bar, SFOC 427.868 gr/KWH, thermal Effisiensi 18.665%.*

**Keywords** : Dual Fuel Engine, Injector, Performance, Flow Simulation

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## KATA PENGANTAR

Segala puji kehadiran Allah SWT atas segala rahmat, karunia dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Skripsi dengan judul “**Analisa Pengaruh Variasi Diameter Injektor Gas Terhadap Performa Mesin *Dual Fuel* Berbasis Simulasi**”. Skripsi ini merupakan syarat kelulusan sarjana S-1 pada Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam penyelesaian Skripsi ini, banyak dukungan yang diperoleh dari berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Tuhan Yang Maha Esa atas segala berkat dan anugerah yang telah diberikanNya.
2. Ayahanda tercinta Imadudin dan Ibunda tercinta Herlina Sugihartati yang telah membesarkan saya, mencurahkan kasih sayang dan dukungan dalam segala bentuk sehingga penulis dapat mengenyam pendidikan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Indra Ranu Kusuma, S.T., M.Sc. selaku Dosen Wali penulis selama menjalani proses kuliah di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
4. Bapak Prof. Semin S.T., M.T., Ph.D., C.Eng. selaku Dosen Pembimbing 1 yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya Skripsi.
5. Bapak Beny Cahyono S.T., M.T., Ph.D. selaku Dosen Pembimbing 2 yang telah membimbing penulis dan memotivasi untuk selesainya Skripsi.
6. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT. selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.
7. Bapak Muh. Nurafandi selaku Teknisi Laboratorium Marine Power Plant.
8. Bapak dan Ibu dosen memberikan ilmu dan pengalaman luar biasa selama penulis menempuh studi di Departemen Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan ilmu yang sangat bermanfaat
9. Teman - teman Kos G330.
10. Teman - teman di Laboratorium Marine Power Plant.
11. Teman - teman angkatan 17 yang telah memberikan dukungan dan motivasi.

Penulis berharap Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat dikembangkan dan disempurnakan lagi oleh adik – adik junior menjadi sebuah ide Tugas Akhir yang lebih baik.

Akhir kata semoga Allah SWT melimpahkan berkah dan rahmat-Nya kepada kita semua dan semoga semua bantuan yang diberikan selama ini dapat dicatat sebagai amal baik dan mendapat balasan yang dilipatgandakan oleh Allah SWT. Aamiin

Surabaya, Juli 2019

Penulis

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



# DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	<b>Error! Bookmark not defined.</b>
ABSTRAK .....	v
<i>ABSTRACT</i> .....	vii
KATA PENGANTAR .....	ix
DAFTAR ISI .....	xi
DAFTAR GAMBAR .....	xiii
DAFTAR TABEL.....	xvii
DAFTAR GRAFIK.....	xix
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	2
1.5 Manfaat .....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	3
2.1 Bahan Bakar Mesin Diesel.....	3
2.1.1 Bahan Bakar Solar.....	3
2.1.2 Bahan Bakar Gas.....	3
2.1.3 Performa Mesin Diesel .....	5
2.2 Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> .....	7
2.2.1 Prinsip Kerja .....	8
2.2.2 Keuntungan Dan Kerugian Sistem <i>Dual Fuel</i> .....	9
2.2.3 Perkembangan <i>Dual Fuel</i> .....	10
2.3 Metode Penginjeksian Gas.....	10
2.4 Injektor Gas.....	10
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	11
3.1 Pendahuluan .....	11
3.2 Identifikasi Masalah .....	12
3.3 Studi Literatur .....	12
3.4 Pengumpulan Data.....	12
3.5 Pengukuran Data Mesin.....	12
3.6 Penentuan Parameter Simulasi .....	12
3.7 Pemasukan Data dan Pembuatan Model .....	12
3.8 Pembuatan Model Mesin .....	13
3.8.1 Model Mesin Dual Fuel.....	13
3.8.2 Model Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor .....	22
3.9 Pengambilan Data Simulasi .....	32
3.10 Validasi dan Analisa Data.....	32
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....	33
4.1 Pendahuluan .....	33
4.2 Hasil Validasi Data Mesin Diesel <i>Dual Fuel</i> Eksperimen dan Simulasi .....	33
4.3 Hasil Daya Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor.....	37
4.3.1 Perbandingan Daya dan RPM Beban 1000 watt .....	37
4.3.2 Perbandingan Daya dan RPM Beban 2000 watt .....	38
4.3.3 Perbandingan Daya dan RPM Beban 3000 watt .....	39

4.3.4	Perbandingan Daya dan RPM Beban 4000 watt.....	40
4.4	Hasil Torsi Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor .....	41
4.4.1	Perbandingan Torsi dan RPM Beban 1000 watt.....	41
4.4.2	Perbandingan Torsi dan RPM Beban 2000 watt.....	42
4.4.3	Perbandingan Torsi dan RPM Beban 3000 watt.....	43
4.4.4	Perbandingan Torsi dan RPM Beban 4000 watt.....	44
4.5	Hasil BMEP Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor .....	45
4.5.1	Perbandingan BMEP dan RPM Beban 1000 watt.....	45
4.5.2	Perbandingan BMEP dan RPM Beban 2000 watt.....	46
4.5.3	Perbandingan BMEP dan RPM Beban 3000 watt.....	47
4.5.4	Perbandingan BMEP dan RPM Beban 4000 watt.....	48
4.6	Hasil SFOC Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor .....	49
4.6.1	Perbandingan SFOC dan RPM Beban 1000 watt .....	49
4.6.2	Perbandingan SFOC dan RPM Beban 2000 watt .....	50
4.6.3	Perbandingan SFOC dan RPM Beban 3000 watt .....	51
4.6.4	Perbandingan SFOC dan RPM Beban 4000 watt .....	52
4.7	Hasil Eff. Thermal Mesin <i>Dual Fuel</i> Dengan Variasi Diameter Injektor....	53
4.7.1	Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 1000 watt .....	53
4.7.2	Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 2000 watt .....	54
4.7.3	Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 3000 watt .....	55
4.7.4	Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 4000 watt .....	56
4.8	Hasil Simulasi CFD Solidwork Flow .....	57
BAB V PENUTUP .....		71
5.1	Kesimpulan .....	71
5.2	Saran .....	71
DAFTAR PUSTAKA .....		73
LAMPIRAN .....		75
BIODATA PENULIS .....		85

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. Skema diagram mesin dual fuel.....	8
Gambar 2. 2. Prinsip kerja Motor Diesel dual fuel .....	9
Gambar 2. 3. Injektor Gas .....	10
Gambar 3. 1. Diagram Alir Penelitian.....	11
Gambar 3. 2. Template EndEnviroment.....	13
Gambar 3. 3. Template Airfilter .....	14
Gambar 3. 4. Template Intrunner.....	14
Gambar 3. 5. Template Inport .....	15
Gambar 3. 6. Template Injektor Gas .....	15
Gambar 3. 7. Template Valve Intake .....	16
Gambar 3. 8. Komponen Intake dan Injektor Gas .....	16
Gambar 3. 9. Template EngCylinder .....	17
Gambar 3. 10. Template Injektor Diesel .....	17
Gambar 3. 11. Template Engine CrankTrain .....	18
Gambar 3. 12. Template Torque.....	18
Gambar 3. 13. Komponen cylinder, engine, injektor diesel dan torque .....	19
Gambar 3. 14. Template Valve Exhaust .....	19
Gambar 3. 15. Template Export .....	20
Gambar 3. 16. Template Exhrunner.....	20
Gambar 3. 17. Template Muffler .....	21
Gambar 3. 18. Template Exrunner.....	21
Gambar 3. 19. Template EndEnvOutlet .....	22
Gambar 3. 20. Komponen Exhaust .....	22
Gambar 3. 21. Pemodelan Mesin Diesel Dual Fuel .....	22
Gambar 3. 22. Template EndEnviroment.....	23
Gambar 3. 23. Template Airfilter .....	23
Gambar 3. 24. Template Intrunner.....	24
Gambar 3. 25. Template Inport.....	24
Gambar 3. 26. Template Injektor Gas .....	25
Gambar 3. 27. Template Valve Intake .....	25
Gambar 3. 28. Komponen Intake dan Injektor Gas.....	26
Gambar 3. 29. Template EngCylinder .....	26
Gambar 3. 30. Template Injektor Diesel .....	27
Gambar 3. 31. Template Engine CrankTrain .....	27
Gambar 3. 32. Template Torque.....	28
Gambar 3. 33. Komponen cylinder, engine, injektor diesel dan torque .....	28
Gambar 3. 34. Template Valve Exhaust .....	29
Gambar 3. 35. Template Export .....	29
Gambar 3. 36. Template Exhrunner.....	30
Gambar 3. 37. Template Muffler .....	30

Gambar 3. 38. Template Exrunner .....	31
Gambar 3. 39. Template EndEnvOutlet .....	31
Gambar 3. 40. Komponen Exhaust.....	31
Gambar 3. 41. Pemodelan Mesin Diesel Dual Fuel.....	32
Gambar 4. 1. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3 mm lift valve 7.118 mm.....	57
Gambar 4. 2. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5 mm lift valve 7.118 mm .....	58
Gambar 4. 3. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2 mm lift valve 7.118 mm .....	58
Gambar 4. 4. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5 mm lift valve 7.118 mm .....	59
Gambar 4. 5. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1 mm lift valve 7.118 mm .....	60
Gambar 4. 6. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3 mm lift valve 5.74 mm .....	60
Gambar 4. 7. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5 mm lift valve 5.74 mm .....	61
Gambar 4. 8. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 5.74 mm .....	61
Gambar 4. 9. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 5.74 mm .....	62
Gambar 4. 10. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 5.74 mm .....	62
Gambar 4. 11. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 4.308 mm .....	63
Gambar 4. 12. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 4.308 mm .....	63
Gambar 4. 13. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 4.308 mm .....	64
Gambar 4. 14. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 4.308 mm .....	64
Gambar 4. 15. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 4.308 mm .....	65
Gambar 4. 16. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 2.872 mm .....	65
Gambar 4. 17. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 2.872 mm .....	66
Gambar 4. 18. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 2.872 mm .....	66
Gambar 4. 19. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 2.872 mm .....	67

Gambar 4. 20. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 2.872 mm .....	67
Gambar 4. 21. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 1.436 mm .....	68
Gambar 4. 22. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 1.436 mm .....	68
Gambar 4. 23. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 1.436 mm .....	69
Gambar 4. 24. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 1.436 mm .....	69
Gambar 4. 25. Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 1.436 mm .....	70

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. <i>Properties</i> bahan bakar solar.....	3
Tabel 2. 2. Komposisi gas alam.....	5
Tabel 2. 3. <i>Properties</i> CNG .....	5
Tabel 2. 4. Keuntungan dan Kerugian <i>Dual Fuel</i> .....	9
Tabel 3. 1. Spesifikasi Mesin.....	12
Tabel 3. 2. Batasan Simulasi .....	32
Tabel 4. 1. Hasil Eksperimen Beban 4000 watt.....	33
Tabel 4. 2. Hasil Simulasi Beban 4000 watt.....	33

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



## DAFTAR GRAFIK

Grafik 4. 1. Daya Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt .....	34
Grafik 4. 2. Torsi Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt .....	35
Grafik 4. 3. Sfoc Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt .....	36
Grafik 4. 4. Daya Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt .....	37
Grafik 4. 5. Daya Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt .....	38
Grafik 4. 6. Daya Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt .....	39
Grafik 4. 7. Daya Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt .....	40
Grafik 4. 8. Torsi Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt .....	41
Grafik 4. 9. Torsi Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt .....	42
Grafik 4. 10. Torsi Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt .....	43
Grafik 4. 11. Torsi Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt .....	44
Grafik 4. 12. BMEP Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt.....	45
Grafik 4. 13. BMEP Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt.....	46
Grafik 4. 14. BMEP Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt.....	47
Grafik 4. 15. BMEP Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt.....	48
Grafik 4. 16. SFOC Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt.....	49
Grafik 4. 17. SFOC Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt.....	50
Grafik 4. 18. SFOC Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt.....	51
Grafik 4. 19. SFOC Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt.....	52
Grafik 4. 20. Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt.....	53
Grafik 4. 21. Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt.....	54
Grafik 4. 22. Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt.....	55
Grafik 4. 23. Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt.....	56

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mesin diesel adalah mesin yang paling banyak digunakan di dunia industri, di industri maritime paling banyak menggunakan mesin diesel sebagai penggerak utama. Semakin meningkatnya intensitas transportasi dan produksi yang menggunakan mesin diesel maka kebutuhan bahan bakar akan semakin meningkat, dengan tidak diimbangi persediaan sumber daya alam yang semakin menipis terutama bahan bakar Solar. Solar adalah bahan bakar yang banyak digunakan untuk keperluan industri dan transportasi. Berdasarkan hal tersebut, pengembangan bahan bakar alternatif semakin banyak dilakukan oleh berbagai pihak sebagai bentuk solusi akibat dampak penggunaan bahan bakar minyak yang semakin banyak. Bahan bakar alternatif yang dimaksud yaitu sistem bahan bakar ganda, atau lebih dikenal dengan Dual Fuel Engine.

Mesin diesel yang pada umumnya menggunakan bahan bakar solar akan tetapi pada mesin Yanmar TF 85 MH dimodifikasi dengan menggunakan bahan bakar gas atau Dual Fuel Engine. Mesin diesel sistem dual fuel adalah mesin diesel yang ditambahkan BBG (bahan bakar gas) pada intake manifold. BBG yang digunakan adalah CNG (*Compressed Natural Gas*). Proses pembakaran pada mesin diesel merupakan masalah yang sering dijumpai. Penginjeksian bahan bakar yang kurang baik atau proses pencampuran bahan bakar dengan udara dalam ruang bakar juga seringkali menjadi penyebab ketidak sempurnaan proses pembakaran.

Ada empat metode untuk penginjeksian bahan bakar gas (CNG) ke dalam cylinder mesin (Zastavniouk, 1997 ; Semin, 2009). Yaitu yang pertama dengan pencampuran atau diinjeksikan di karburator, kedua dengan single point injeksi, ketiga dengan menggunakan injeksi sekuensial atau multi point injeksi, ke empat dengan penginjeksian secara langsung.

Untuk mendapatkan hasil yang sempurna dalam proses pencampuran antara bahan bakar dan udara diruang bakar peran injector sangatlah penting untuk menghasilkan penginjeksian bahan bakar yang baik. Pencampuran dari bahan bakar CNG dan udara yang baik di ruang bakar adalah mengubah geometri injektor gas, tekanan semprotan injektor, modifikasi kepala piston, mengatur pembersihan atas piston, membiarkan suplai udara dalam bentuk turbulen dan mengubah CNG sudut semprotan bahan bakar (Mbarawa et al., 2001). Pengembangan geometri multi hole injektor adalah untuk menghasilkan pencampuran udara bahan bakar mesin yang optimal yang akan meningkatkan kinerja mesin (Ren and Sayar, 2002).

Berdasarkan uraian di atas, maka pada penelitian ini akan dilakukan “analisa multi diameter hole pada performa mesin diesel *dual fuel* berbasis simulasi”, mesin yang akan dipakai adalah tipe Yanmar TF 85 MH Performa yang akan dianalisa adalah *power*, torsi, SFOC, BMEP, Efisiensi Thermal. Proses pengambilan data analisa dengan menggunakan software GT-Power.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang diatas, rumusan masalah yang akan digunakan peneliti adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh pada injektor gas original terhadap performa mesin *dual fuel*?
2. Bagaimana pengaruh variasi diameter injektor gas terhadap performa mesin *dual fuel*?

## 1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan tugas akhir yang akan dicapai oleh peneliti ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui performa mesin *dual fuel* menggunakan injektor gas original.
2. Mengetahui performa mesin *dual fuel* menggunakan variasi diameter injektor gas.

## 1.4 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan permasalahan dan mengantisipasi melebarnya topik permasalahan, penulis memiliki batasan masalah sebagai berikut :

1. Pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan Mesin Diesel Yanmar TF 85 MH dan kondisi mesin sesuai dengan spesifikasi teknis yang dikeluarkan *engine maker*.
2. Simulasi menggunakan software GT. Power 7.4
3. Kondisi lingkungan mengikuti kondisi lingkungan sekitar 30°C
4. Bahan bakar yang digunakan yaitu solar dan CNG
5. Pada penelitian ini berfokus pada performa mesin dual fuel Yanmar TF 85 MH

## 1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penelitian dalam tugas akhir ini adalah :

1. Sebagai bahan referensi bagi penelitian sejenisnya dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang peningkatan performa mesin dengan menggunakan *dual fuel* serta mengembangkan pengetahuan dan pemikiran untuk penelitian lanjutan dalam bidang bahan bakar alternative.
2. Mengetahui berapa pengaruh variasi diameter terhadap performa mesin *dual fuel*.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Bahan Bakar Mesin Diesel

Bahan bakar diesel secara umum yaitu merupakan bahan bakar cair apapun yang digunakan untuk mesin diesel yaitu minyak solar. Adapun untuk mesin diesel bahan bakar ganda, dimana mesin pembakaran dalamnya di design bisa menggunakan lebih dari 1 jenis bahan bakar, yaitu bahan bakar cair (solar) yang dicampur dengan bahan bakar (CNG).

#### 2.1.1 Bahan Bakar Solar

Bahan bakar diesel (solar) merupakan salah satu jenis bahan bakar yang dihasilkan dari proses pengolahan minyak bumi dan digunakan sebagai bahan bakar mesin diesel. Untuk bahan bakar mesin diesel yang terpenting adalah kualitas penyalaan, yang dinyatakan dalam bilangan *cetane* (pada bensin disebut angka oktan). Bilangan *cetane* ini menunjukkan kemampuan solar mengalami pembakaran di dalam mesin, semakin tinggi bilangan *cetane* maka kualitas solar akan semakin bagus. Angka *cetane* bahan bakar diesel untuk mesin diesel dengan kecepatan tinggi mempunyai harga antara 40 – 60 (Arif et al, 2015).

Properti umum bahan bakar solar ditunjukkan pada tabel 2.1.

**Tabel 2. 1.** *Properties* bahan bakar solar

<i>No.</i>	<i>Karakteristik</i>	<i>Unit</i>	<i>Super</i>	<i>Reguler</i>
1.	<i>Density pada 15 °C</i>	<i>kg/m<sup>3</sup></i>	820-860	815-870
2.	<i>Visc. Kinematik pada 40°C</i>	<i>mm<sup>2</sup>/sec</i>	2.0-4.5	2.0-5.0
3.	<i>Angka setana</i>	-	>51/48	>48-45
4	Titik nyala 400C	°C	>55	>66
5	Titik tuang	°C	<18	<18
6	Korosi lempeng tembaga (3 jam pada 500C)		<kelas 1	<kelas 1
7	Residu karbon ©	% massa	<0.30	<30
8	Kandungan air (H <sub>2</sub> O)	mg/kg	<500	<50
9	Stabilitas oksidasi	g/m <sup>3</sup>	<25	-
10	<i>Sulfur (S)</i>	% m/m	<0.05	<0.35

(Arif et al, 2015)

#### 2.1.2 Bahan Bakar Gas

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *compressed natural gas* (CNG), dimana sebagian besar unsur kimianya terdiri dari methane (CH<sub>4</sub>) dan sisanya berupa *methane, propane, butane, penthana*, dan *carbon monoxide*. Komposisi dan karakteristik dari gas akan sangat bervariasi dari satu sumber dengan sumber lainnya, dimana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. Compressed natural gas memiliki beberapa kekurangan, yakni fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, natural gas memiliki energi persatuan volume (*energy density*) yang lebih kecil dibandingkan

solar, methanol, gasoline, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya. Gas alam terkompresi (*compressed natural gas*) adalah alternatif bahan bakar selain bensin atau solar. Di Indonesia, kita mengenal gas CNG sebagai bahan bakar gas (BBG). Bahan bakar ini lebih bersih bila dibandingkan dengan bahan bakar minyak karena emisi gas buangnya yang ramah lingkungan. Gas CNG dibuat dengan melakukan kompresi methane (CH<sub>4</sub>) yang diekstrak dari gas alam. Gas CNG merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan (Yoko, 2017).

Karakteristik kinerja yang ditingkatkan dari teknologi transportasi CNG menawarkan sejumlah aplikasi dimana bentuk transportasi dan penyimpanan metana lainnya berada di luar kelayakan ekonomi. Pengumpulan gas pusat minyak tersebar kecil atau bahkan sumber gas kecil adalah contoh bagus untuk penerapan silinder CNG. Dalam kasus pertama harga gas bisa dengan mudah menurun mengingat alternatif yang bersifat solutif. Setelah pemisahan gas dan pembersihan, kompresor akan mengisi silinder yang kemudian akan secara berkala ditukar. Gas yang terkumpul bisa diangkut dengan trailer tabung atau kapal ke stasiun pusat dan dimasukkan ke dalam grid atau langsung dijual ke industri, komersial dan pelanggan perumahan. Pengolahan dan pemanfaatan yang tidak cukup rumit membuat CNG menjadi salah satu potensi besar untuk energi alternatif (Rogner, 1988).

*Compressed Natural Gas* (CNG) (metana yang disimpan pada tekanan tinggi) adalah bahan bakar yang bisa digunakan menggantikan bensin (bensin), bahan bakar diesel dan propana / elpiji. Pembakaran CNG menghasilkan lebih sedikit gas yang tidak dikehendaki dibanding bahan bakar yang disebutkan di atas. Ini lebih aman daripada bahan bakar lain jika terjadi tumpahan, karena gas alam lebih ringan daripada udara dan menyebar dengan cepat saat dilepaskan. CNG dapat ditemukan di atas deposit minyak, atau dapat dikumpulkan dari tempat pembuangan sampah atau pabrik pengolahan air limbah yang biasa dikenal sebagai biogas. CNG dibuat dengan mengompres gas alam (yang terutama terdiri dari metana, CH<sub>4</sub>), sampai kurang dari 1 persen dari volume yang ditematinya pada tekanan atmosfer standar. Ini disimpan dan didistribusikan dalam wadah keras pada tekanan 20-25 MPa (2.900-3.600 psi), biasanya berbentuk silinder atau bulat.

Gas alam merupakan gas dengan komposisi utama adalah metana (CH<sub>4</sub>). Selain itu, terkandung pula propana, butana, iso-butana dan gas lainnya dalam jumlah kecil. Biasanya kandungan gas metana lebih dari 90-98% pada gas alam, bergantung pada lokasi sumber dan proses pengolahan gas alam. Komposisi dan komponen dari sumber-sumber gas alam tergantung pada kondisi geologi dan proses produksi. Ini berarti bahwa jika sumur produksi gas alam yang berbeda, maka komposisi gas alam yang dihasilkan juga berbeda. Tabel 2.2 menunjukkan komposisi kandungan gas alam.

**Tabel 2. 2.** Komposisi gas alam

<i>Component</i>	<i>Typical Analysis (vol%)</i>	<i>Range (vol%)</i>
<i>Methane</i>	94.9	87-96
<i>Ethane</i>	2.5	1.8-5.1
<i>Propane</i>	0.2	0.1-1.5
<i>Isobutane</i>	0.03	0.01-0.3
<i>n-Butane</i>	0.03	0.01-0.3
<i>Isopentane</i>	0.01	Trace to 0.14
<i>n-Pentane</i>	0.01	Trace to 0.14
<i>Hexane</i>	0.01	Trace to 0.06
<i>Nitrogen</i>	1.6	1.3-5.6
<i>Carbondioxide</i>	0.7	0.1-1.0
<i>Oxygen</i>	0.02	0.01-0.1
<i>Hydrogen</i>	Trace	Trace to 0.02

(Wei et al, 2016)

Selain mempunyai komposisi kimia, CNG juga mempunyai *properties* bahan bakar. *Properties* bahan bakar CNG ditunjukkan pada tabel 2.3.

**Tabel 2. 3.** Properties CNG

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>Density (kg/m<sup>3</sup>)</i>	0,72
<i>Flammability limits (volume % in air)</i>	4,3-15
<i>Flammability limits (Ø)</i>	0,4-1,6
<i>Autoignition temperature in air (°C)</i>	723
<i>Minimum ignition energy (mJ)</i>	0.28
<i>Flame velocity (ms-1)</i>	0.38
<i>Adiabatic flame temperature (K)</i>	2214
<i>Quenching distance (mm)</i>	2.1
<i>Stoichiometric fuel/air mass ratio</i>	0.058
<i>Stoichiometric volume fraction (%)</i>	9.48
<i>Lower heating value (MJ/kg)</i>	45.8
<i>Heat of combustion (MJ/kg air)</i>	2.9

(Arif et al, 2015)

### 2.1.3 Performa Mesin Diesel

Performa merupakan parameter utama sebuah mesin. Daya, torsi dan efisiensi termal adalah indikator performa yang sangat penting. Efisiensi thermal adalah indikator dari besarnya energi yang dikonsumsi oleh mesin. Ini mengindikasikan seberapa efisien energi yang diinputkan dan dikonversi menjadi energi output (Pulkrabek, 2004).

Berikut adalah parameter performa mesin :

## 1. Torsi

Torsi atau momen putar motor adalah gaya yang dikalikan dengan jarak panjang lengan. Gaya yang dimaksud adalah daya motor, sedangkan panjang lengan adalah panjang langkah torak.

$$T = \frac{P \times 60000}{2 \pi \times rpm} \quad (1)$$

Dimana :

T : torsi (Nm)

P : daya (kW)

Rpm : putaran motor diesel (rpm)

## 2. Daya

Daya motor merupakan salah satu parameter dalam menentukan performa motor. Pengertian dari daya adalah kecepatan yang menimbulkan kerja motor selama waktu tertentu.

$$P = \frac{v \times i \times \cos \emptyset}{\text{eff gen} \times \text{eff slip}} \quad (2)$$

Dimana :

P : daya (kW)

V : tegangan listrik (Volt)

I : arus listrik (Ampere)

Cos  $\emptyset$  : 0.9

Eff Gen: efisiensi generator (0.85)

Eff Slip: efisiensi slip (hitung)

## 3. BMEP

BMEP adalah tekanan efektif dari fluida kerja terhadap piston sepanjang langkahnya untuk menghasilkan kerja per siklus.

$$BMEP = \frac{P \times Z \times 1000}{V \times 2 \times 3,14 \times rps \times i} \quad (3)$$

Dimana :

BMEP : tekanan efektif rata-rata (N/m<sup>2</sup>)

P : daya (kW)

Z : konstanta 2 untuk 4-stroke

V : volume langkah (m<sup>3</sup>)

I : jumlah silinder

## 4. Konsumsi Bahan Bakar

Konsumsi bahan bakar adalah laju konsumsi bahan bakar yang diperoleh dengan menganalisis pemakaian bahan bakar yang terpakai per satuan waktu (detik) untuk setiap daya kuda yang dihasilkan.

$$FCR = \frac{v \times \rho}{t} \quad (4)$$

Dimana :

FCR : laju aliran bahan bakar (gr/h)



- $\rho$  : massa jenis bahan bakar (gr/m<sup>3</sup>)  
 $v$  : volume bahan bakar (m<sup>3</sup>)  
 $t$  : waktu yang diperlukan menghabiskan bahan bakar sebanyak 10 ml

$$SFOC = \frac{FCR}{P} \quad (5)$$

Dimana :

SFOC : konsumsi spesifik bahan bakar (gr/kWh)

FCR : laju aliran bahan bakar (gr/h)

P : daya (kW)

#### 5. Efisiensi *Thermal* ( $\eta_{th}$ )

Efisiensi *thermal* adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Mass flow rate bahan bakar} \cdot \text{Nilai kalor bawah bahan bakar}} \times 100\% \quad (6)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis:

$$\eta_{th s} = \frac{Ne_s}{\dot{m}_s \cdot Q_s} \times 100\% \quad (7)$$

Untuk efisiensi *thermal* mesin diesel yang menggunakan bahan bakar kombinasi solar-gas, persamaannya adalah :

$$\eta_{th d} = \frac{Ne_d}{\dot{m}_{solar} \cdot Q_{solar} + \dot{m}_{CNG} \cdot Q_{CNG}} \times 100\% \quad (8)$$

#### 6. Air Fuel Ratio (AFR)

Air Fuel Ratio adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{solar} + \dot{m}_{syngas}} \quad (9)$$

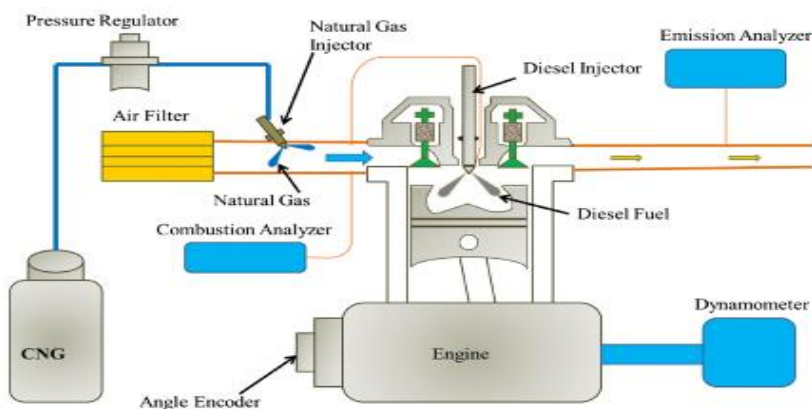
## 2.2 Mesin Diesel *Dual Fuel*

Mesin dual-fuel adalah mesin diesel yang dapat berjalan di kedua bakar gas dan cair. Ketika berjalan dalam mode gas, mesin bekerja sesuai dengan proses otto dimana campuran bahan bakar udara dialirkan ke silinder selama stroke hisap. Efisiensi yang melebihi 47% telah dicatat secara rutin. Ketika berjalan dalam mode diesel, mesin bekerja sesuai dengan proses diesel dimana bahan bakar diesel diumpangkan ke silinder pada akhir langkah kompresi. Mesin ini dioptimalkan untuk berjalan pada bahan bakar gas dan bahan bakar diesel digunakan untuk operasi bahan bakar (Arifin, 2011).

### 2.2.1 Prinsip Kerja

Prinsip kerja mesin *dual fuel* adalah gabungan dari prinsip kerja mesin otto dan mesin diesel konvensional. Pada mesin otto, bahan bakar dan udara mengalami pencampuran terlebih dahulu di ruang bakar hingga menjadi campuran yang homogen. Kemudian campuran udara dan bahan bakar tersebut dikompresikan dan terjadi pembakaran dengan bantuan busi (*spark plug*) yang berperan sebagai pematik. Sedangkan pada mesin diesel, udara dikompresikan pada ruang bakar hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu kemudian bahan bakar diinjeksikan ke ruang bakar sehingga terjadi pembakaran (Heywood JB, 1998).

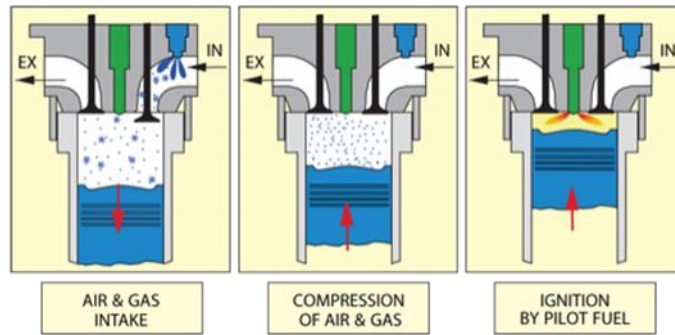
Pada mesin diesel *dual fuel*, gas dan udara mengalami pencampuran ketika masuk ke dalam ruang bakar. Prinsip homogenisasi antara udara dan bahan bakar merupakan prinsip kerja mesin otto. Selanjutnya gas dan udara yang telah homogen kemudian mengalami proses kompresi. Diakhir proses kompresi, ketika gas dan udara telah berada pada tekanan dan temperatur tertentu, bahan bakar diesel diinjeksikan ke ruang bakar sehingga terjadi proses pembakaran. Ini merupakan prinsip kerja mesin diesel pada umumnya. Skema diagram mesin *dual fuel* ditampilkan dalam Gambar 2.1



**Gambar 2. 1.** Skema diagram mesin dual fuel

Sumber : (Sun et al, 2015)

Gas yang akan diinjeksikan ke dalam intake manifold akan di atur oleh ECU (Engine Control Unit) untuk waktu penginjeksiannya, sedangkan untuk debit gas yang akan masuk sudah di atur terlebih dahulu dengan flow control. Waktu untuk memasukkan gas bisa di hitung sesuai dengan durasi bukaan katup isap pada mesin dan bisa menjadi data masukan dalam pembuatan program ECU.



**Gambar 2. 2.** Prinsip kerja Motor Diesel dual fuel  
Sumber : (Nasution, 2010)

### 2.2.2 Keuntungan Dan Kerugian Sistem *Dual Fuel*

Beberapa keuntungan dan kerugian yang mungkin terjadi adalah:

**Tabel 2. 4.** Keuntungan dan Kerugian *Dual Fuel*

Sistem Dual Fuel		
No.	Keuntungan	Kerugian
1.	Kemudahan men- <i>start</i> mesin, karena pada saat <i>start</i> hanya solar yang digunakan sebagai bahan bakar.	Masih memerlukan bahan bakar solar sebagai <i>pilot fuel</i> untuk memulai pembakaran, karena bahan bakar gas seperti CNG memiliki temperatur nyala sendiri yang lebih tinggi.
2.	Mengurangi emisi gas buang yang berbahaya karena bahan bakar utama/primer (CNG, LNG, biogas, <i>syngas</i> , dll) sangat mudah bercampur dengan udara, selama langkah isap dan kompresi, membentuk campuran bahan bakar gas-udara yang homogen yang mana menguntungkan apabila dilihat dari sudut pandang komposisi gas buang.	Kemungkinan pembakaran campuran udara-bahan bakar gas yang tidak terkontrol di akhir langkah kompresi, khususnya pada beban tinggi, ketika campuran yang ditekan menjadi lebih kaya. Satu cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi fenomena ini adalah mengurangi campuran udara-bahan bakar gas.
3.	Tanpa harus melakukan perubahan yang mendasar pada mesin diesel untuk melengkapi sistem <i>dual fuel</i> . Hanya dengan menambahkannya pada saluran isap.	Kemungkinan terjadi <i>knocking</i> saat terjadi pembakaran bahan bakar gas-udara, setelah bagian <i>pilot fuel</i> terbakar. Caranya dengan memasang sensor <i>knocking</i> dan menunda injeksi <i>pilot fuel</i>
4.	Semakin tinggi rasio kompresi, semakin baik efisiensinya.	
5.	Terjadi masalah dengan suplai gas, maka secara otomatis bahan bakar yang digunakan adalah solar, sehingga mesin diesel tetap bisa beroperasi.	

(Arif et al, 2015).

### 2.2.3 Perkembangan Dual Fuel

Seiring dengan perkembangan zaman penelitian dan perkembangan mesin diesel dual fuel semakin meningkat setiap tahunnya, tidak hanya digunakan untuk proses eksperimen namun juga telah dikembangkan dalam bidang industry dan transportasi. (Ehsan et al, 2009). Aplikasi mesin dual fuel sangat menjanjikan dalam sudut pandang lingkungan dan ekonomi namun terdapat kendala yaitu dalam bidang penurunan performa berupa daya, torsi, tekanan silinder dan efisiensi termal serta menghasilkan knocking (Bakar et al, 2007).

### 2.3 Metode Penginjeksian Gas

Bahan bakar gas ini dicampur dengan udara dalam silinder mesin baik melalui pencampuran langsung di intake manifold dengan udara atau melalui suntikan langsung ke dalam silinder. Sebuah mesin dual fuel pada dasarnya adalah mesin diesel yang dimodifikasi di mana bahan bakar gas, disebut bahan bakar utama, yang dicampur bersama dengan udara dengan menggunakan *mixing* yang berbentuk venturi yang akan masuk melalui intake manifold. Bahan bakar ini adalah sumber utama energi input ke mesin. Bahan bakar gas utama dikompresi dengan udara, bahan bakar gas memiliki temperatur terbakar sendiri lebih tinggi dibandingkan minyak solar. Sedangkan bahan bakar diesel, biasanya disebut pilot *fuel*, diinjeksi seperti pada mesin diesel biasa di dekat akhir kompresi primer campuran bahan bakar udara. Bahan bakar pilot diesel merupakan yang melakukan pengapian pertama dan bertindak sebagai sumber pengapian untuk pembakaran dari campuran bahan bakar udara gas. Bahan bakar pilot diesel, yang diinjeksi ke ruang bakar hanya menyumbang sebagian kecil dari tenaga mesin yang dihasilkan (Yoko, 2016).

### 2.4 Injektor Gas

Pada umumnya dari segi kekuatan mesin pencampuran bahan bakar – udara dan kecepatan aliran bahan bakar sangat mempengaruhi kinerja mesin dual fuel. Pencampuran bahan bakar-udara yang lebih baik dan kecepatan aliran bahan bakar dapat meningkatkan pembakaran di mesin. Kemudian, bahan bakar CNG dapat terbakar sepenuhnya, yang dapat meningkatkan daya mesin. (Semin et al, 2014).

Untuk mendapatkan hasil yang sempurna dalam proses pencampuran antara bahan bakar dan udara di ruang bakar dapat menggunakan injector multi diameter holes. Injector multi diameter holes merupakan salah satu inovasi dengan memodifikasi injector dengan diameter lubang yang berbeda.

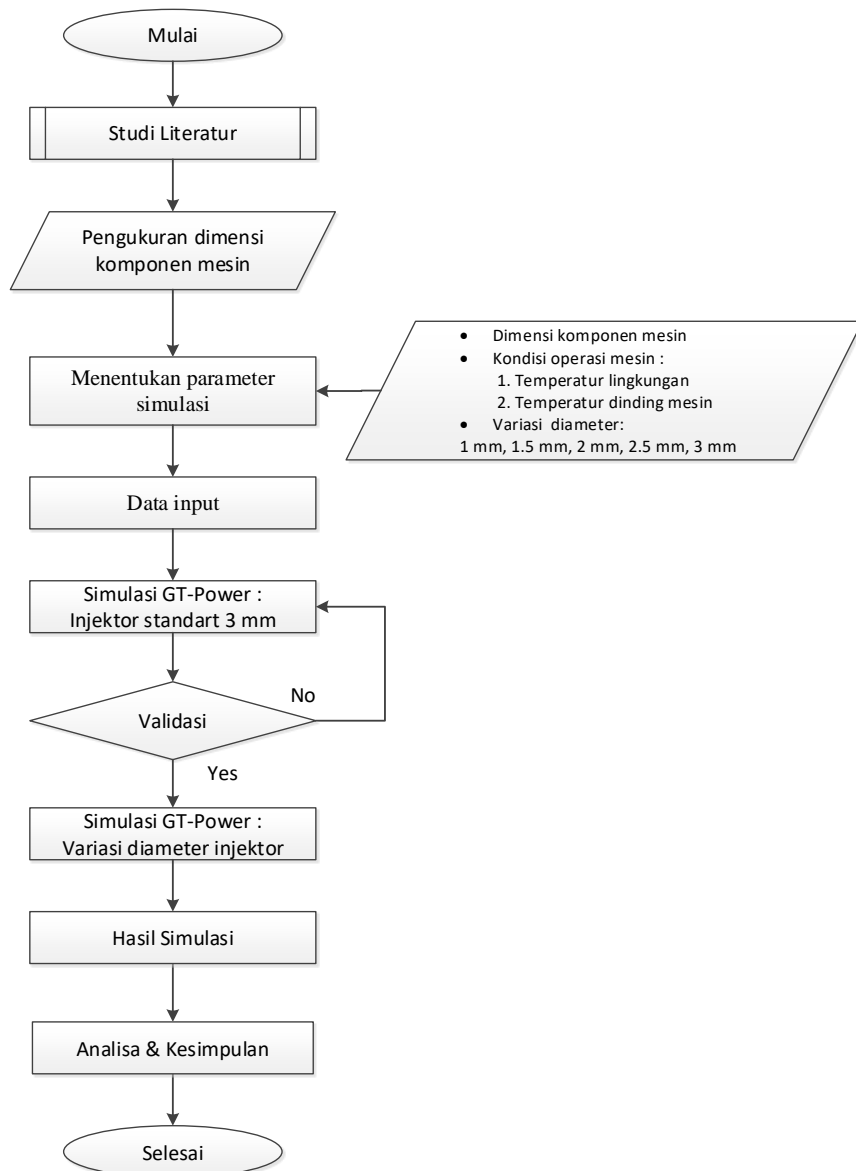


**Gambar 2. 3.** Injektor Gas

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Pendahuluan

Dalam penyusunan skripsi ini terdapat tata cara dalam melakukan penyusunan skripsi agar penyusunan skripsi ini menjadi rinci, teratur dan efektif. Adapun tahap-tahap yang dilakukan dalam penyusunan skripsi ini garis besarnya antara lain:



**Gambar 3. 1.** Diagram Alir Penelitian

### 3.2 Identifikasi Masalah

Penulisan skripsi ini dimulai dengan mengidentifikasi dan merumuskan masalah mengenai pengerjaan yang akan dilakukan dan juga batasan masalahnya. Hal ini dilakukan untuk menyederhanakan masalah sehingga memudahkan pengerjaan dan penyelesaian penulisan skripsi ini.

### 3.3 Studi Literatur

Pengumpulan bahan pustaka yang menunjang kegiatan penelitian ini yang bersumber dari buku, artikel, paper, tugas akhir dan internet. Tempat pencarian dilakukan di beberapa tempat, diantaranya Perpustakaan Pusat ITS, Ruang Baca FTK, Ruang Baca Departemen Teknik Sistem Perkapalan, dan Laboratorium Mesin Kapal dan Getaran Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK

### 3.4 Pengumpulan Data

Pengumpulan data yang diperlukan untuk melakukan simulasi pada diesel engine, mulai data spesifikasi engine, properties bahan bakar yang digunakan dan data-data yang diperlukan demi menunjang pengerjaan skripsi.

### 3.5 Pengukuran Data Mesin

**Tabel 3. 1.** Spesifikasi Mesin

Spesifikasi	Data
Engine (four stroke cycle)	Yanmar TF 85 MH
Number of cylinders	1
Combustion system	Direct Injection
Bore	85 mm
Stroke	87 mm
Displacement	493 cc
Compression Ratio	18
Max. Engine speed at full load	2200 RPM
Continous Power Output	7.5 Kw
Specific Fuel Consumption	229.31 gr/kWh

### 3.6 Penentuan Parameter Simulasi

Parameter simulasi yang dibutuhkan adalah ukuran dari komponen mesin diesel yang diminta oleh software, mulai dari intake system sampai exhaust system.

### 3.7 Pemasukan Data dan Pembuatan Model

Proses tersebut yaitu memasukan parameter atau data yang mendukung dari software tersebut diinput ke software untuk simulasi dari data tersebut dan setelah itu bisa dirunning untuk proses pemodelan dan simulasi.

Dilakukan input data untuk pemodelan pada *diesel engine* berbahan bakar solar dan CNG. Pada pemodelan ini, semua model didesain pada spesifikasi untuk *engine*

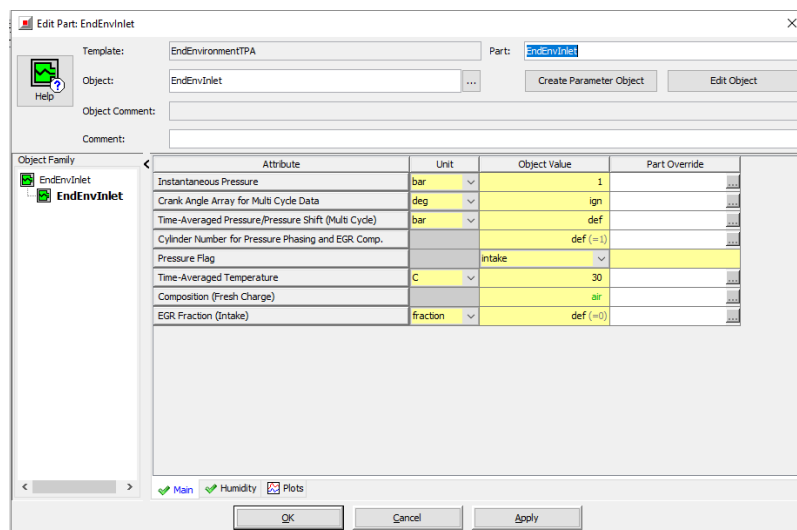
*speed*, pada keadaan *load* sesuai dari eksperimen. Jadi pada pemodelan ini, model mesin disimulasikan berdasarkan variasi RPM pada keadaan beban sesuai dari eksperimen. Input data dan pemodelan dilakukan mulai dari *intake system*, *injector*, *cylinder system*, sampai pada *exhaust system*.

### 3.8 Pembuatan Model Mesin

#### 3.8.1 Model Mesin Dual Fuel

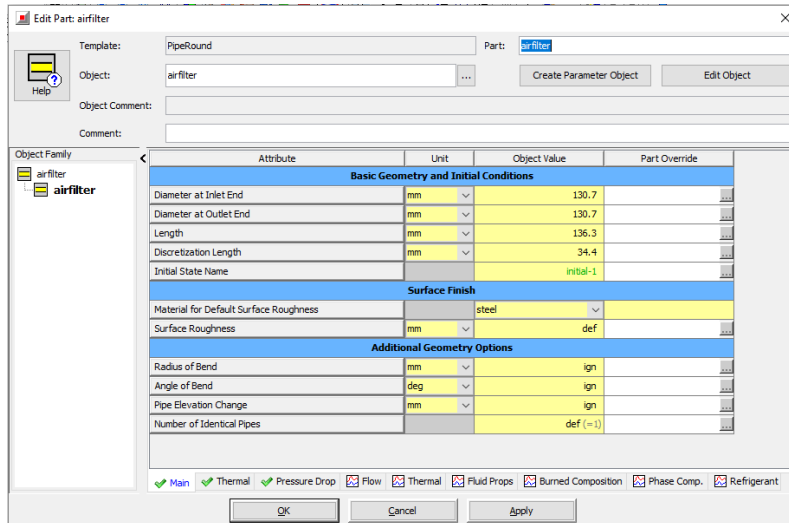
Langkah pertama untuk pemodelan *GT-Power* adalah membuka mesin diesel untuk mengukur ukuran komponen mesin untuk dimasukkan ke *library GT-Power* dari semua data komponen mesin. Untuk membuat model *GT-Power*, pilih *Window* dan kemudian dengan *Template Library* dari menu. Ini akan menempatkan pustaka *template GT-Power* di sisi kiri layar. Semua template yang tersedia dapat digunakan di *GT-Power*. Dalam pemodelan ini ada sistem intake, silinder mesin dan sistem injeksi bahan bakar, dan sistem exhaust.

1. Menentukan kondisi udara lingkungan sekitar untuk *intake system*, menentukan tekanan dan temperatur pada kondisi tersebut dan menentukan komposisi udara.



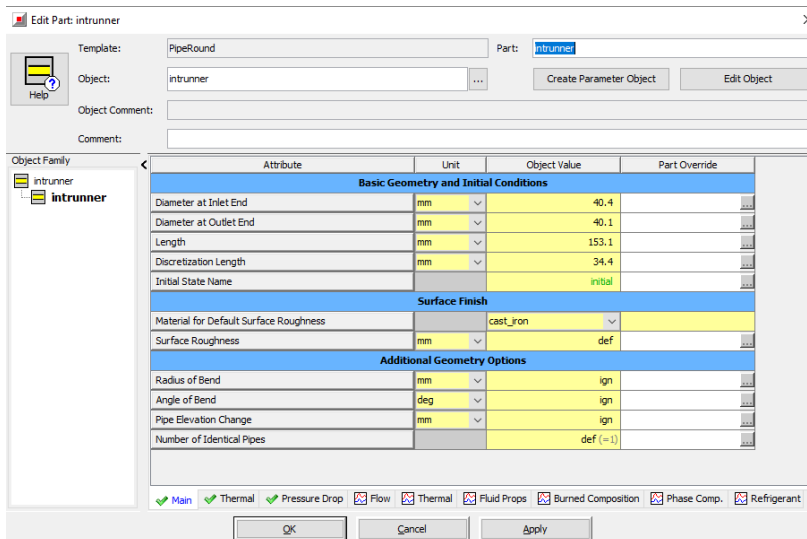
Gambar 3. 2. Template EndEnviroment

2. Membuat *airfilter* yang digunakan untuk menghubungkan udara ke port masukan udara. Terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.



**Gambar 3. 3.** Template Airfilter

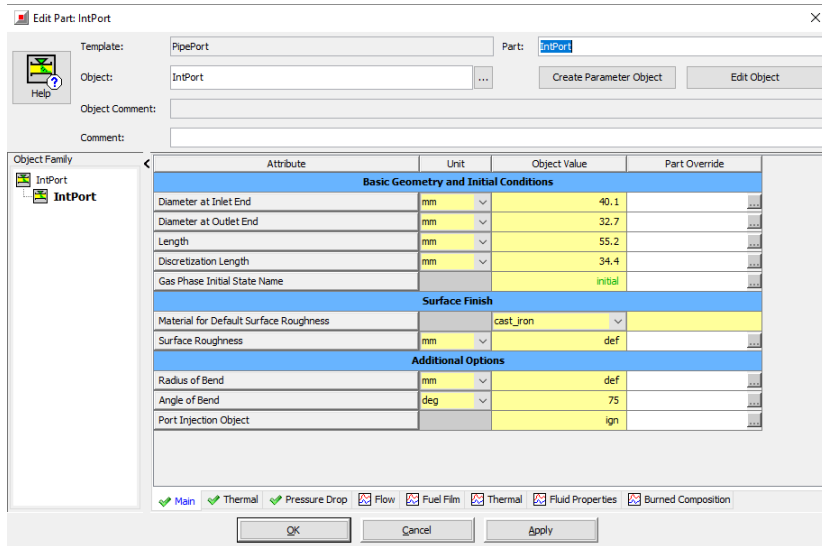
3. Membuat *intrunner* yang digunakan untuk menghubungkan udara ke port masukan udara. Terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.



**Gambar 3. 4.** Template Intrunner

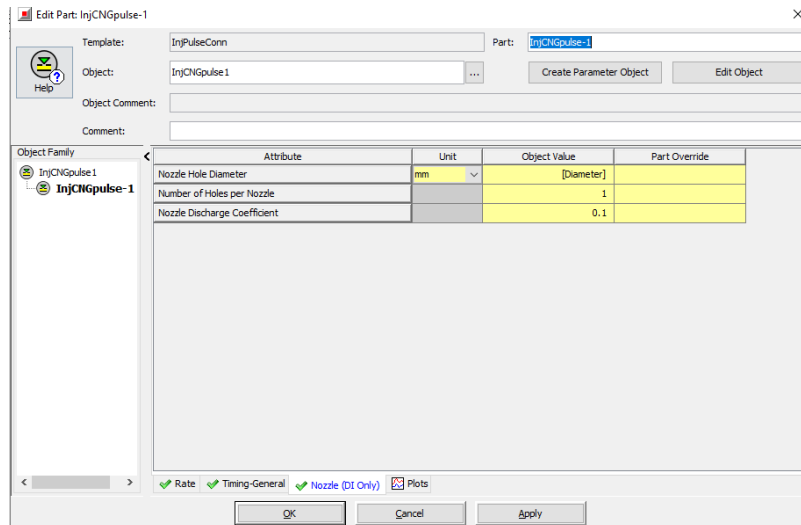
4. Langkah selanjutnya membuat port intake, terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.





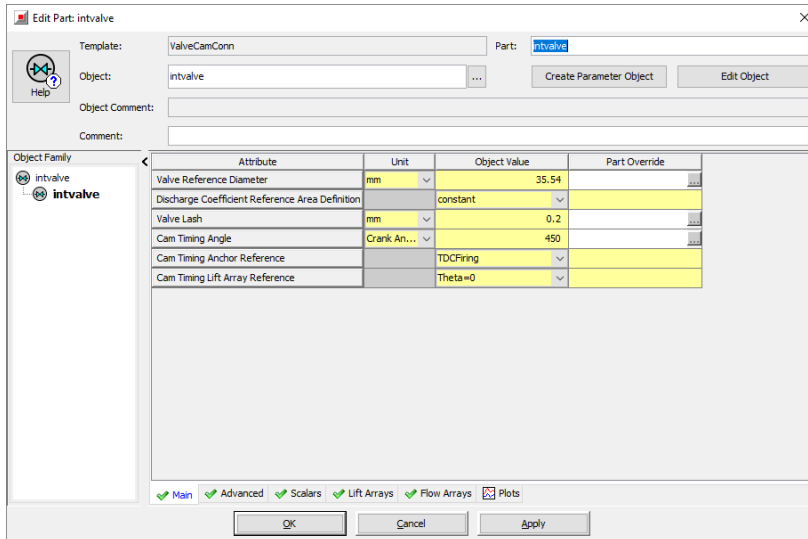
**Gambar 3. 5. Template Inport**

5. Selanjutnya membuat *injector gas* yang diletakan di *intake port*. Terdapat beberapa parameter seperti fluida, diameter dan jumlah lubang yang dapat diatur, dan pemodelan ini menggunakan *injector gas* yang original.



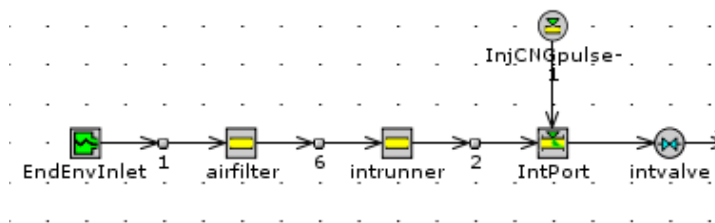
**Gambar 3. 6. Template Injector Gas**

6. Kemudian membuat katup intake terdapat parameter lainnya seperti diameter valve, *angle array* dan *lift array* dan parameter lainnya.



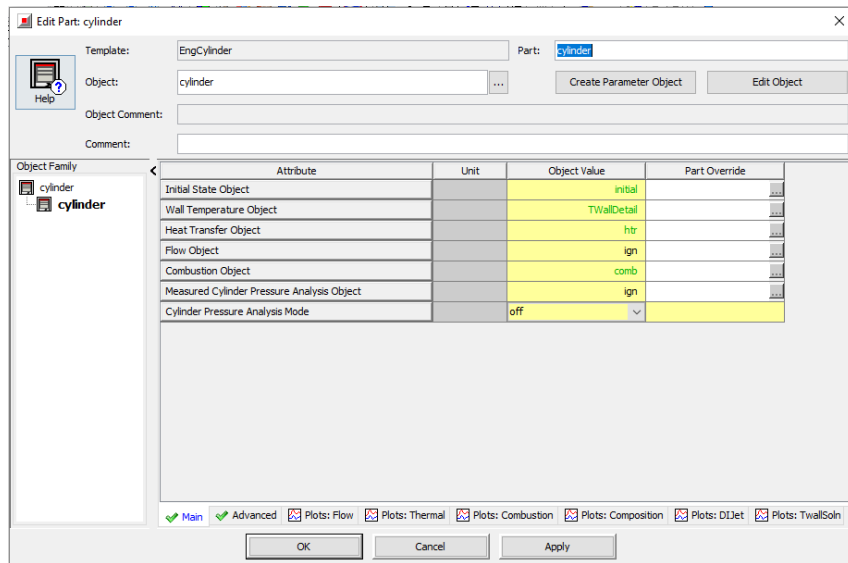
**Gambar 3. 7.** Template Valve Intake

7. Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen intake dan injector gas.



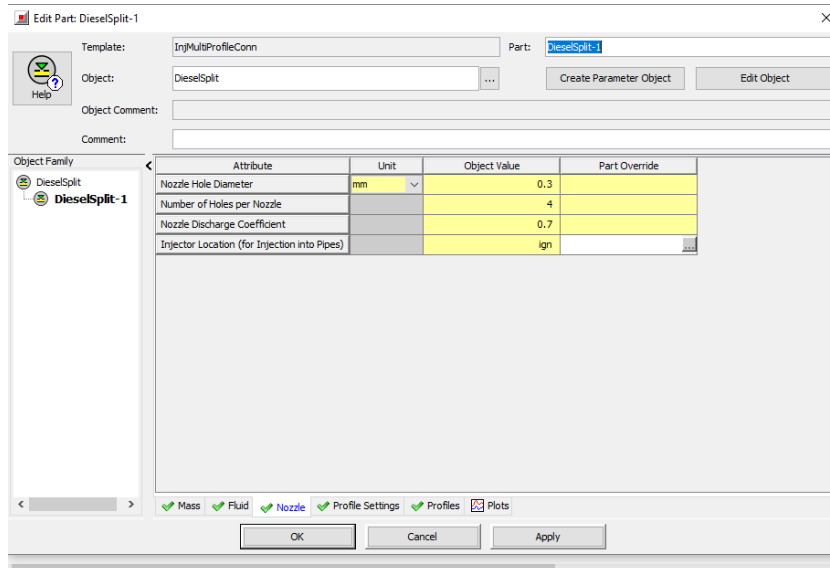
**Gambar 3. 8.** Komponen Intake dan Injector Gas

8. Langkah selanjutnya membuat silinder mesin terdapat parameter yang diatur dengan template referensi seperti geometri, temperature, perpindahan panas, aliran pada silinder, dan pembakaran.



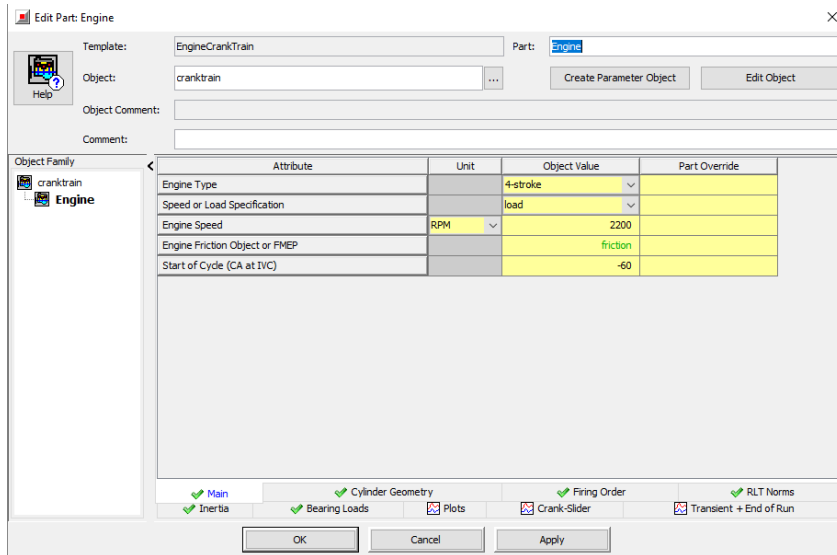
**Gambar 3. 9.** Template EngCylinder

9. Langkah selanjutnya membuat injector untuk bahan bakar solar yang terdapat pada silinder. Terdapat parameter yang diubah seperti massa yang diinjeksikan, perbandingan udara dan bahan bakar, bahan bakar yang di injeksikan, suhu bahan bakar yang diinjeksikan.



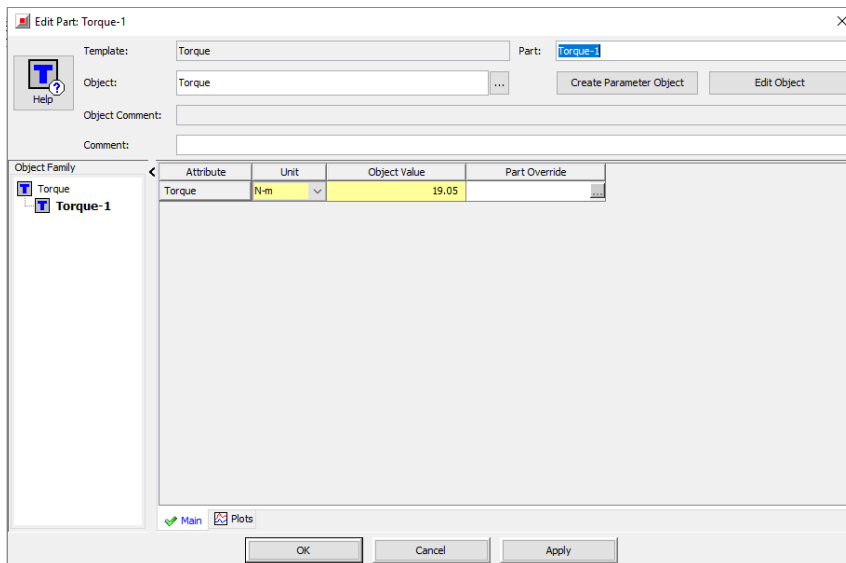
**Gambar 3. 10.** Template Injector Diesel

10. Langkah selanjutnya membuat part didalam silinder terdapat beberapa parameter seperti tipe mesin, spesifikasi kecepatan dan beban, dan parameter lainnya.



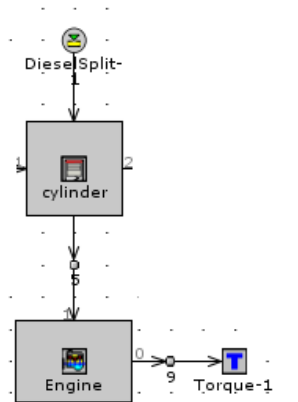
**Gambar 3. 11.** Template Engine CrankTrain

11.Selanjutnya membuat part untuk pembebanan, didalam eksperimen mesin di couple dengan generator.



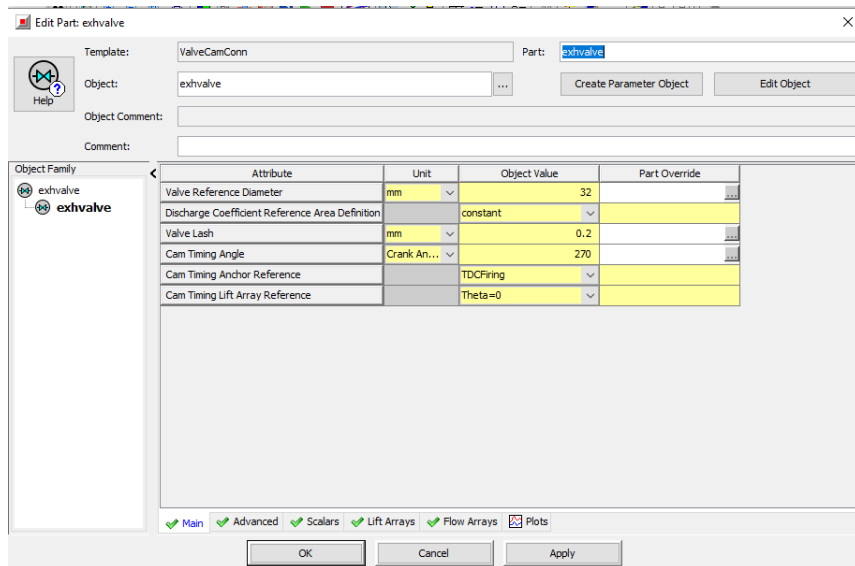
**Gambar 3. 12.** Template Torque

12.Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen cylinder, engine, injector diesel dan torque.



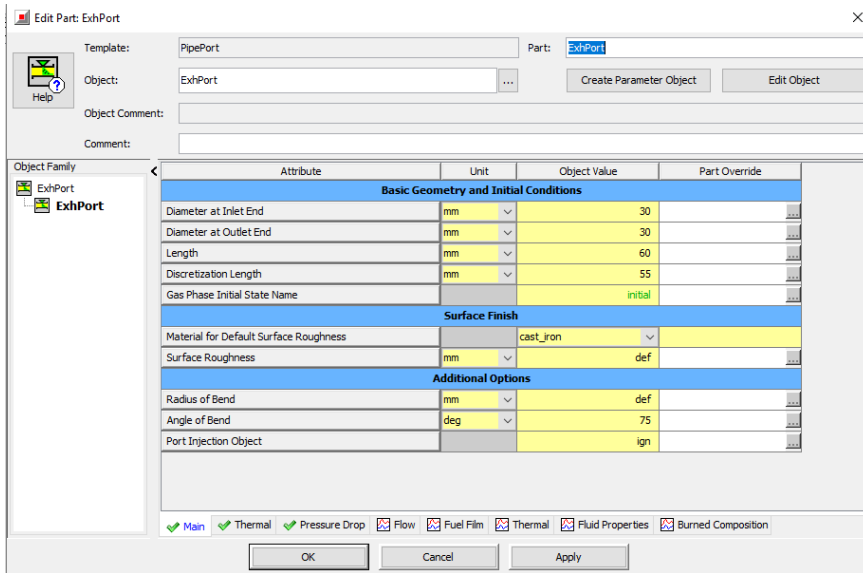
**Gambar 3. 13.** Komponen cylinder, engine, injector diesel dan torque

13. Langkah selanjutnya membuat katup buang terdapat parameter seperti diameter valve, *cam timing angel*, dan parameter lainnya.



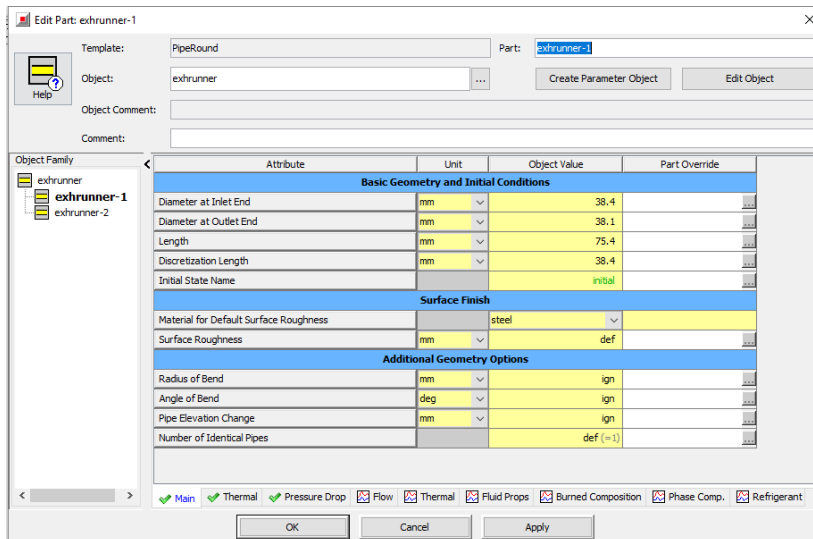
**Gambar 3. 14.** Template Valve Exhaust

14. Langkah selanjutnya membuat saluran pipa exhaust port terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



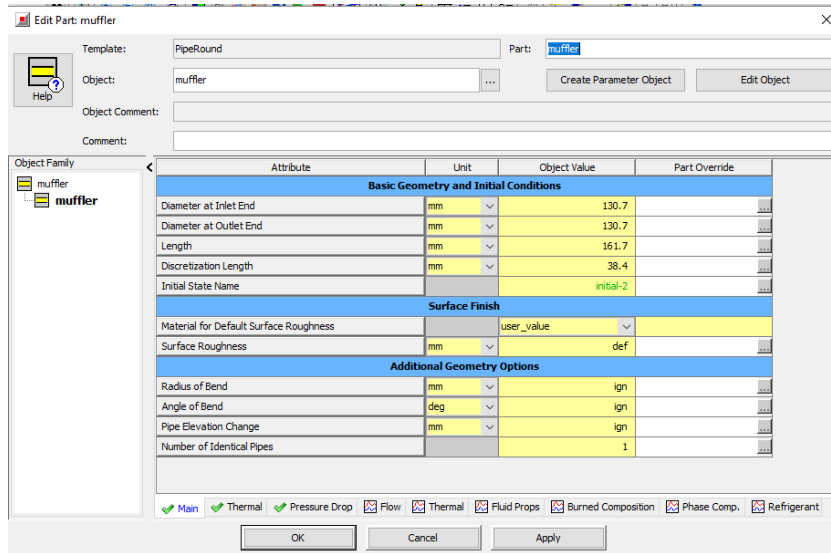
**Gambar 3. 15.** Template Export

15. Langkah selanjutnya membuat pipa exhaust runner terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



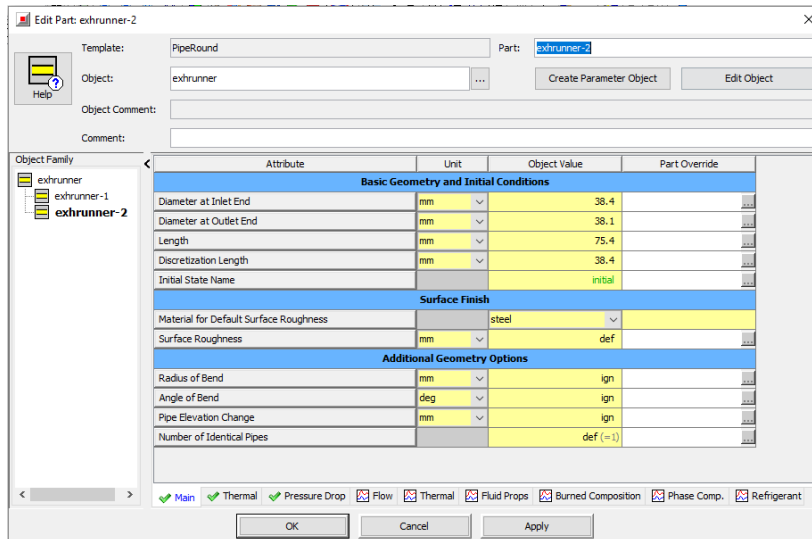
**Gambar 3. 16.** Template Exrunner

16. Langkah selanjutnya membuat pipa exhaust runner penghubung gas buang ke lingkungan parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



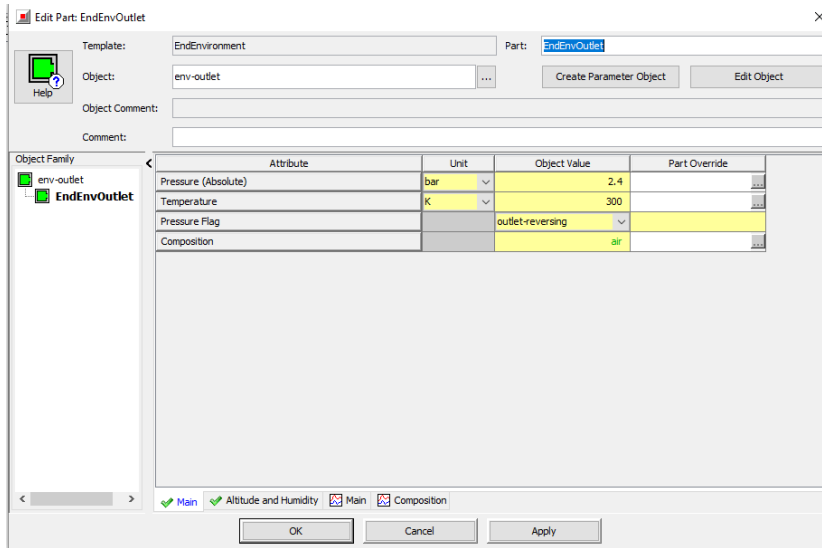
**Gambar 3. 17.** Template Muffler

17.Selanjutnya membuat pipa exhaust runner penghubung gas buang ke lingkungan terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



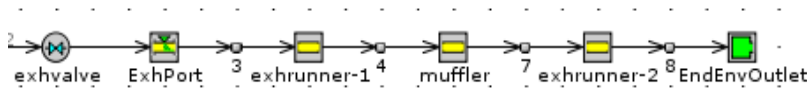
**Gambar 3. 18.** Template Exrunner

18.Kemudian membuat pembuangan udara dengan EndEnvironment terdapat parameter tekanan dan suhu untuk gas buang.



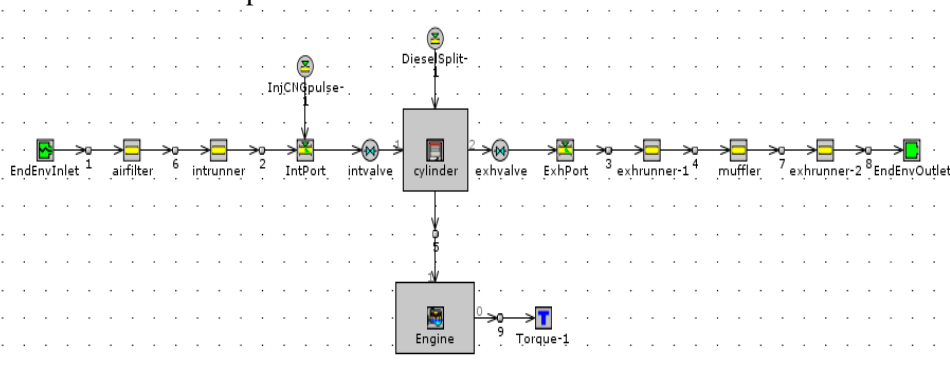
**Gambar 3. 19.** Template EndEnvOutlet

19. Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen exhaust.



**Gambar 3. 20.** Komponen Exhaust

20. Kemudian komponen diatas kemudian dihubungkan dari libraries di input ke main atau GT-Power Map.



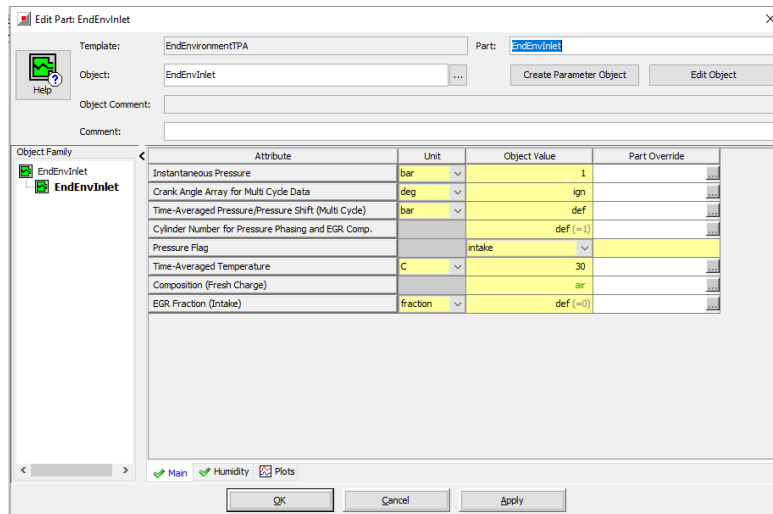
**Gambar 3. 21.** Pemodelan Mesin Diesel Dual Fuel

### 3.8.2 Model Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

Pemodelan mesin *dual fuel* dengan Variasi Diameter Injektor. Dilakukan perubahan pada diameter pada injector gas dengan variasi yang berbeda. Dalam model ini ada sistem intake, silinder mesin dan sistem injeksi bahan bakar, dan sistem exhaust.

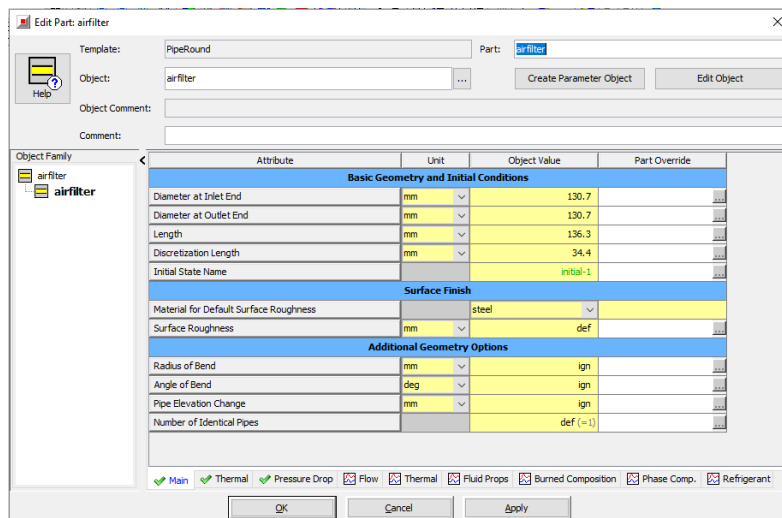


1. Menentukan kondisi udara lingkungan sekitar untuk *intake system*, menentukan tekanan dan temperatur pada kondisi tersebut dan menentukan komposisi udara.



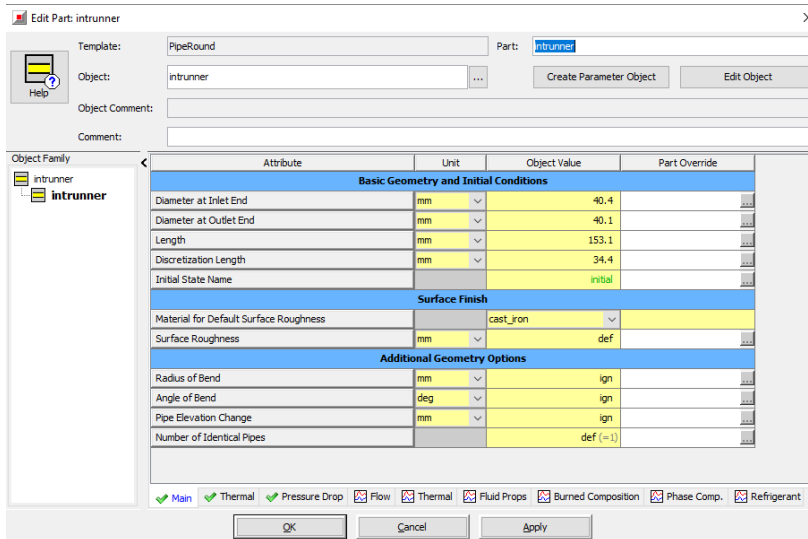
Gambar 3. 22. Template EndEnviroment

2. Membuat *airfilter* yang digunakan untuk menghubungkan udara ke port masukan udara. Terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.



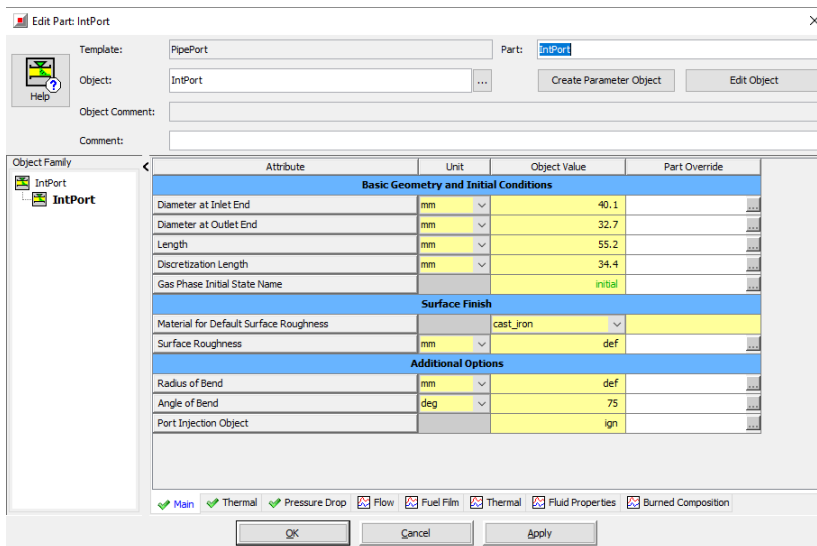
Gambar 3. 23. Template Airfilter

3. Membuat *intrunner* yang digunakan untuk menghubungkan udara ke port masukan udara. Terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.



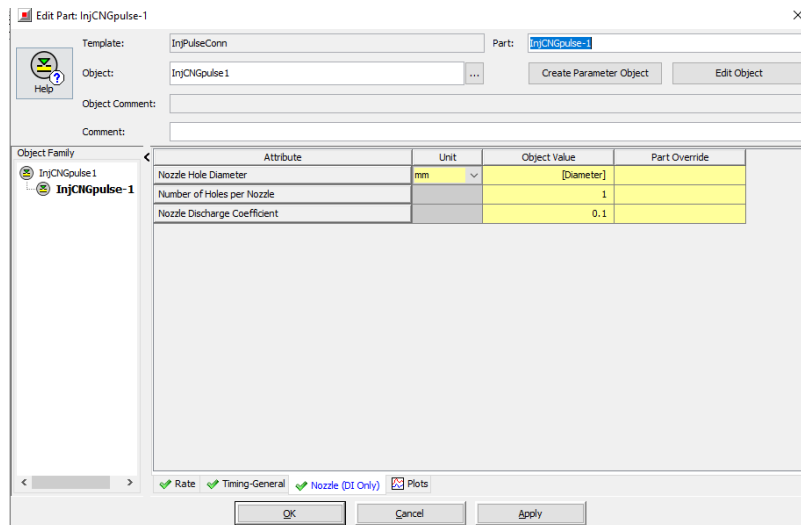
Gambar 3. 24. Template Intrunner

4. Langkah selanjutnya membuat port intake, terdapat parameter yang harus diisi seperti diameter, temperature dinding dan lain sebagainya.



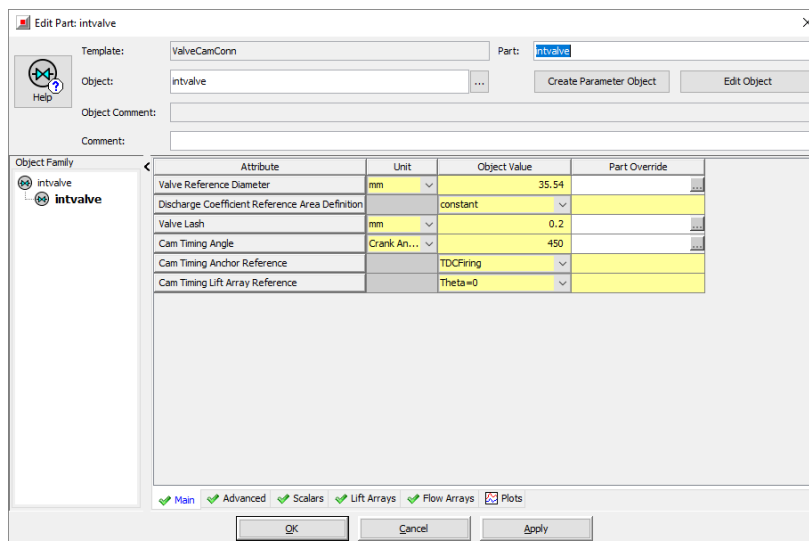
Gambar 3. 25. Template Inport

5. Selanjutnya membuat *injector gas* yang diletakan di *intake port*. Terdapat beberapa parameter seperti fluida, diameter dan jumlah lubang yang dapat diatur, dan pemodelan ini menggunakan variasi diameter injector gas.



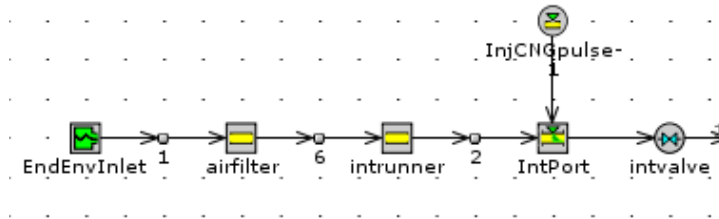
**Gambar 3. 26.** Template Injector Gas

6. Kemudian membuat katup intake terdapat parameter lainya seperti diameter valve, *angle array* dan *lift array* dan parameter lainnya.



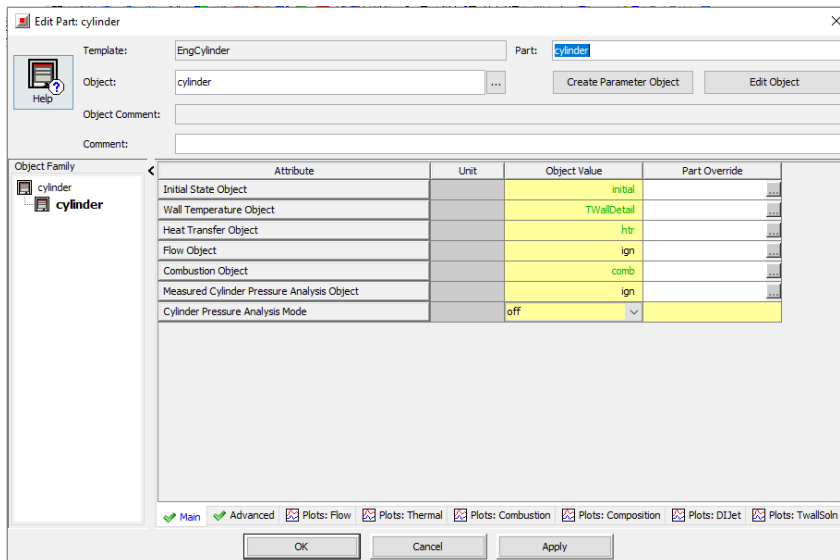
**Gambar 3. 27.** Template Valve Intake

7. Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen intake dan injector gas.



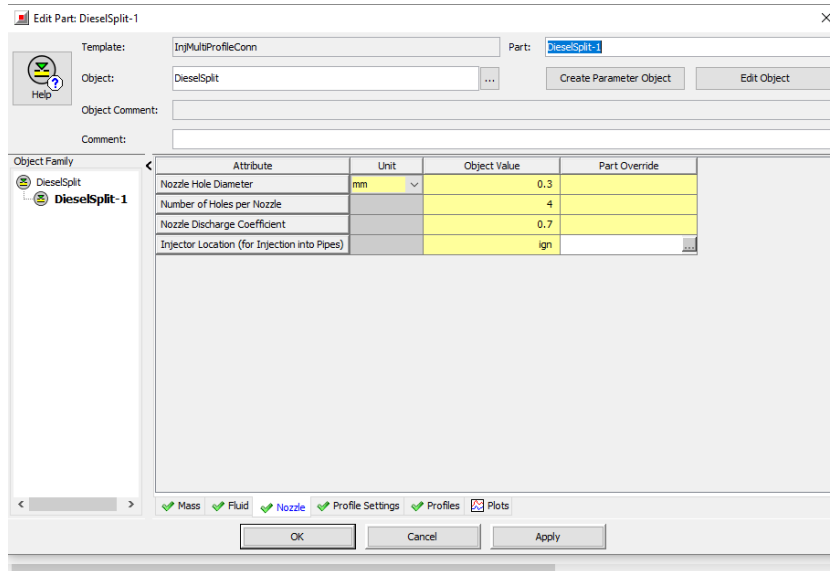
**Gambar 3. 28.** Komponen Intake dan Injector Gas

8. Langkah selanjutnya membuat silinder mesin terdapat parameter yang diatur dengan template referensi seperti geometri, temperature, perpindahan panas, aliran pada silinder, dan pembakaran.



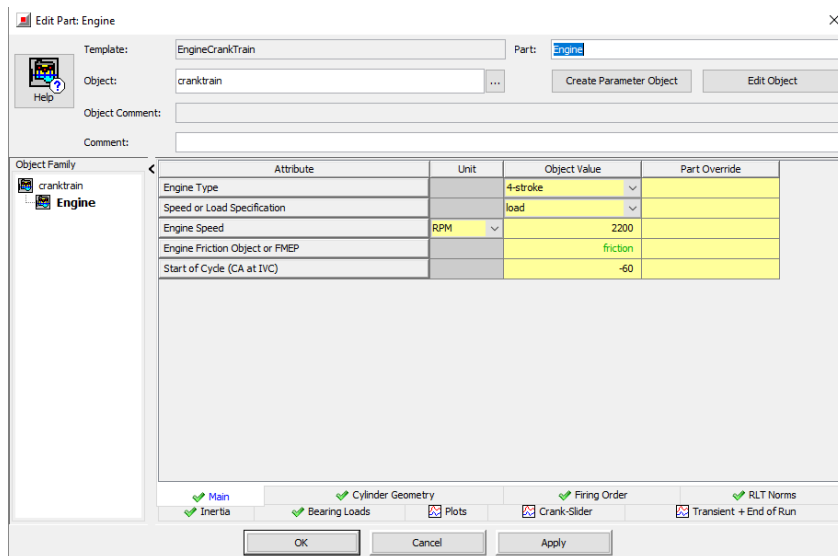
**Gambar 3. 29.** Template EngCylinder

9. Langkah selanjutnya membuat injector untuk bahan bakar solar yang terdapat pada silinder. Terdapat parameter yang diubah seperti massa yang diinjeksikan, perbandingan udara dan bahan bakar, bahan bakar yang di injeksikan, suhu bahan bakar yang diinjeksikan.



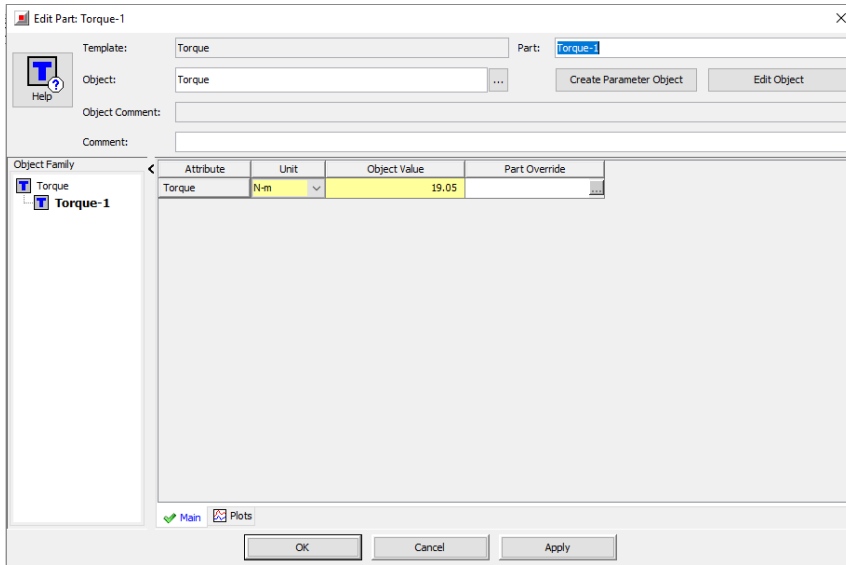
**Gambar 3. 30.** Template Injector Diesel

10. Langkah selanjutnya membuat part didalam silinder terdapat beberapa parameter seperti tipe mesin, spesifikasi kecepatan dan beban, dan parameter lainnya.



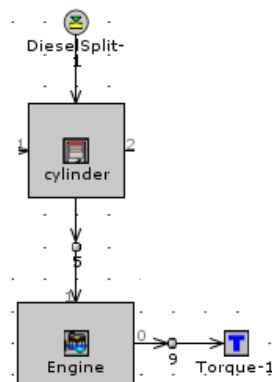
**Gambar 3. 31.** Template Engine CrankTrain

11. Selanjutnya membuat part untuk pembebanan, didalam eksperimen mesin di couple dengan generator.



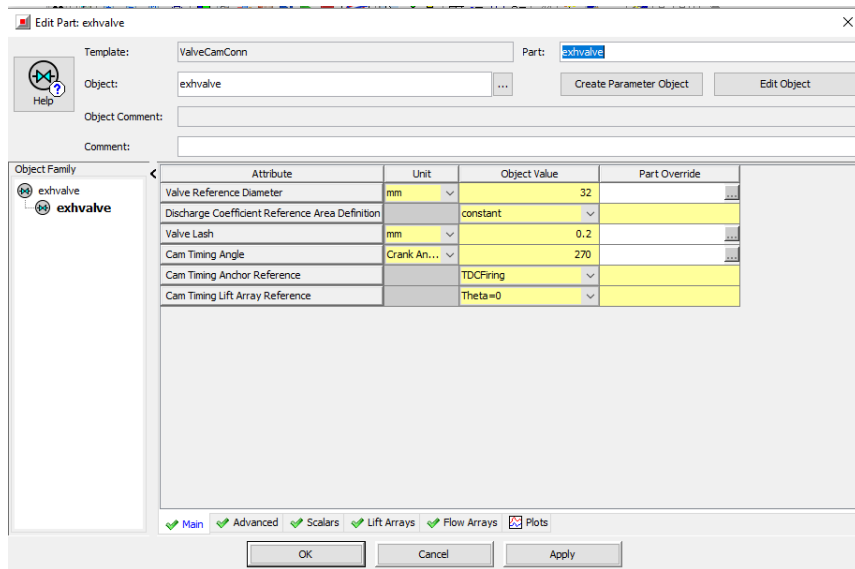
**Gambar 3. 32.** Template Torque

12. Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen cylinder, engine, injector diesel dan torque.



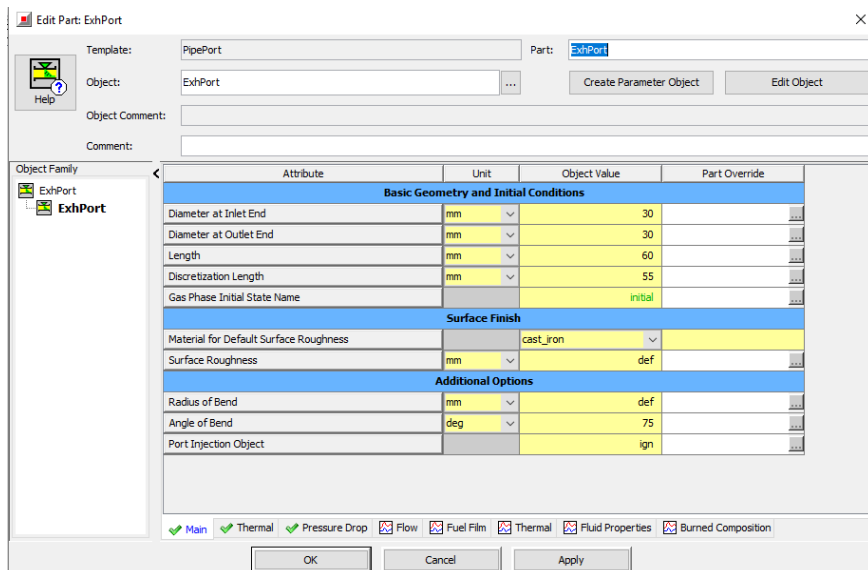
**Gambar 3. 33.** Komponen cylinder, engine, injector diesel dan torque

13. Langkah selanjutnya membuat katup buang terdapat parameter seperti diameter valve, *cam timing angel*, dan parameter lainnya.



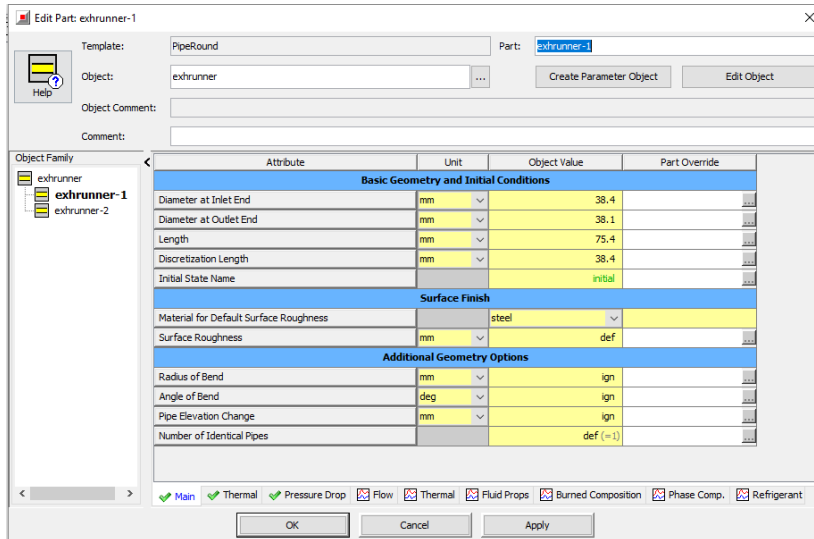
**Gambar 3. 34.** Template Valve Exhaust

14. Langkah selanjutnya membuat saluran pipa exhaust port terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



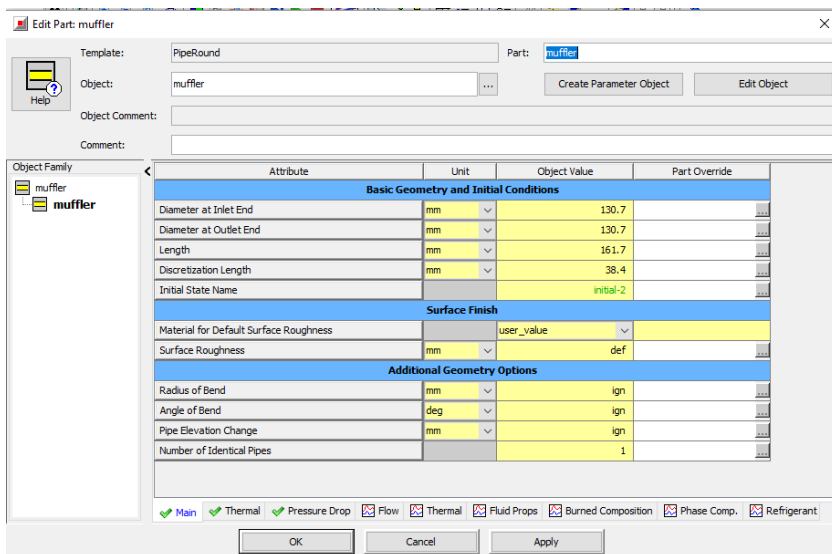
**Gambar 3. 35.** Template Export

15. Langkah selanjutnya membuat pipa exhaust runner terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



**Gambar 3. 36.** Template Exrunner

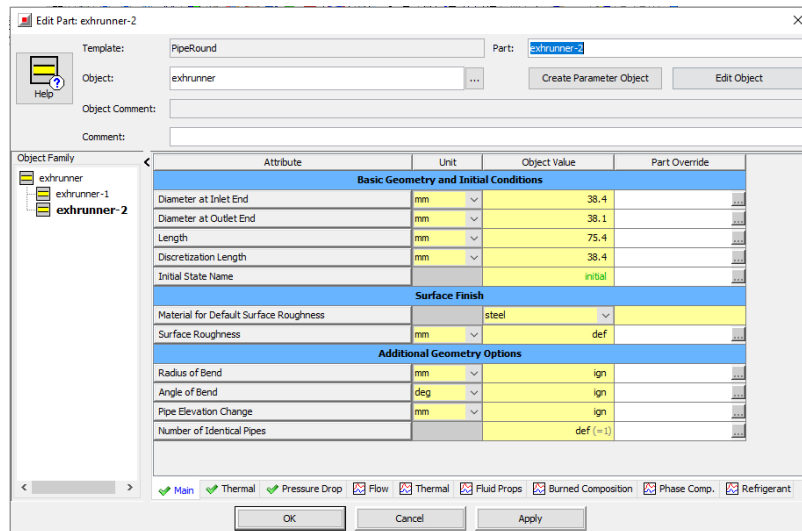
16. Langkah selanjutnya membuat pipa exhaust runner penghubung gas buang ke lingkungan parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.



**Gambar 3. 37.** Template Muffler

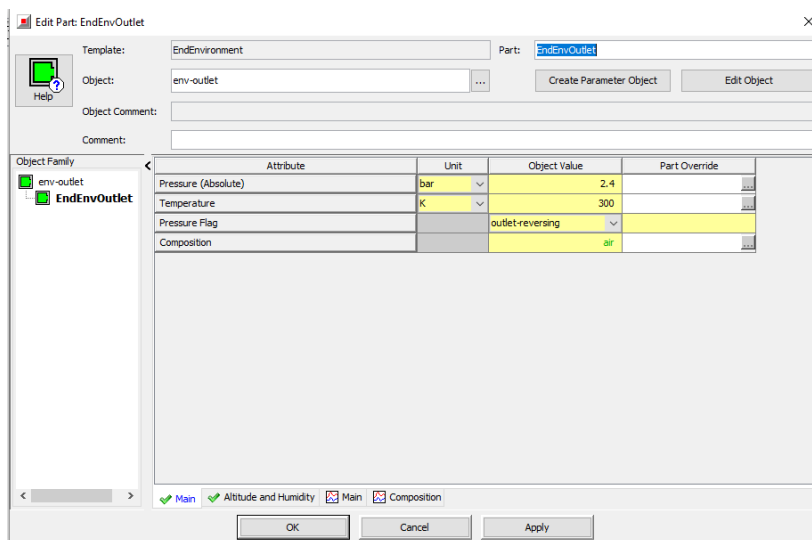
17. Selanjutnya membuat pipa exhaust runner penghubung gas buang ke lingkungan terdapat parameter dimensi pipa, temperature dinding pipa.





**Gambar 3. 38.** Template Exrunner

18. Kemudian membuat pembuangan udara dengan EndEnvironment terdapat parameter tekanan dan suhu untuk gas buang.



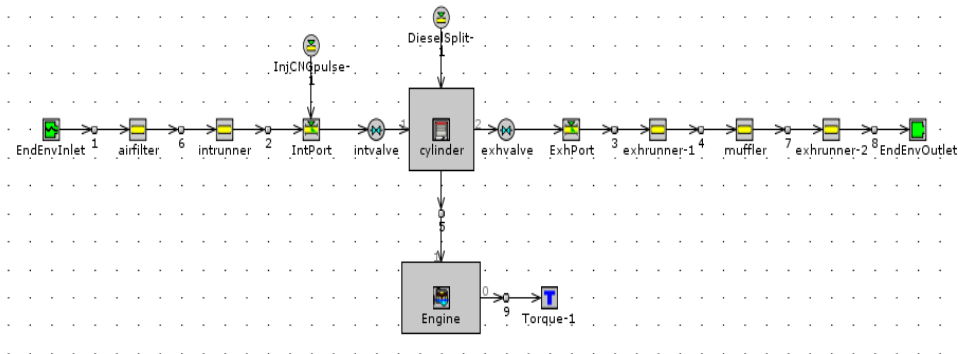
**Gambar 3. 39.** Template EndEnvOutlet

19. Kemudian icon dari libraries di input ke main atau GT-Power Map komponen exhaust.



**Gambar 3. 40.** Komponen Exhaust

20. Kemudian komponen diatas kemudian dihubungkan dari libraries di input ke main atau GT-Power Map.



**Gambar 3. 41.** Pemodelan Mesin Diesel Dual Fuel

### 3.9 Pengambilan Data Simulasi

Proses pengambilan data yaitu dari hasil running simulasi digunakan untuk mengetahui performa mesin *dual fuel*. Data hasil performa yaitu terdiri daya, torsi, SFOC (*Specific Fuel Oil Consumption*), BMEP, dan efisiensi thermal.

### 3.10 Validasi dan Analisa Data

Proses validasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah berupa perbandingan mesin diesel saat beroperasi pada model dual fuel. Analisis yang dimaksud adalah mengkaji hal apa saja yang berpengaruh. Tujuan daripada analisis ini untuk mengetahui kekurangan agar dapat terus dikembangkan, memiliki manfaat yang besar.

**Tabel 3. 2.** Batasan Simulasi

	Parameter Input		Parameter Output
	Konstan	Variasi	
Bahan bakar	Putaran dan beban	Boundary Condition	Diameter Injector gas
Dual fuel (Solar & CNG)	1800-2200 rpm Pada beban 25-100 %	Kondisi Lingkungan dan Mesin	Injector Standar 3 mm
Dual fuel (Solar & CNG)	1800-2200 rpm Pada beban 25-100 %	Kondisi Lingkungan dan Mesin	Injector 1 mm, 1.5 mm, 2 mm, 2.5 mm

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Pendahuluan

Bab ini berisi mengenai hasil simulasi pada mesin Yanmar TF85-MH dengan menggunakan injector CNG *original* dan variasi diameter injector gas. Adapun pokok bahasan dalam bab ini adalah kinerja termasuk didalamnya daya, torsi, SFOC (*Specific Fuel Oil Consumption*), BMEP (*Brake Mean Effective Pressure*), dan efisiensi thermal.

### 4.2 Hasil Validasi Data Mesin Diesel *Dual Fuel* Eksperimen dan Simulasi

Untuk mengetahui apakah simulasi dan hasil eksperimen mempunyai hasil yang sama maka dilakukan validasi hasil dari simulasi dengan hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh peneliti sebelumnya menggunakan injector gas *original* dan dengan mesin yang sama yaitu yanmar TF 85 MH. Jika terdapat perbedaan yang cukup jauh maka perlu dilakukan penyesuaian setting pada software dengan eksperimen. Selisih perbedaan simulasi dan eksperimen diusahakan tidak lebih dari 5%. Pada metode simulasi ini dengan inputan rpm sama dengan rpm-rpm yang diambil pada saat eksperimen didapatkan daya, torsi, dan sfoc yang terdapat pada table 4.1. Hasil simulasi pada beberapa rpm ditabulasikan dalam tabel 4.2.

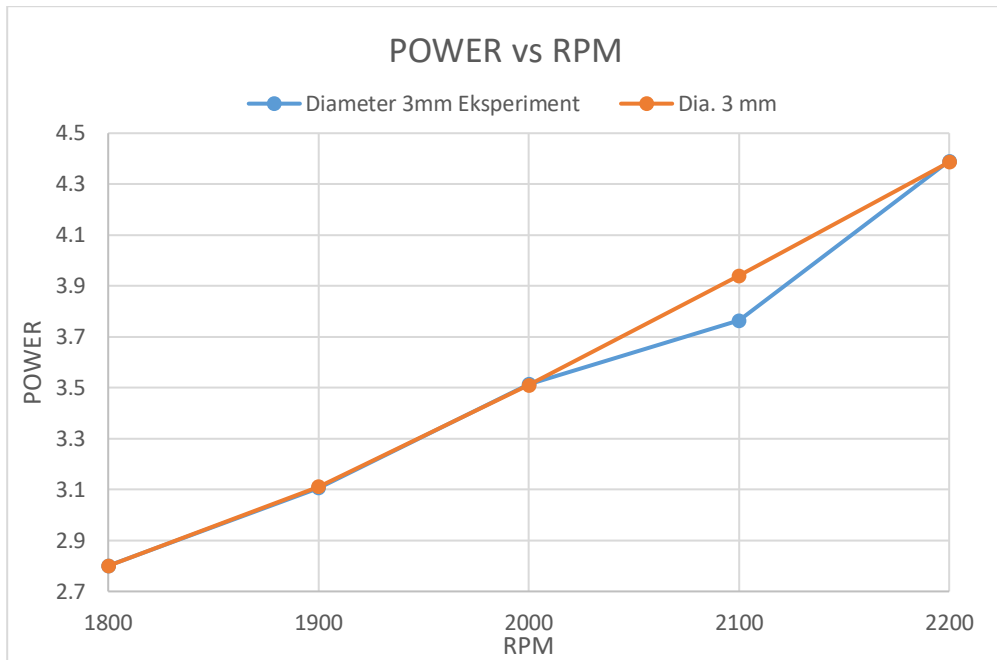
**Tabel 4. 1.** Hasil Eksperimen Beban 4000 watt

Speed (rpm)	Beban (watt)	Torsi (Nm)	Daya (Kw)	SFOC (gr/Kwh)
1800		14.858	2.801	313.570
1900		15.616	3.107	302.525
2000		16.779	3.514	321.257
2100		17.099	3.764	341.215
2200		19.052	4.391	426.346

**Tabel 4. 2.** Hasil Simulasi Beban 4000 watt

Speed (rpm)	Beban (watt)	Torsi (Nm)	Daya (Kw)	SFOC (gr/Kwh)
1800		14.856	2.800	313.713
1900		15.636	3.111	302.311
2000		16.758	3.510	321.750
2100		17.188	3.940	339.911
2200		19.040	4.386	426.922

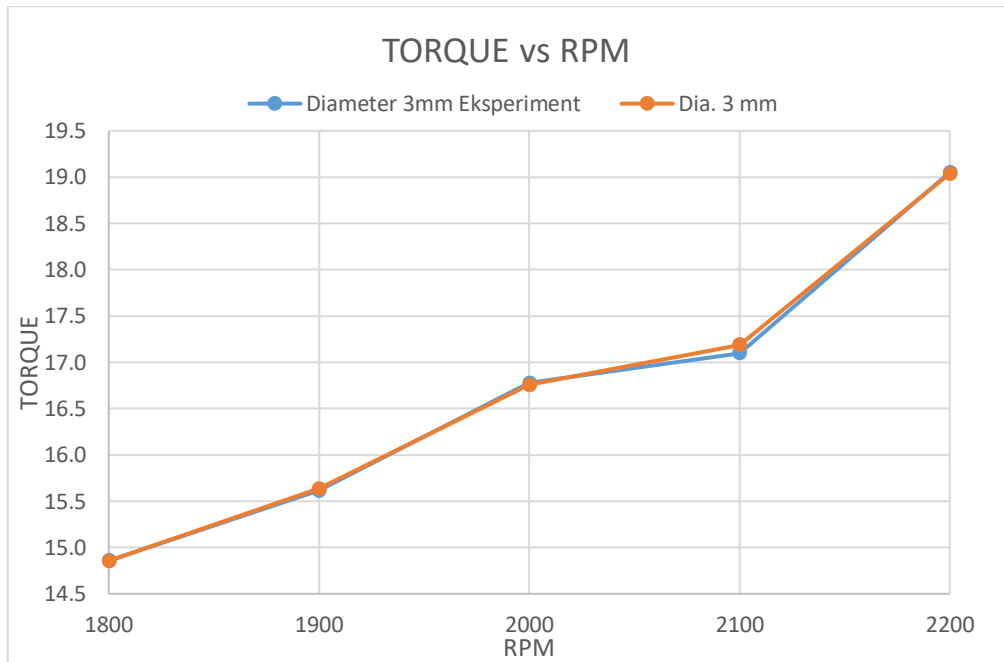
Berikut kami sertakan juga grafik-grafik daya vs rpm, torsi vs rpm, sfoc vs rpm:



**Grafik 4. 1.** Daya Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

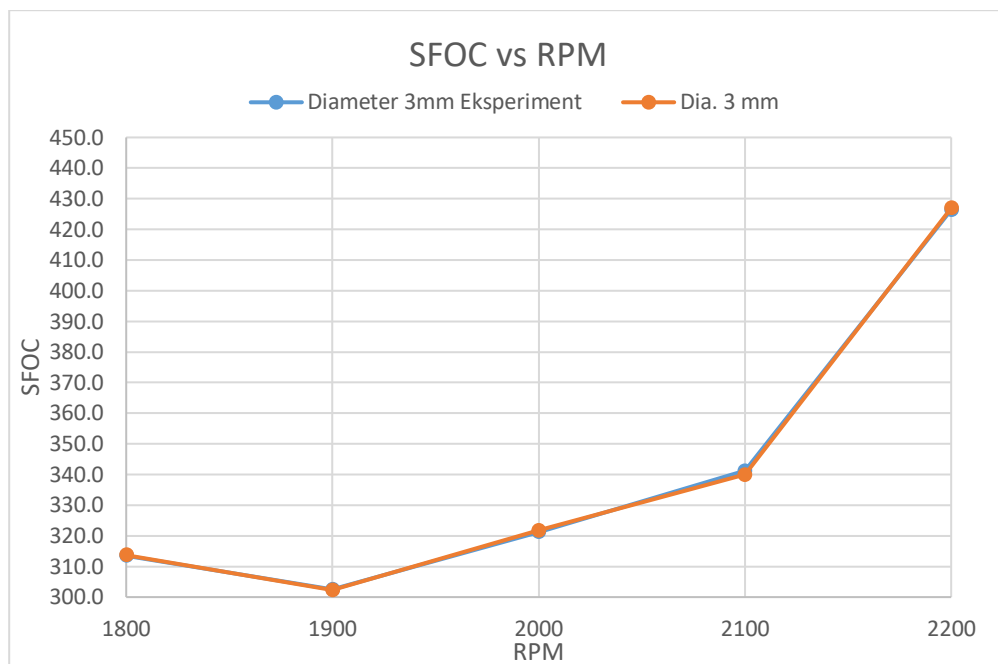
Dari grafik perbandingan yang didapat dari daya eksperimen dan simulasi (grafik 4.1) pada putaran 1800 rpm tidak terjadi selisih yang sangat signifikan dari hasil eksperimen dengan hasil simulasi. Tampak bahwa pada putaran 2100 rpm terdapat perbedaan daya sebesar 4 % lebih besar hasil simulasi di bandingkan dengan hasil eksperimen. Sedangkan pada putaran 2200 rpm tidak terjadi selisih yang sangat signifikan dari hasil eksperimen dengan hasil simulasi.

Kemungkinan selisih perbedaan daya ini disebabkan karena adanya kerugian mekanis dan menurunnya efisiensi volumetris . Daya poros diperoleh melalui pengubahan energy kimia atau nilai kalor bahan bakar. Sedangkan “daya poros” yaitu daya pada poros mesin lebih kecil lagi, karena adanya kerugian-kerugian gesek antara torak dan dinding silinder, pada bantalan, roda gigi, daya untuk menggerakkan pompa bahan bakar, dan katup.



**Grafik 4. 2.** Torsi Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Dari grafik perbandingan yang didapat dari torsi eksperimen dan simulasi (grafik 4.2) pada putaran 1800 rpm tidak terjadi selisih yang sangat signifikan dari hasil eksperimen dengan hasil simulasi. tampak bahwa pada putaran 2100 rpm terdapat perbedaan torsi sebesar 0.5%. Sedangkan pada putaran 2200 rpm tidak terjadi selisih yang sangat signifikan dari hasil eksperimen dengan hasil simulasi. Kemungkinan selisih perbedaan torsi ini disebabkan karena adanya kerugian mekanis dan menurunnya efisiensi volumetric.



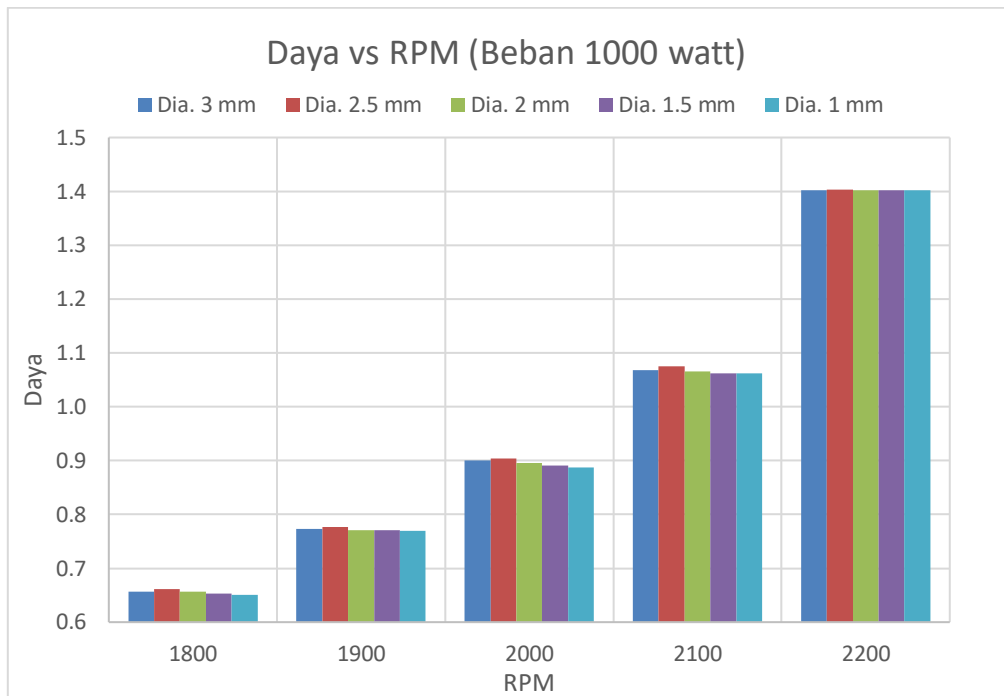
**Grafik 4. 3.** Sfoc Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Pada sfoc hanya diambil satu titik saja. Pada titik dimana harga sfoc paling rendah. Pada umumnya dari studi literature yang kami baca diketahui bahwa sfoc terendah didapat pada putaran normal continuous rating (MCR).

Khusus fenomena sfoc diatas harga sfoc menurut metode simulasi cenderung untung naik seiring dengan naiknya rpm. Untuk memperbandingkan sfoc yang didapat dari metode eksperimen dan simulasi ini diambil rpm engine dimana sfoc pada metode eksperimen terkecil. Dari grafik terlihat bahwa sfoc terendah pada eksperimen adalah 426.346 g/kWh. Pada rpm ini sfoc simulasi adalah sebesar 426.922 g/kWh. Jadi terdapat perbedaan sebesar 10.576 g/kWh lebih rendah simulasi daripada eksperimen.

### 4.3 Hasil Daya Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

#### 4.3.1 Perbandingan Daya dan RPM Beban 1000 watt

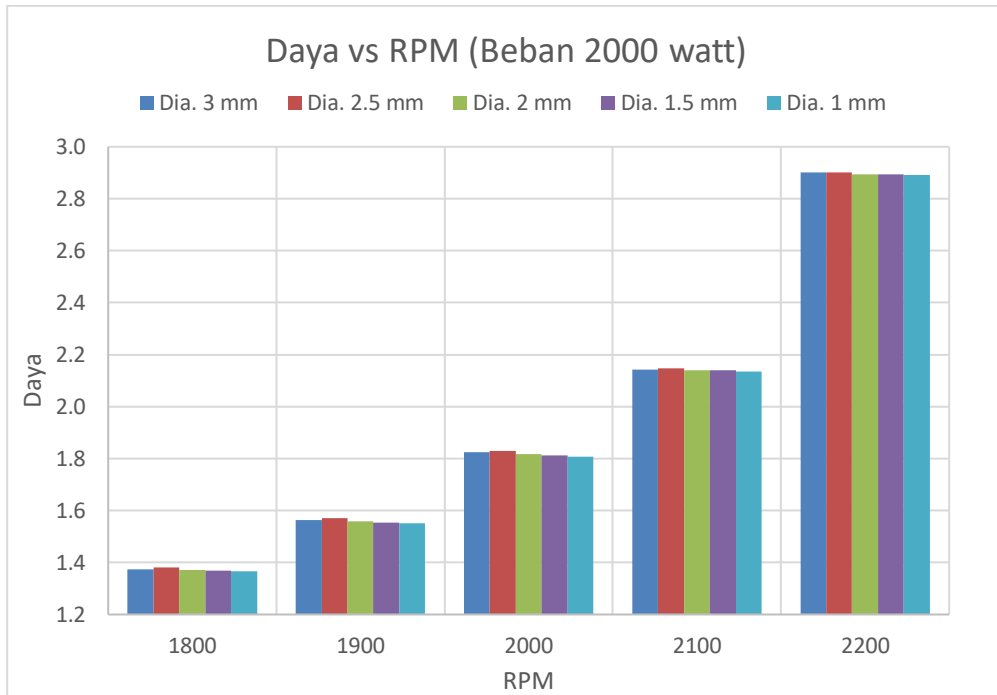


**Grafik 4. 4.** Daya Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt

Grafik 4.4. merupakan perbandingan daya terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injektor gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter inkjektor 2.5 mm menghasilkan daya mesin tertinggi dan diameter injector 1 mm daya mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan daya sebesar 0.661 kW dengan beban 1000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan daya sebesar 1.403 kW.

Sedangkan daya yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 0.650 kW dengan beban 1000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan daya sebesar 1.400 kW. Penurunan daya juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.2% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

### 4.3.2 Perbandingan Daya dan RPM Beban 2000 watt



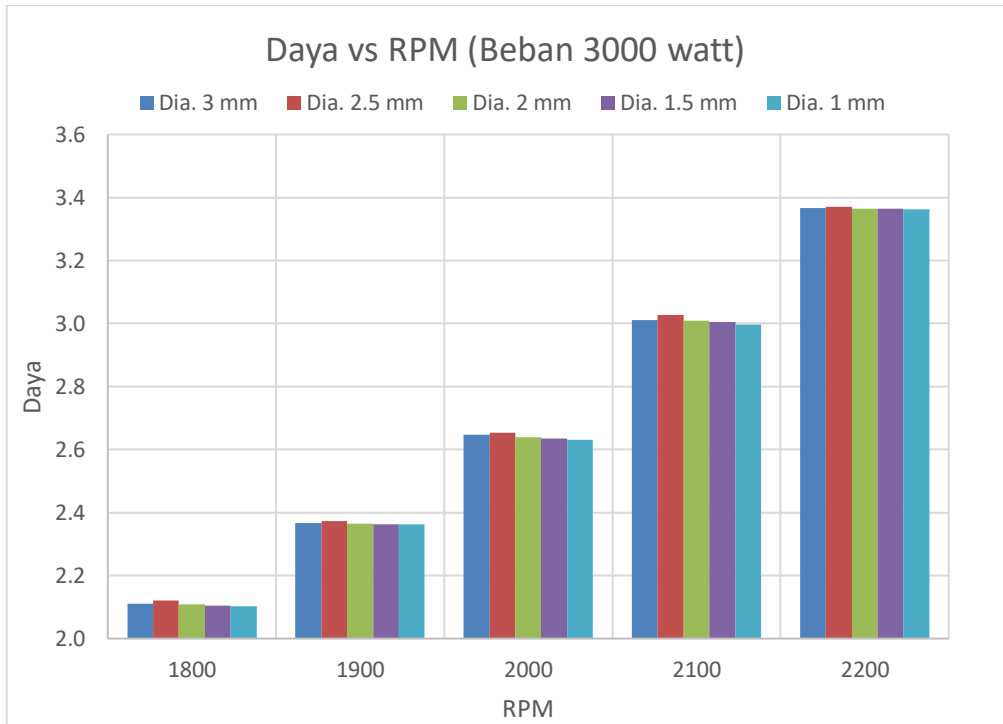
**Grafik 4. 5.** Daya Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt

Grafik 4.5. merupakan perbandingan daya terhadap RPM pada beban 2000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan daya mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm daya mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan daya sebesar 1.382 kW dengan beban 2000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan daya sebesar 2.902 kW.

Sedangkan daya yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 1.367 kW dengan beban 2000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan daya sebesar 2.892 kW. Penurunan daya juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.3% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.



### 4.3.3 Perbandingan Daya dan RPM Beban 3000 watt

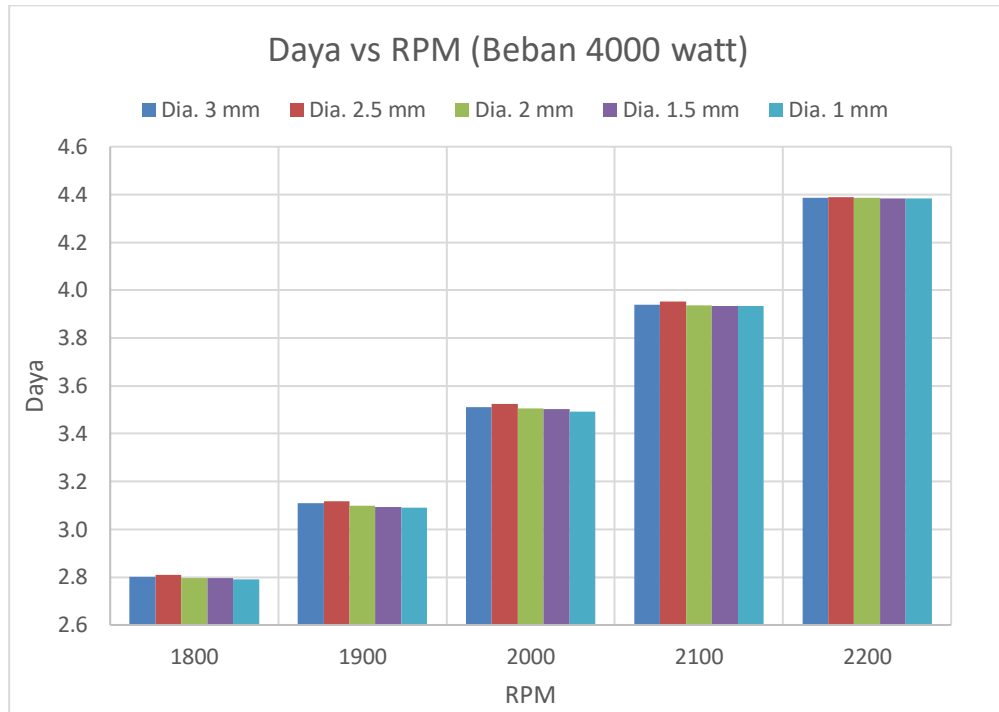


**Grafik 4. 6.** Daya Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt

Grafik 4.6. merupakan perbandingan daya terhadap RPM pada beban 3000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan daya mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm daya mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan daya sebesar 2.120 kW dengan beban 3000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan daya sebesar 3.371 kW.

Sedangkan daya yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 2.103 kW dengan beban 3000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan daya sebesar 3.363 kW. Penurunan daya juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 2.5, 2, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.3.4 Perbandingan Daya dan RPM Beban 4000 watt



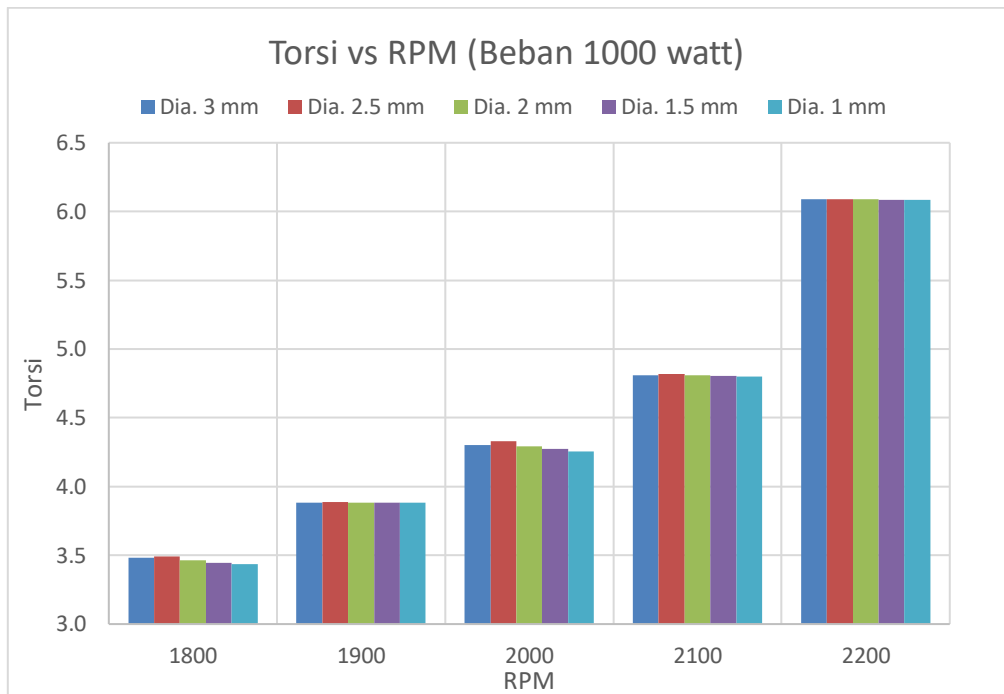
**Grafik 4. 7.** Daya Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Grafik 4.7. merupakan perbandingan daya terhadap RPM pada beban 4000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan daya mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm daya mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan daya sebesar 2.810 kW dengan beban 4000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan daya sebesar 4.390 kW.

Sedangkan daya yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 2.792 kW dengan beban 4000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan daya sebesar 4.384 kW. Penurunan daya juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.4 Hasil Torsi Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

##### 4.4.1 Perbandingan Torsi dan RPM Beban 1000 watt

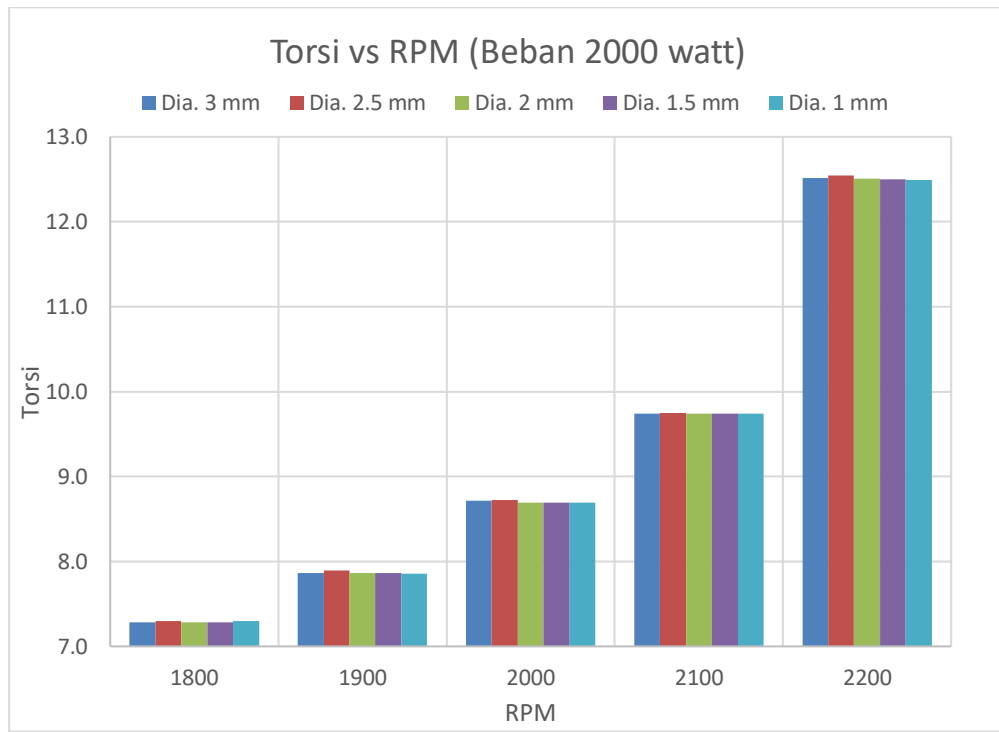


**Grafik 4. 8.** Torsi Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt

Grafik 4.8. merupakan perbandingan Torsi terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injektor gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan torsi mesin tertinggi dan diameter injector 1 mm torsi mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan torsi sebesar 3.492 Nm dengan beban 1000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan torsi sebesar 6.089 Nm.

Sedangkan torsi yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 3.435 Nm dengan beban 1000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan torsi sebesar 6.084 Nm. Penurunan torsi juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.4.2 Perbandingan Torsi dan RPM Beban 2000 watt

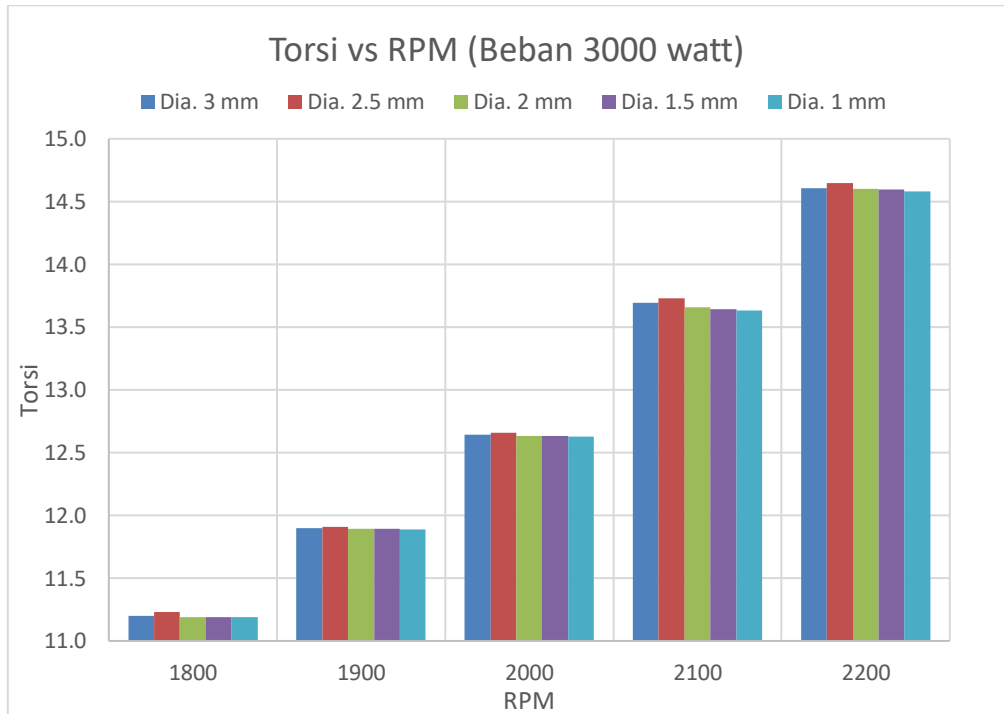


**Grafik 4. 9.** Torsi Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt

Grafik 4.9. merupakan perbandingan Torsi terhadap RPM pada beban 2000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan torsi mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm torsi mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan torsi sebesar 7.302 Nm dengan beban 2000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan torsi sebesar 12.547 Nm.

Sedangkan torsi yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 7.298 Nm dengan beban 2000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan torsi sebesar 12.491 Nm. Penurunan torsi juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.2% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.4.3 Perbandingan Torsi dan RPM Beban 3000 watt

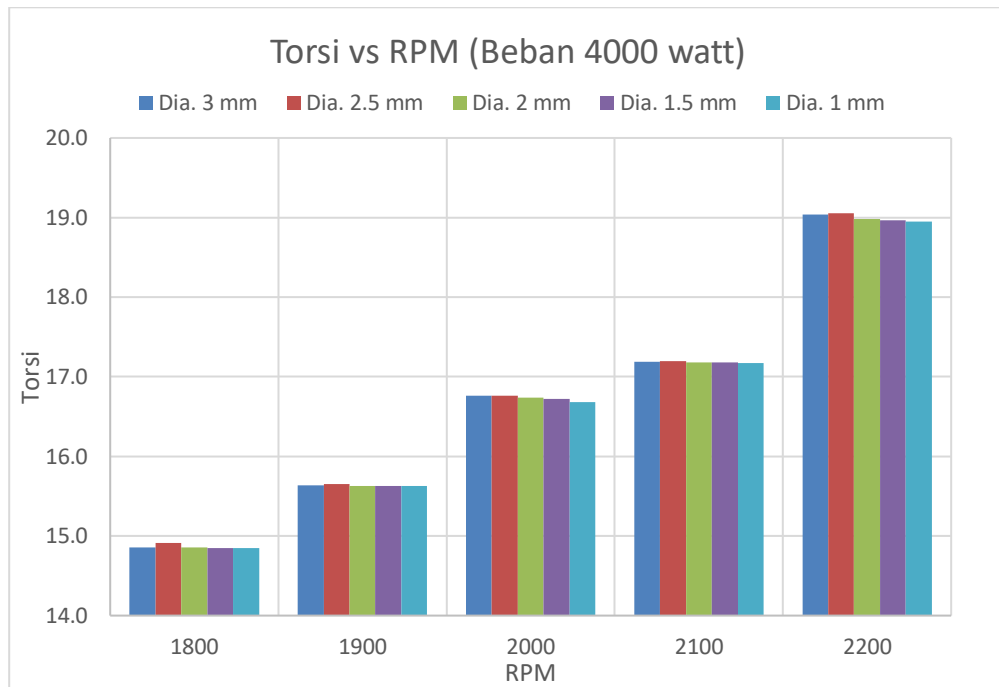


**Grafik 4. 10.** Torsi Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt

Grafik 4.10. merupakan perbandingan Torsi terhadap RPM pada beban 3000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan torsi mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm torsi mesin yang dihasilkan lebih rendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan torsi sebesar 11.229 Nm dengan beban 3000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan torsi sebesar 14.647 Nm.

Sedangkan torsi yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 11.190 Nm dengan beban 3000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan torsi sebesar 14.582 Nm. Penurunan torsi juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.4.4 Perbandingan Torsi dan RPM Beban 4000 watt



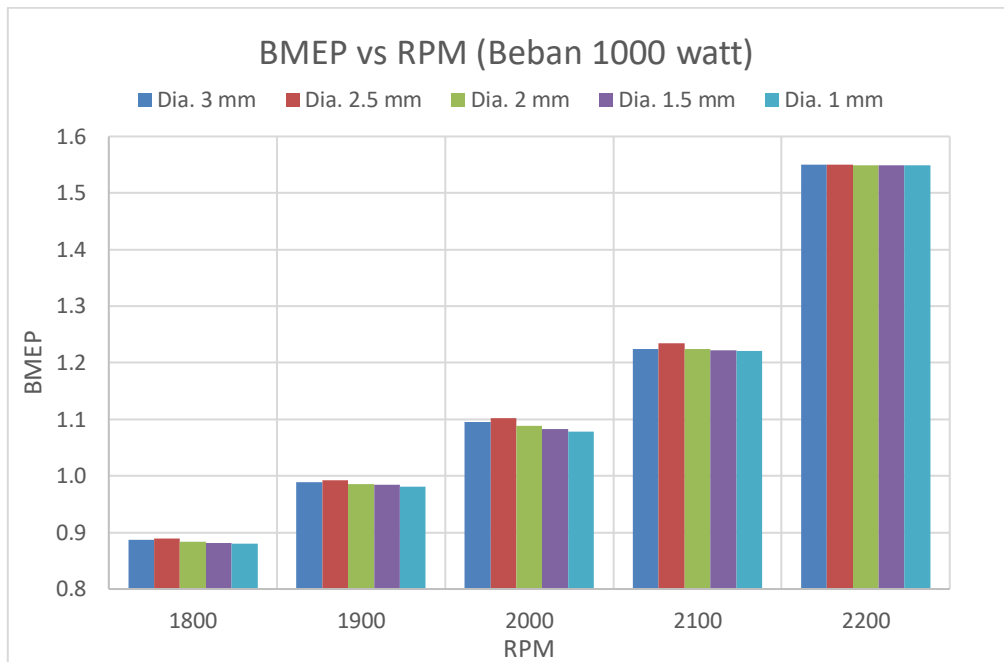
**Grafik 4. 11.** Torsi Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Grafik 4.11. merupakan perbandingan Torsi terhadap RPM pada beban 4000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 mm menghasilkan torsi mesin tertinggi dan diameter injektor 1 mm torsi mesin yang dihasilkan lebih rendah Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan torsi sebesar 14.914 Nm dengan beban 4000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan torsi sebesar 19.055 Nm.

Sedangkan torsi yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 14.848 Nm dengan beban 4000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan torsi sebesar 18.951 Nm. Penurunan torsi juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.4% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

## 4.5 Hasil BMEP Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

### 4.5.1 Perbandingan BMEP dan RPM Beban 1000 watt

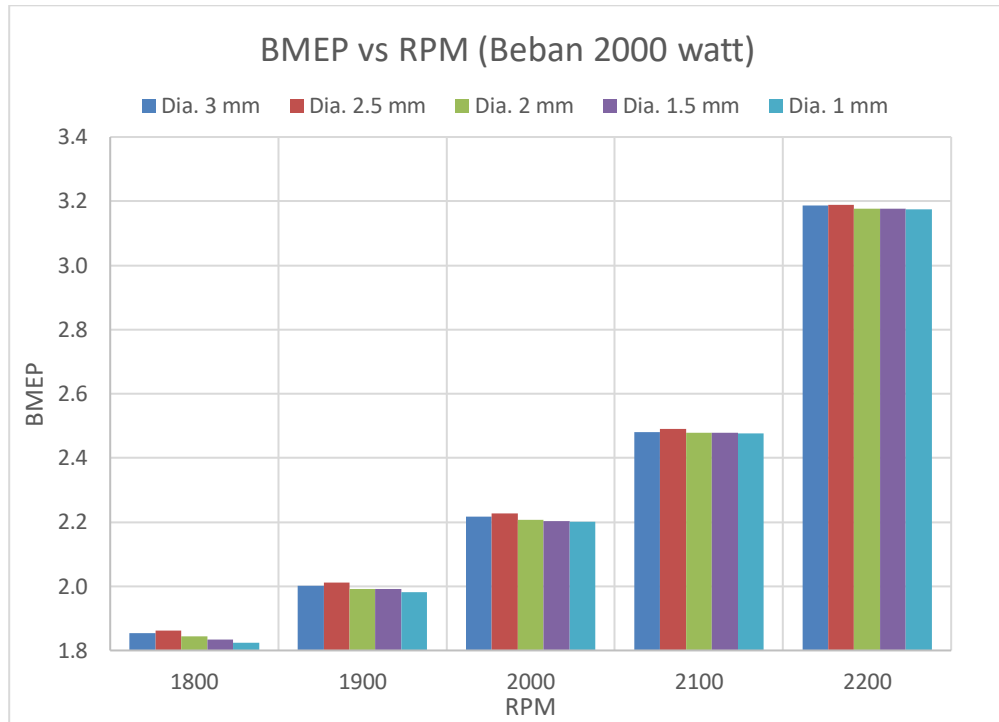


**Grafik 4. 12.** BMEP Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt

Grafik 4.12. merupakan perbandingan BMEP terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injektor gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 menghasilkan bmeper mesin yang tertinggi dan untuk diameter 1 mm menghasilkan bmeper mesin yang terendah Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan bmeper sebesar 0.890 bar dengan beban 1000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan bmeper sebesar 1.550 bar.

Sedangkan bmeper yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 0.880 bar dengan beban 1000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan bmeper sebesar 1.549 bar. Penurunan bmeper juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.5.2 Perbandingan BMEP dan RPM Beban 2000 watt



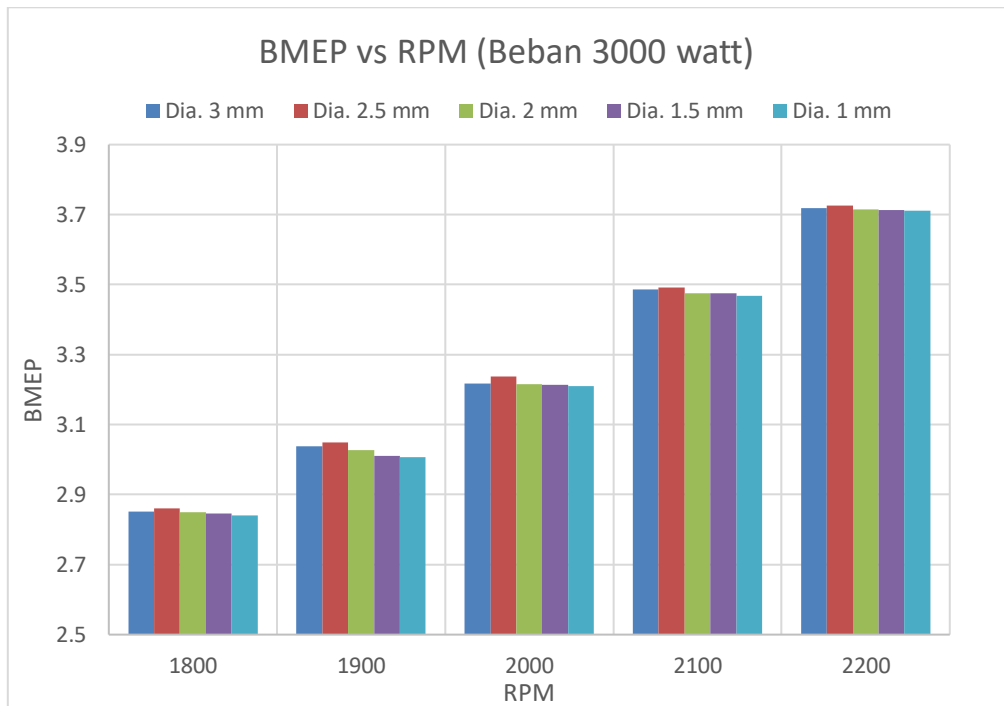
**Grafik 4. 13.** BMEP Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt

Grafik 4.13. merupakan perbandingan BMEP terhadap RPM pada beban 2000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 menghasilkan bme mesin yang tertinggi dan untuk diameter 1 mm menghasilkan bme mesin yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan bme sebesar 1.862 bar dengan beban 2000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan bme sebesar 3.189 bar.

Sedangkan bme yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 1.824 bar dengan beban 2000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan bme sebesar 3.175 bar. Penurunan bme juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.3% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.



### 4.5.3 Perbandingan BMEP dan RPM Beban 3000 watt

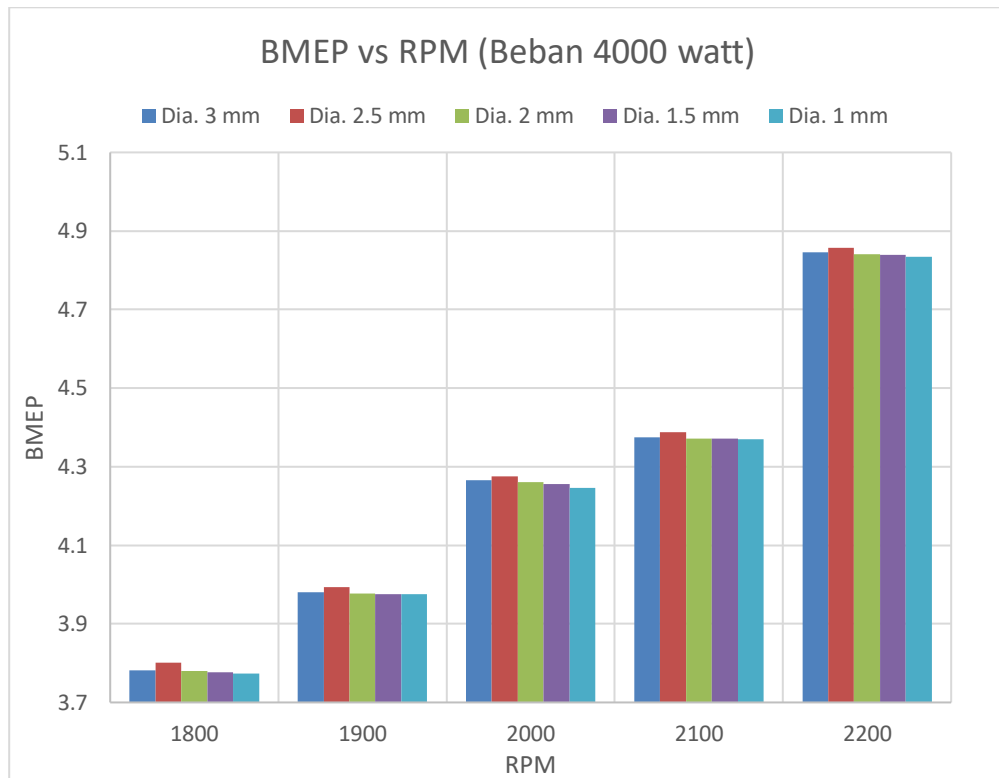


**Grafik 4. 14.** BMEP Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt

Grafik 4.14. merupakan perbandingan BMEP terhadap RPM pada beban 3000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 2.5 menghasilkan bme mesin yang tertinggi dan untuk diameter 1 mm menghasilkan bme mesin yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan bme sebesar 2.861 bar dengan beban 3000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan bme sebesar 3.726 bar.

Sedangkan bme yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 2.841 bar dengan beban 3000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan bme sebesar 3.711 bar. Penurunan bme juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.2% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.5.4 Perbandingan BMEP dan RPM Beban 4000 watt



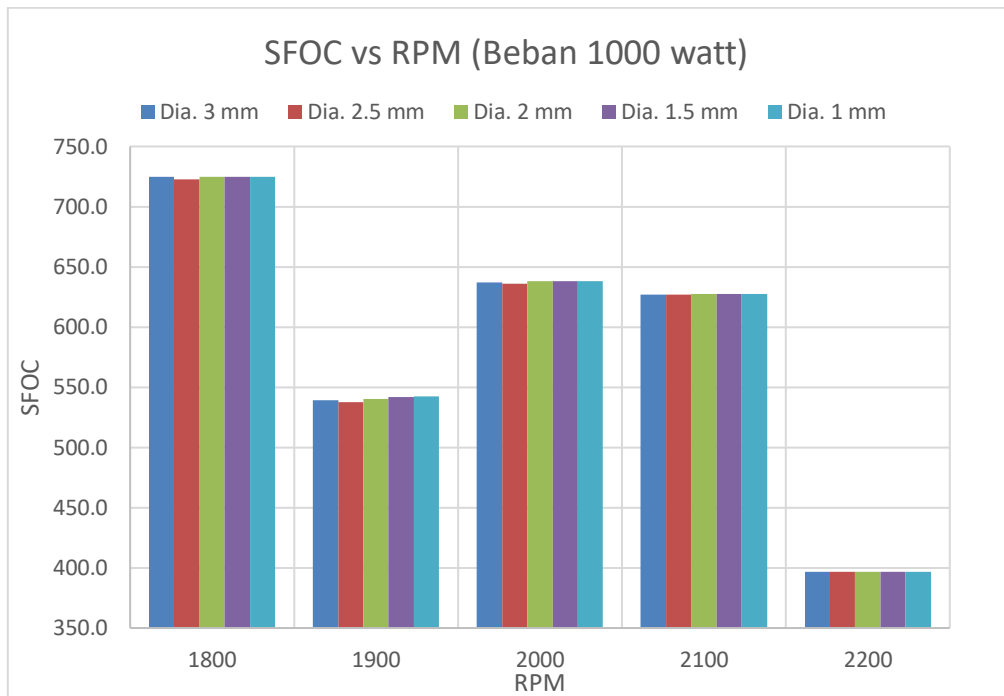
**Grafik 4. 15.** BMEP Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Grafik 4.15. merupakan perbandingan BMEP terhadap RPM pada beban 4000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injektor 3, 2.5, 2, 1.5, dan 1 mm menghasilkan bme mesin yang tidak jauh berbeda. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan bme sebesar 3.801 bar dengan beban 4000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan bme sebesar 4.856 bar.

Sedangkan bme yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 3.773 bar dengan beban 4000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan bme sebesar 4.835 bar. Penurunan bme juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.2% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

## 4.6 Hasil SFOC Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

### 4.6.1 Perbandingan SFOC dan RPM Beban 1000 watt

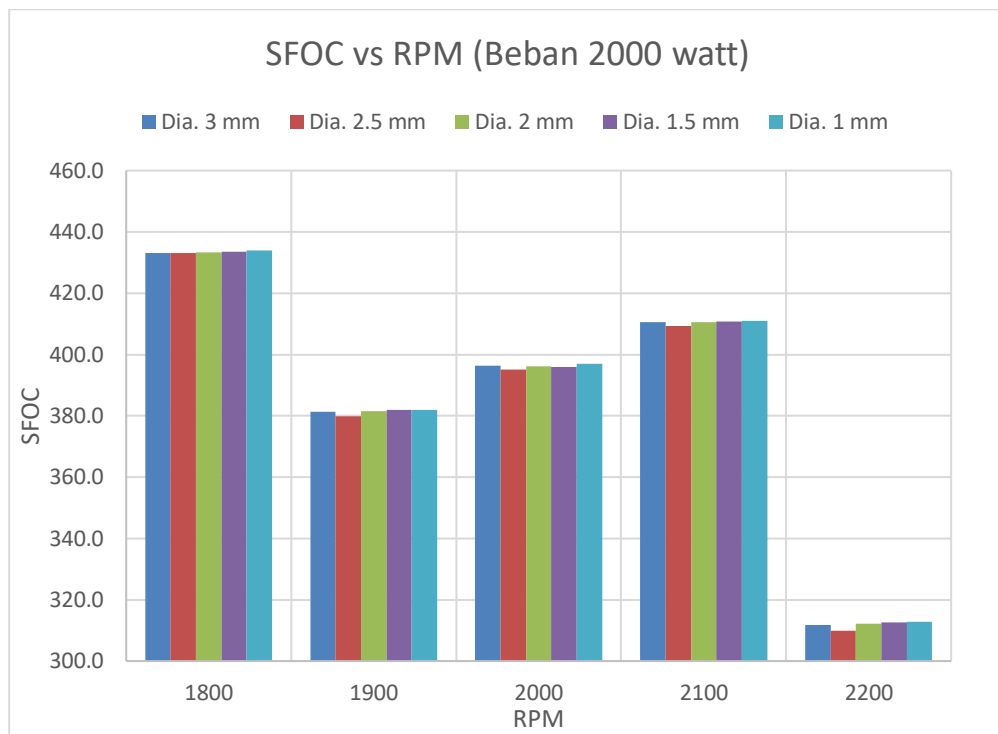


**Grafik 4. 16.** SFOC Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt

Grafik 4.16. merupakan perbandingan SFOC terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 1 mm menghasilkan sfoc mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan sfoc yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan sfoc sebesar 722.632 gr/Kwh dengan beban 1000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan sfoc sebesar 396.6 gr/Kwh.

Sedangkan sfoc yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 724.995 gr/Kwh dengan beban 1000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan sfoc sebesar 396.904 gr/Kwh. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.6.2 Perbandingan SFOC dan RPM Beban 2000 watt

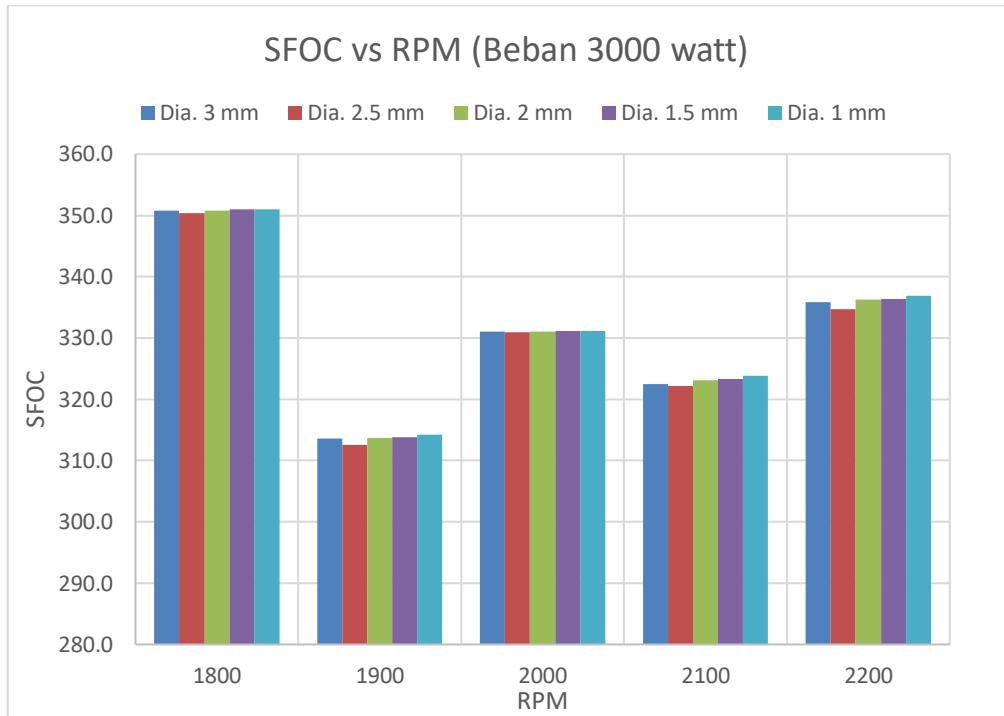


**Grafik 4. 17.** SFOC Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt

Grafik 4.17. merupakan perbandingan SFOC terhadap RPM pada beban 2000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 1 mm menghasilkan sfoc mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 3 mm menghasilkan sfoc yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan sfoc sebesar 433.015 gr/Kwh dengan beban 2000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan sfoc sebesar 309.927 gr/Kwh.

Sedangkan sfoc yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 433.992 gr/Kwh dengan beban 2000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan sfoc sebesar 312.878 gr/Kwh. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.3% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

### 4.6.3 Perbandingan SFOC dan RPM Beban 3000 watt

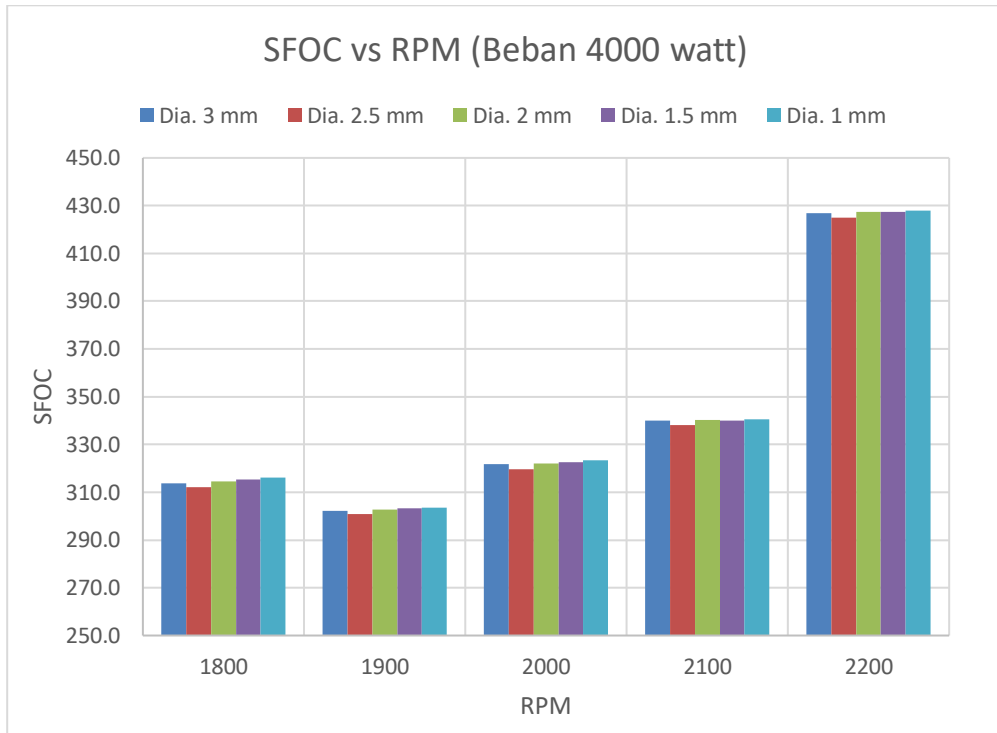


**Grafik 4. 18.** SFOC Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt

Grafik 4.18. merupakan perbandingan SFOC terhadap RPM pada beban 3000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 1.5 mm menghasilkan sfoc mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan sfoc yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan sfoc sebesar 350.326 gr/Kwh dengan beban 3000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan sfoc sebesar 334.671 gr/Kwh.

Sedangkan sfoc yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 351.031 gr/Kwh dengan beban 3000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan sfoc sebesar 336.91 gr/Kwh. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.3% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.6.4 Perbandingan SFOC dan RPM Beban 4000 watt



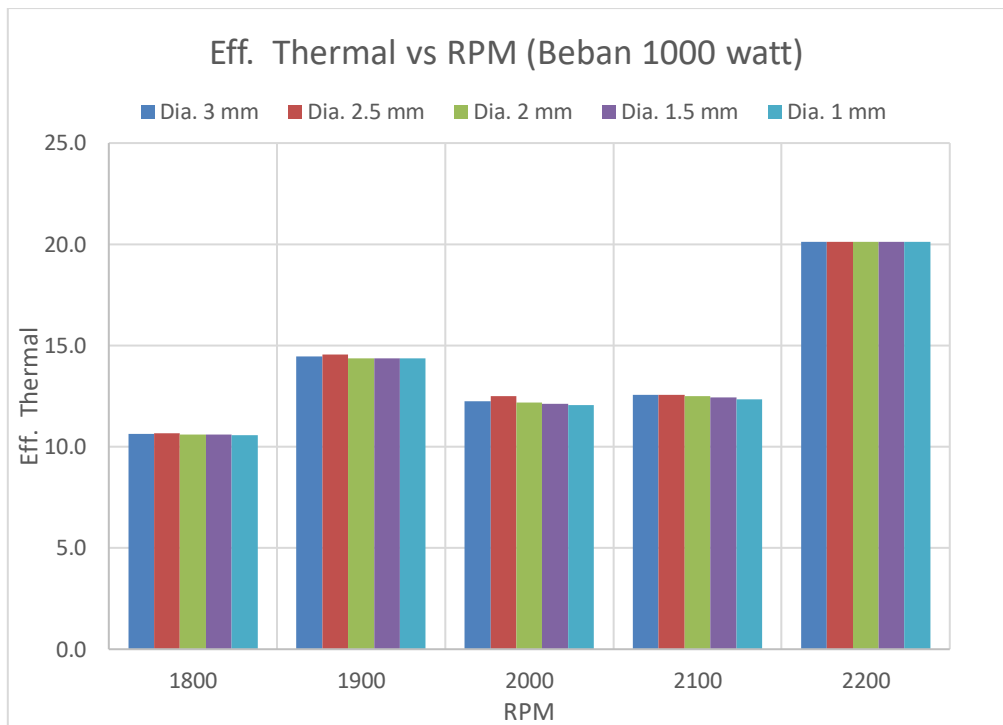
**Grafik 4. 19.** SFOC Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Grafik 4.19. merupakan perbandingan SFOC terhadap RPM pada beban 4000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 1 mm menghasilkan sfoc mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan sfoc yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan sfoc sebesar 312.063 gr/Kwh dengan beban 4000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan sfoc sebesar 636.803 gr/Kwh.

Sedangkan sfoc yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 316.222 gr/Kwh dengan beban 4000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan sfoc sebesar 427.868 gr/Kwh. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.2% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

## 4.7 Hasil Eff. Thermal Mesin *Dual Fuel* Dengan Variasi Diameter Injektor

### 4.7.1 Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 1000 watt

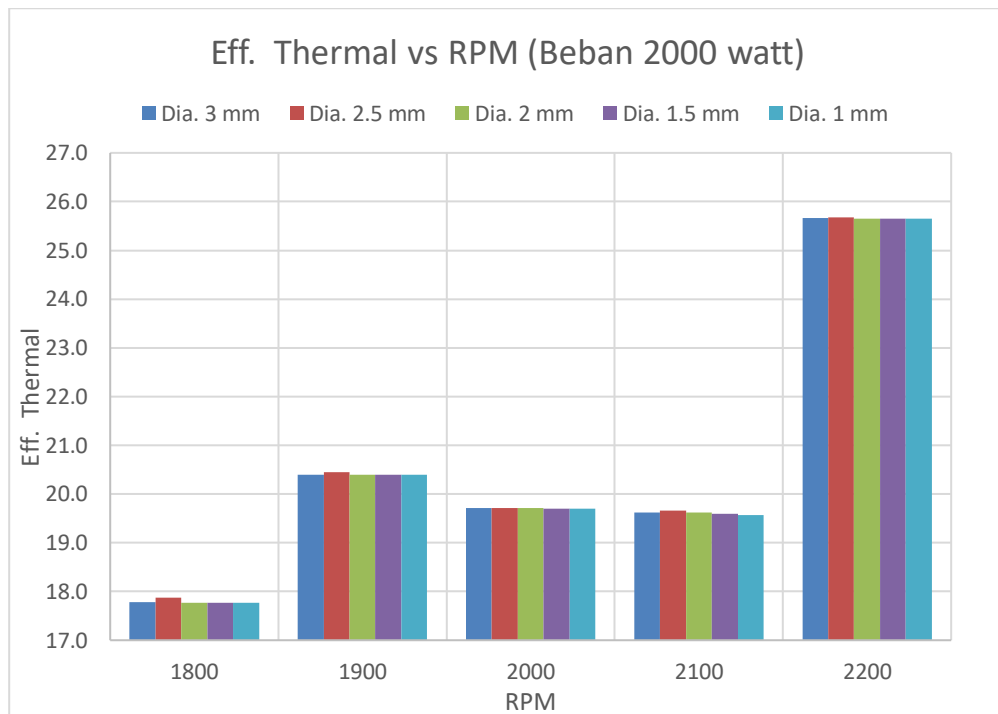


**Grafik 4. 20.** Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 1000 Watt

Grafik 4.20. merupakan perbandingan Eff. Thermal terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan Eff. Thermal mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 1 mm menghasilkan Eff. Thermal yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan Eff. Thermal sebesar 10.668% dengan beban 1000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 20.136%.

Sedangkan Eff. Thermal yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 10.596% dengan beban 1000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 1000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 20.130%. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.7.2 Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 2000 watt



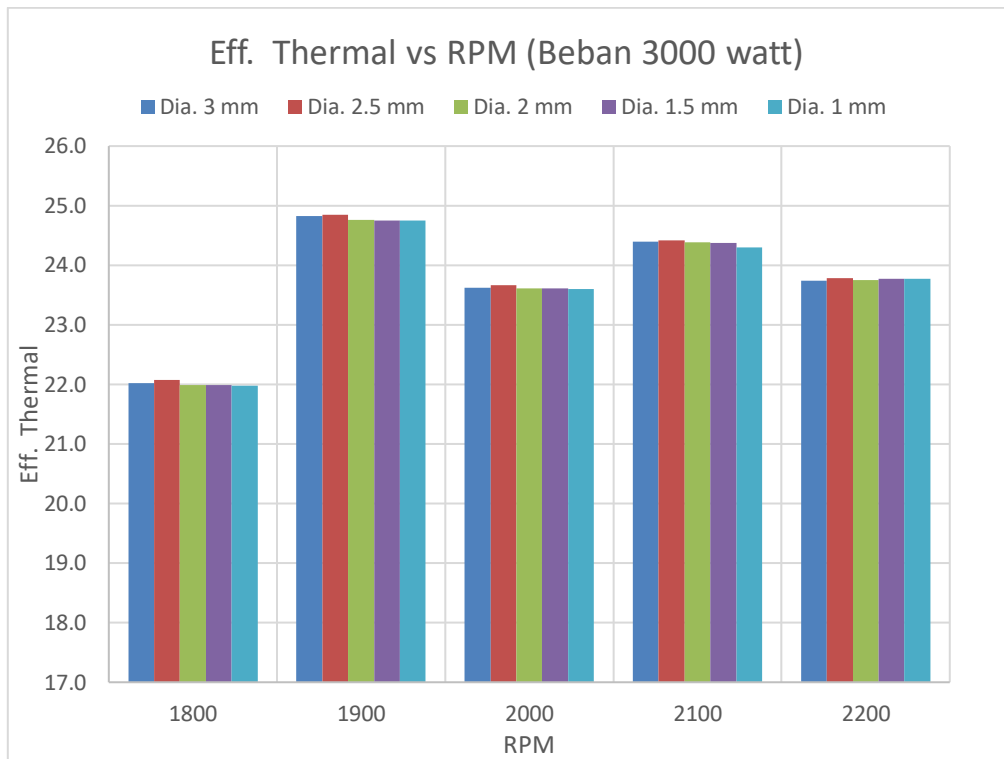
**Grafik 4. 21.** Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 2000 Watt

Grafik 4.21. merupakan perbandingan Eff. Thermal terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan Eff. Thermal mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 1 mm menghasilkan Eff. Thermal yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan Eff. Thermal sebesar 17.873% dengan beban 2000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 25.682%.

Sedangkan Eff. Thermal yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 17.770 % dengan beban 2000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 2000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 25.651%. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injector 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.



#### 4.7.3 Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 3000 watt

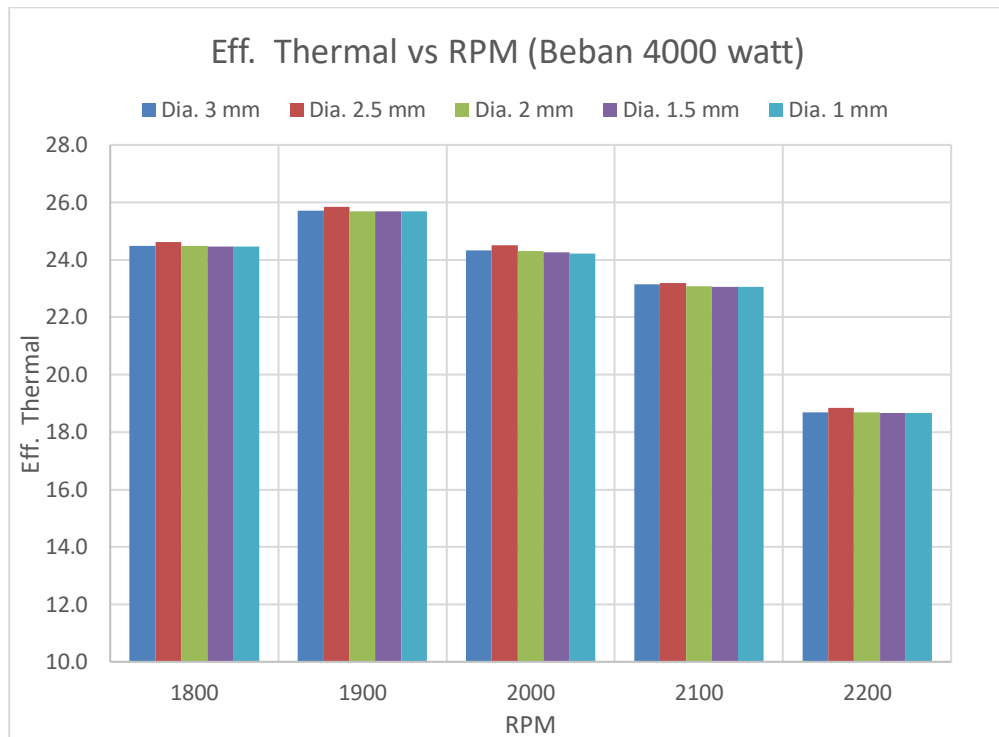


**Grafik 4. 22.** Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 3000 Watt

Grafik 4.22. merupakan perbandingan Eff. Thermal terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan Eff. Thermal mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 1 mm menghasilkan Eff. Thermal yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan Eff. Thermal sebesar 22.075% dengan beban 3000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 23.781%.

Sedangkan Eff. Thermal yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 21.982% dengan beban 3000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 3000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 23.772%. Penurunan bmeP juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

#### 4.7.4 Perbandingan Eff. Thermal dan RPM Beban 4000 watt



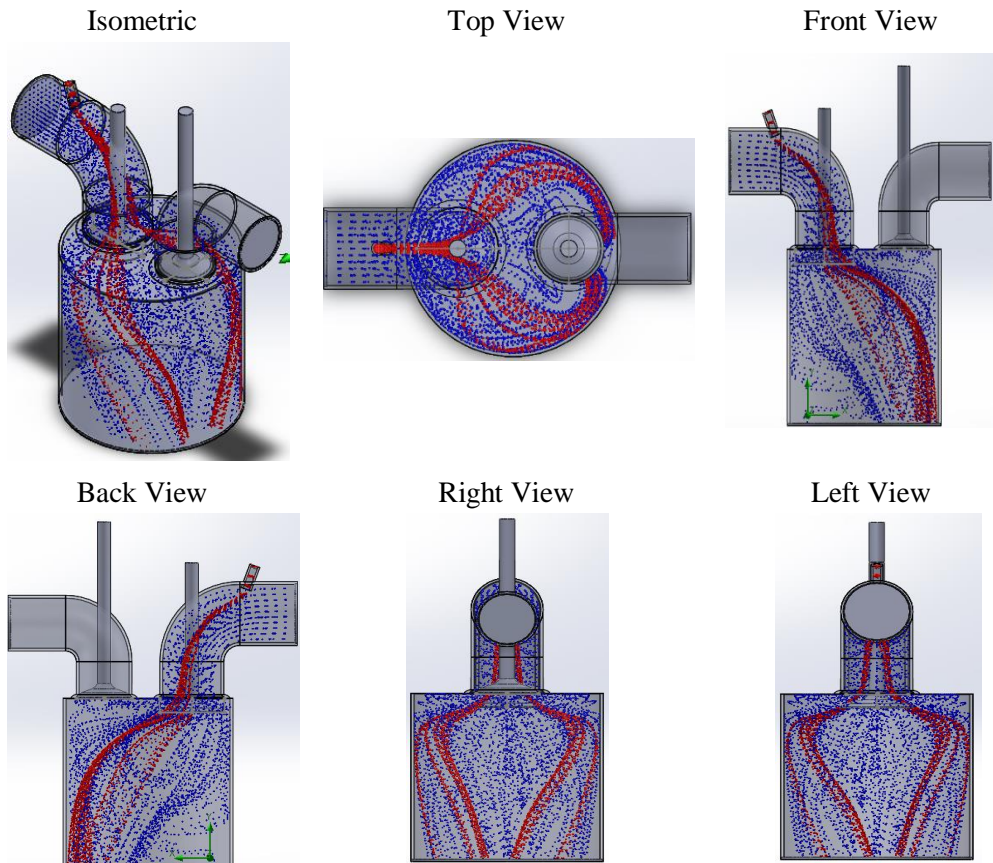
**Grafik 4. 23.** Eff. Thermal Terhadap RPM pada Beban 4000 Watt

Grafik 4.23. merupakan perbandingan Eff. Thermal terhadap RPM pada beban 1000 Watt untuk 5 variasi diameter injector gas. Berdasarkan grafik diatas, terlihat bahwa untuk diameter injector 2.5 mm menghasilkan Eff. Thermal mesin yang tertinggi dan untuk diameter injector 1 mm menghasilkan Eff. Thermal yang terendah. Dimana untuk diameter injektor ukuran 2.5 mm pada putaran 1800 rpm menghasilkan Eff. Thermal sebesar 24.624% dengan beban 4000 watt dan pada putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 18.852%.

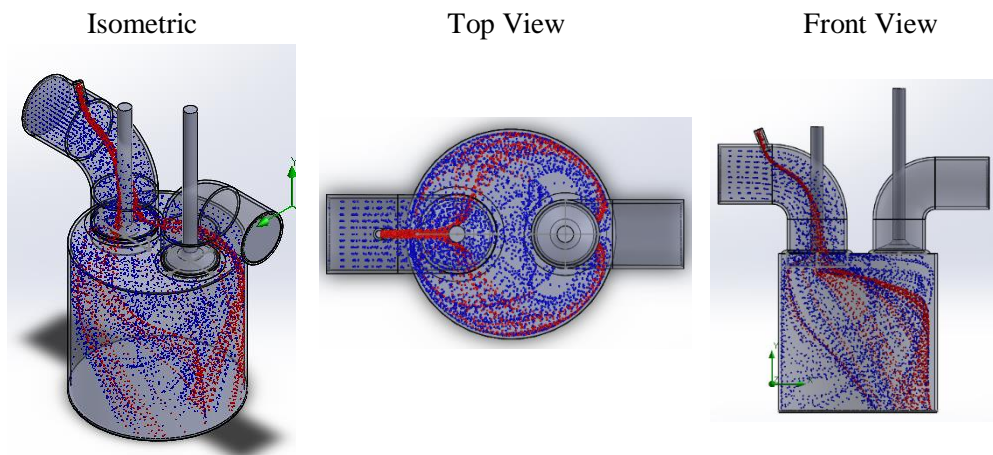
Sedangkan Eff. Thermal yang dihasilkan dengan diameter injektor 1 mm pada putaran 1800 rpm sebesar 24.463% dengan beban 4000 watt dan untuk putaran 2200 rpm dengan beban 4000 watt menghasilkan Eff. Thermal sebesar 18.665%. Penurunan bmep juga terjadi dengan menggunakan diameter injektor 3, 2.5, 1.5, dan 1 mm, penurunan yang terjadi sekitar 0.1% pada diameter 3, 2, 1.5 dan 1 mm.

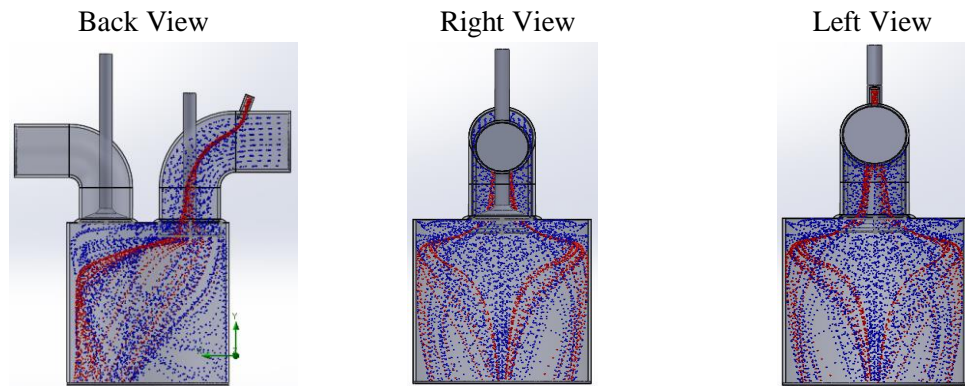
#### 4.8 Hasil Simulasi CFD Solidwork Flow

Pada hasil simulasi CFD Solidwork Flow menampilkan homogenisasi antara udara dan gas yang ada diruang bakar. Berikut adalah hasil simulasi CFD Solidwork Flow:

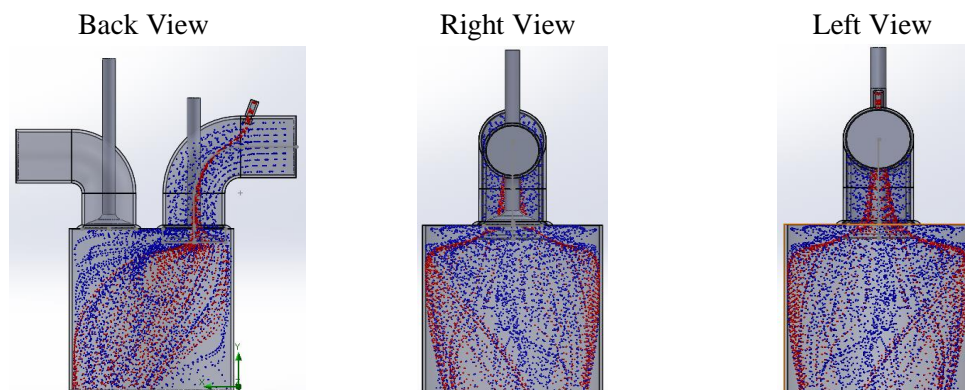
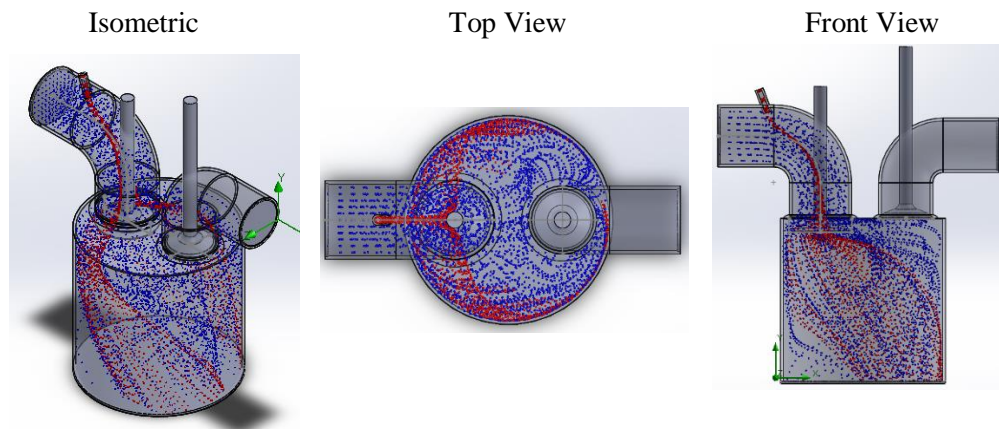


**Gambar 4. 1.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3 mm lift valve 7.118 mm



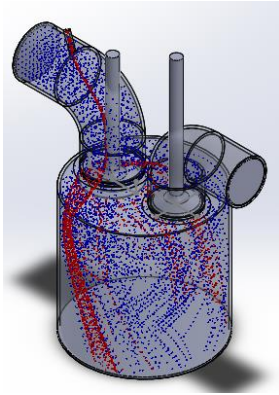


**Gambar 4. 2.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5 mm lift valve 7.118 mm

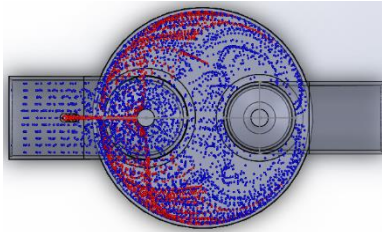


**Gambar 4. 3.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2 mm lift valve 7.118 mm

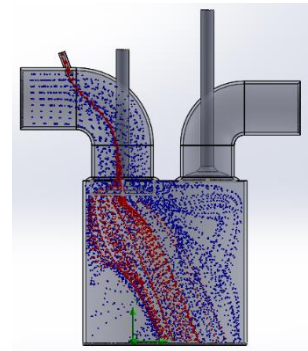
Isometric



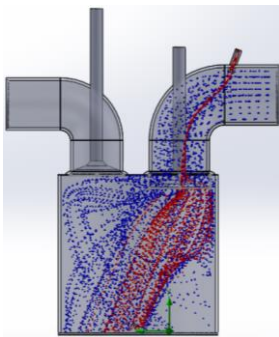
Top View



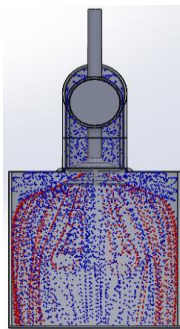
Front View



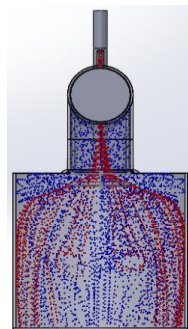
Back View



Right View

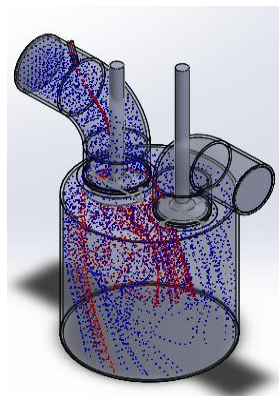


Left View

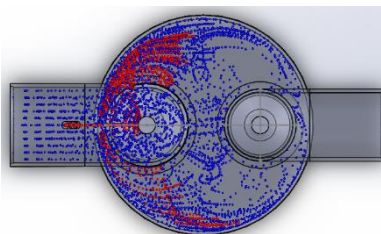


**Gambar 4. 4.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5 mm lift valve 7.118 mm

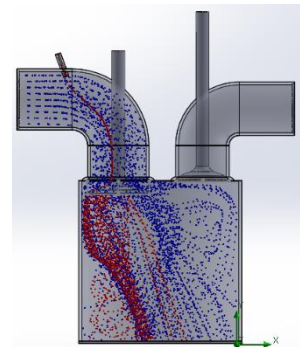
Isometric

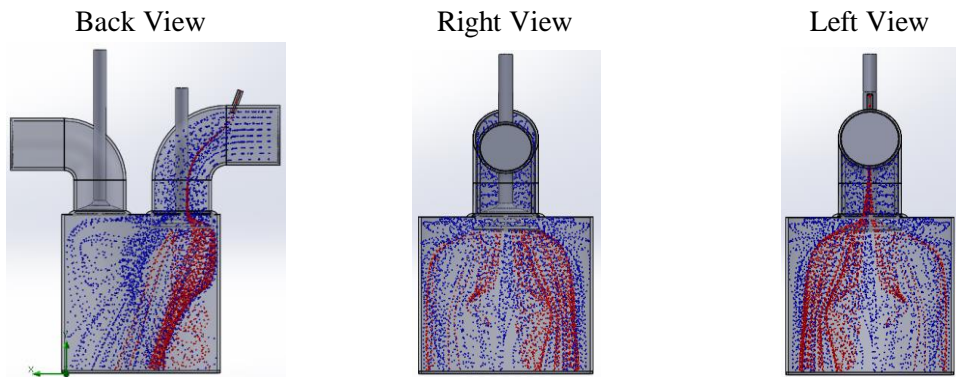


Top View

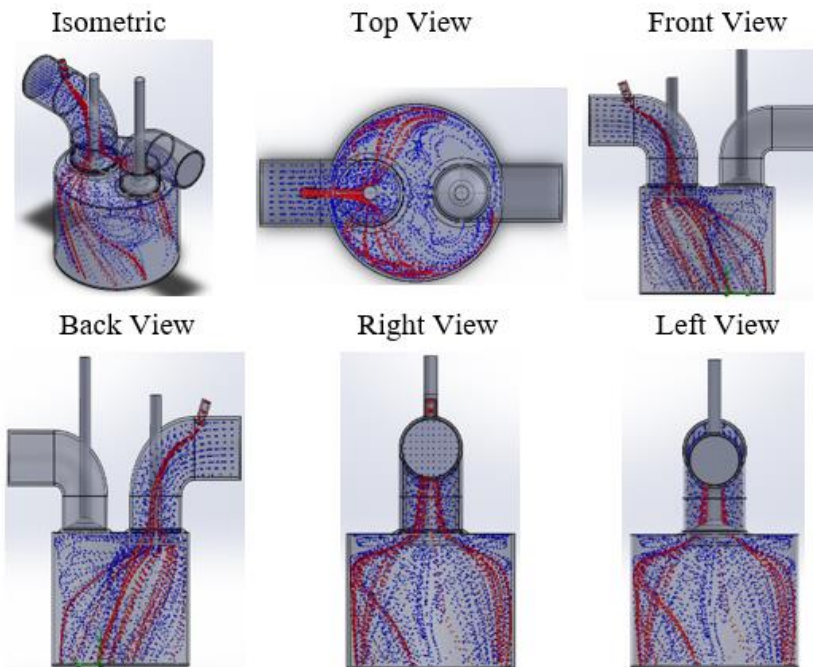


Front View

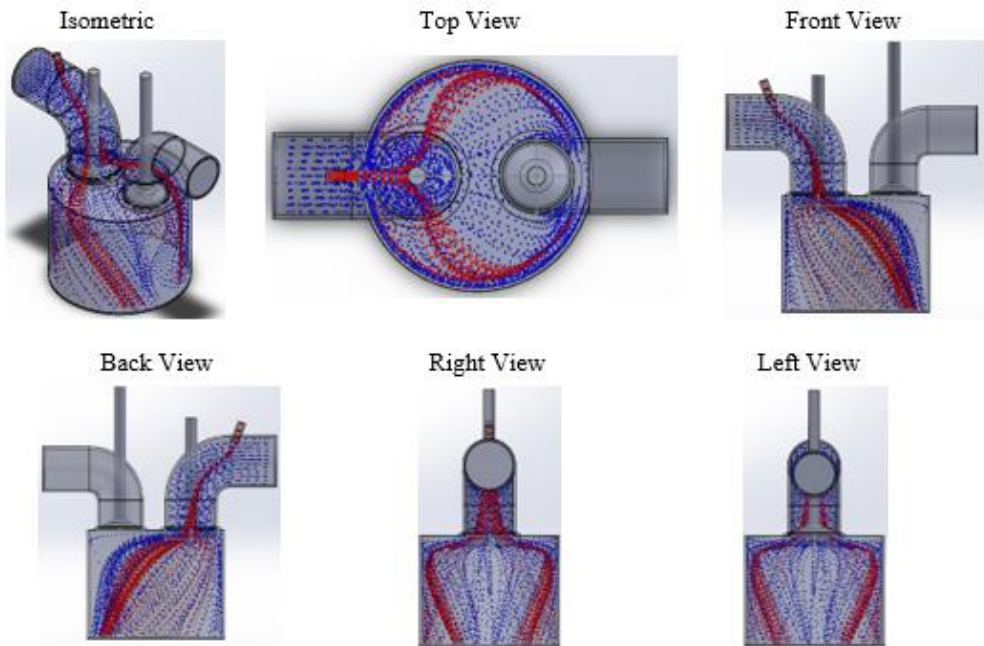




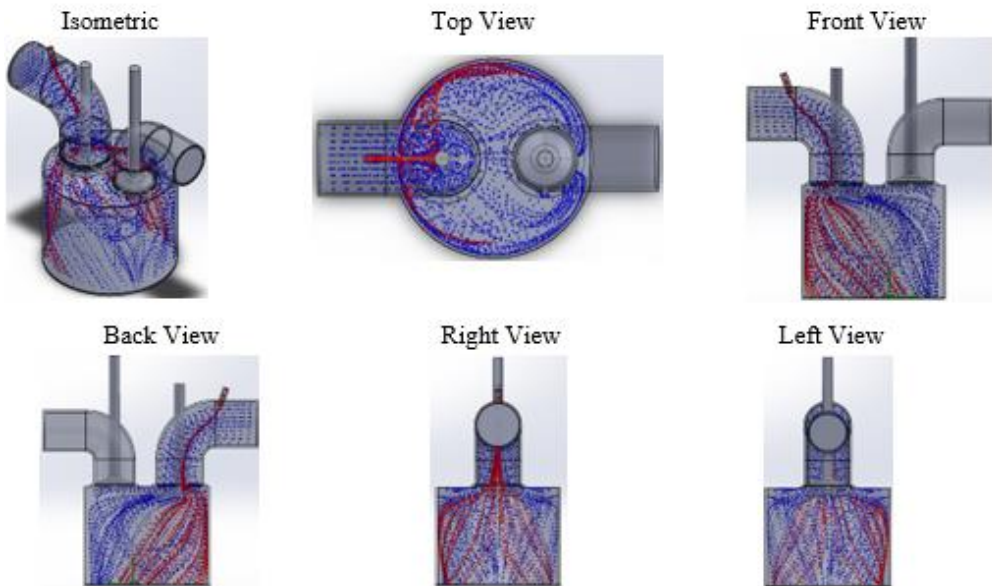
**Gambar 4. 5.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1 mm lift valve 7.118 mm



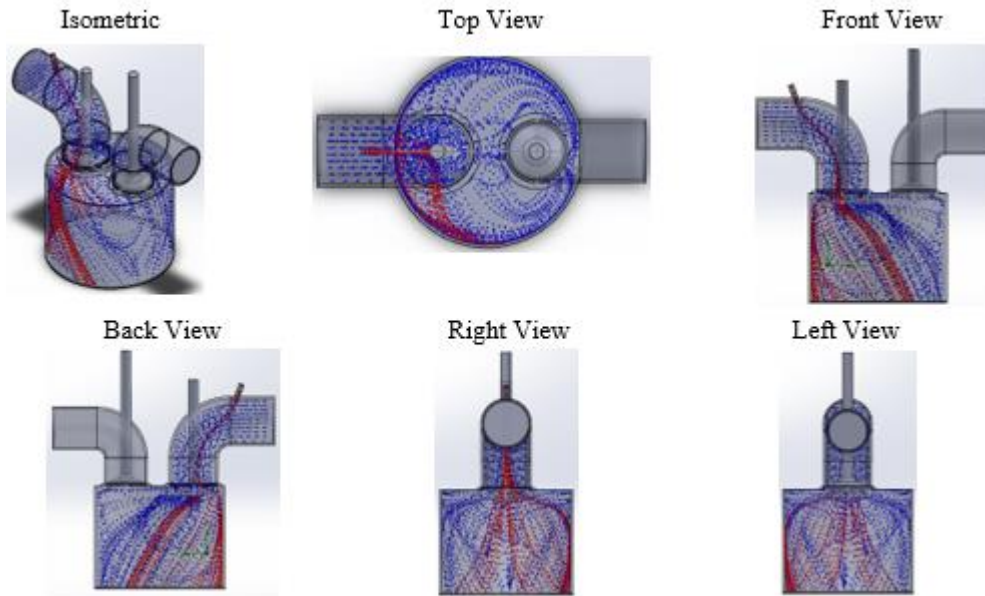
**Gambar 4. 6.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3 mm lift valve 5.694 mm



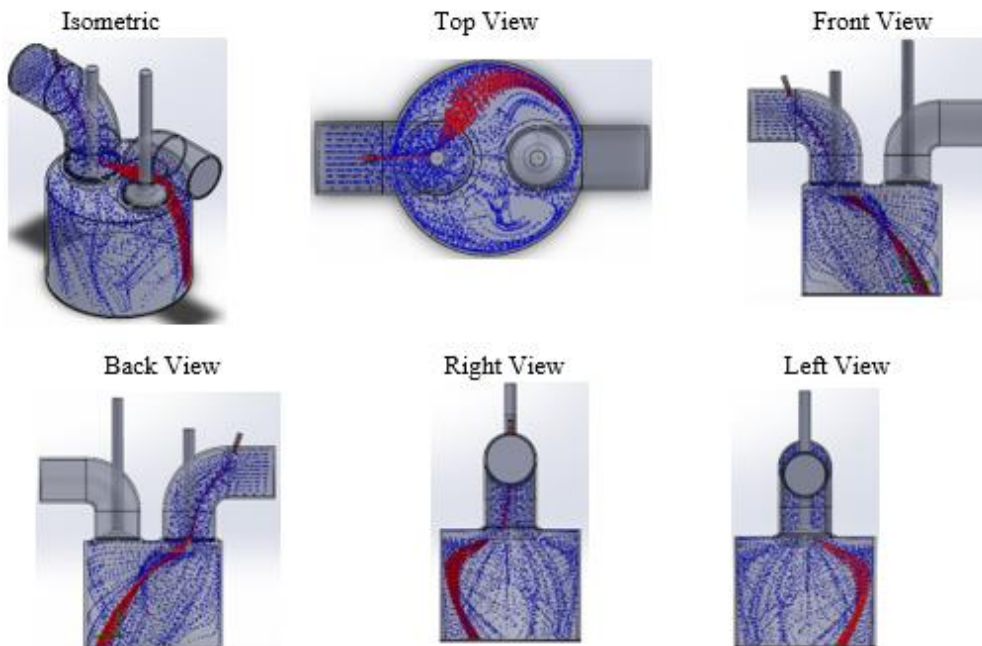
**Gambar 4. 7.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5 mm lift valve 5.694 mm



**Gambar 4. 8.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 5.694 mm

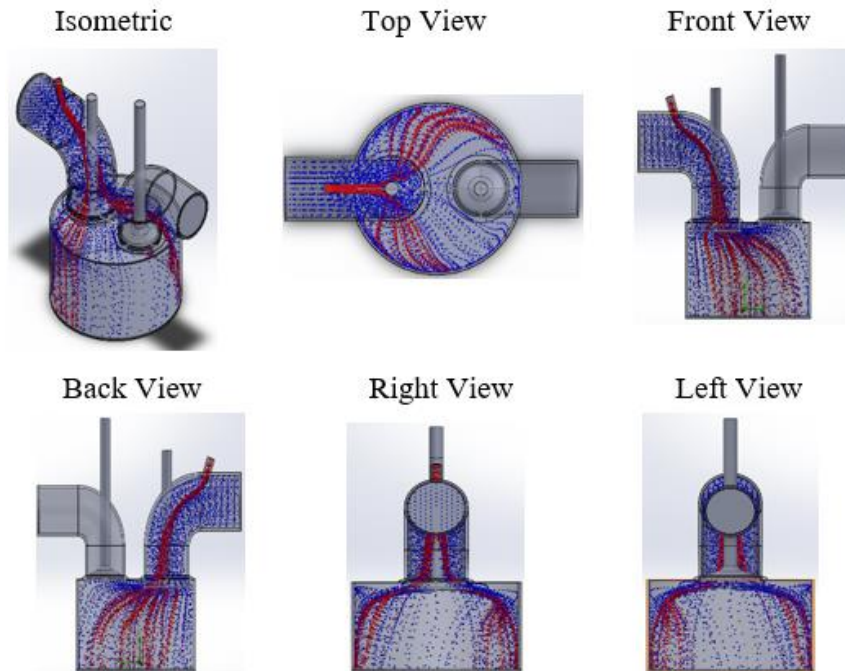


**Gambar 4. 9.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 5.694 mm

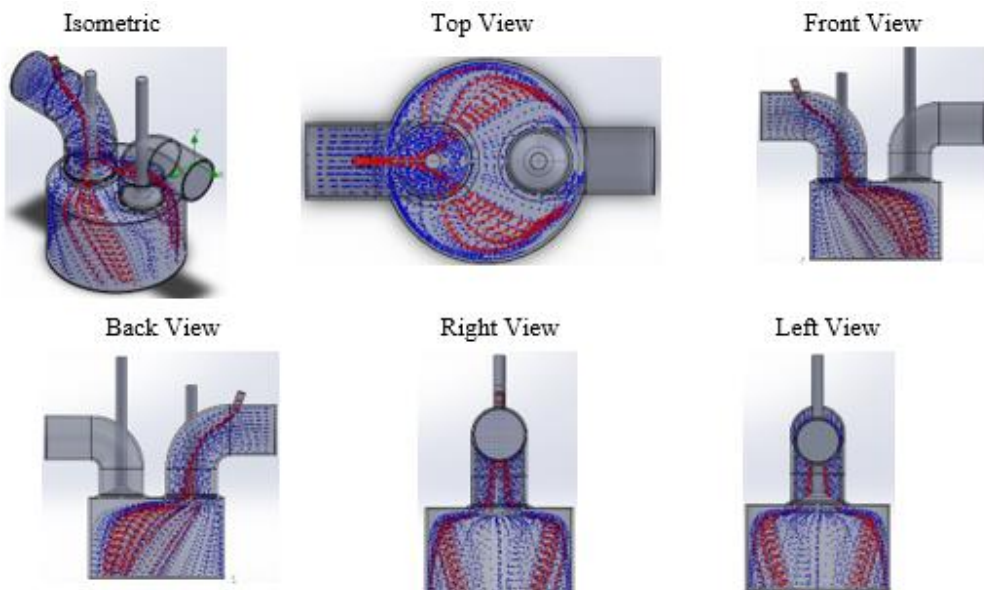


**Gambar 4. 10.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 5.694 mm

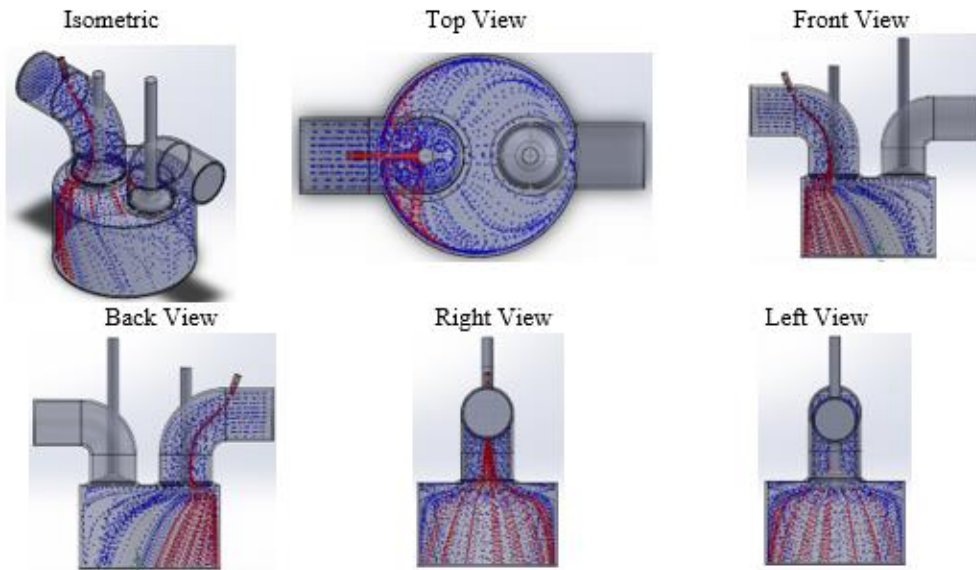




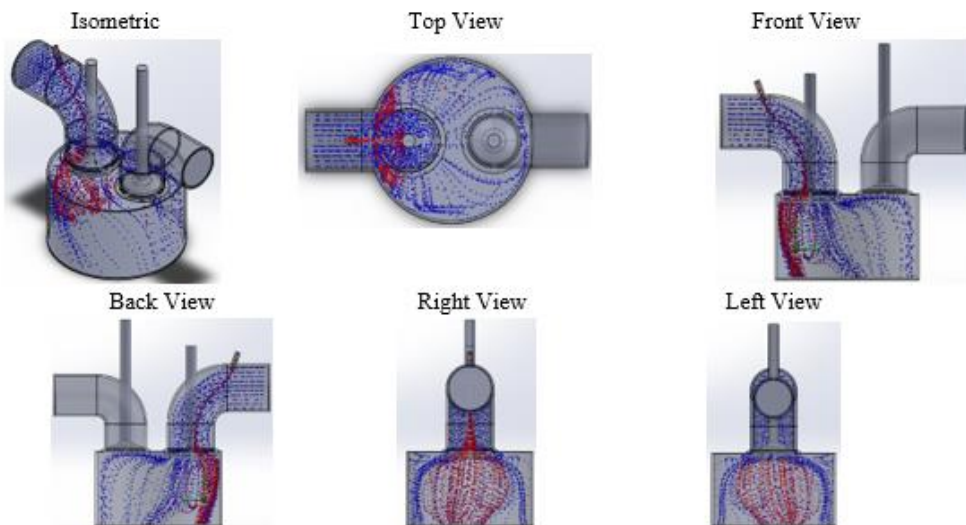
**Gambar 4. 11.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 4.270 mm



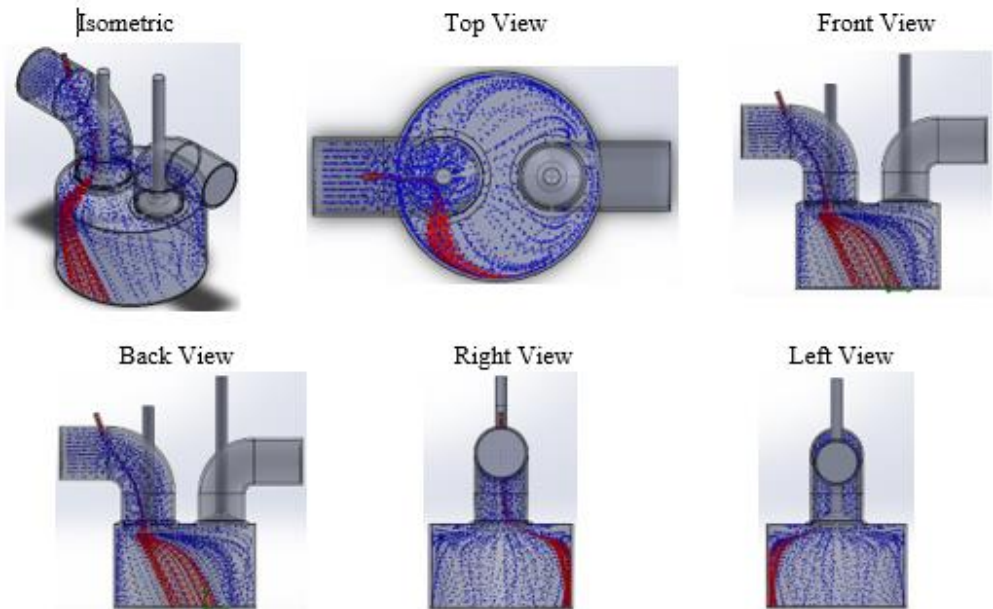
**Gambar 4. 12.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 4.270 mm



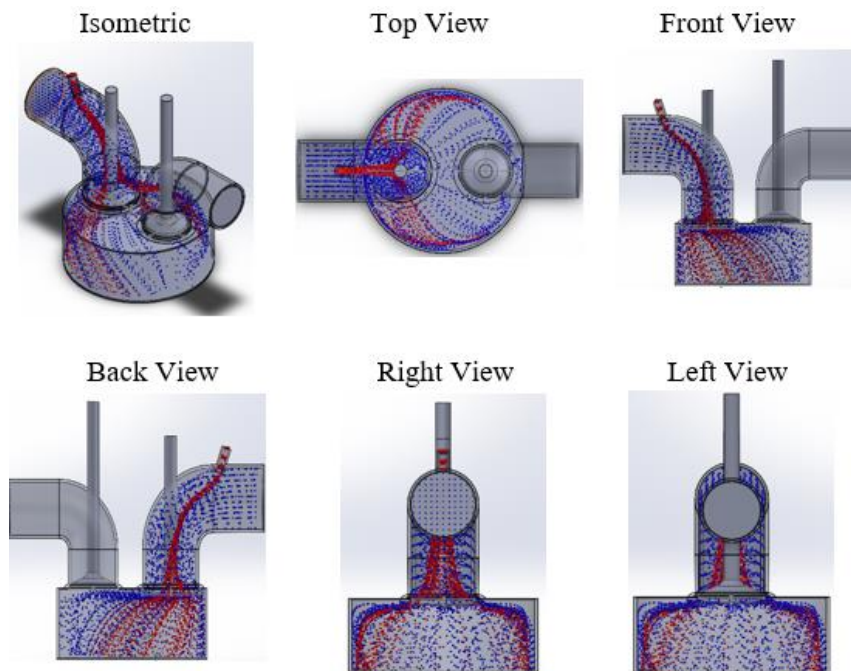
**Gambar 4. 13.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 4.270 mm



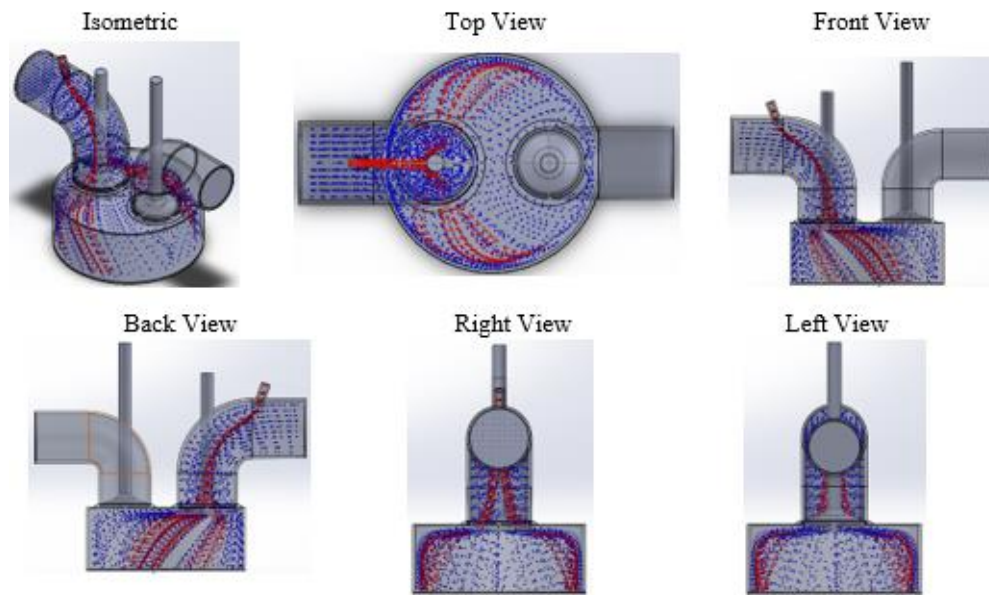
**Gambar 4. 14.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 4.270 mm



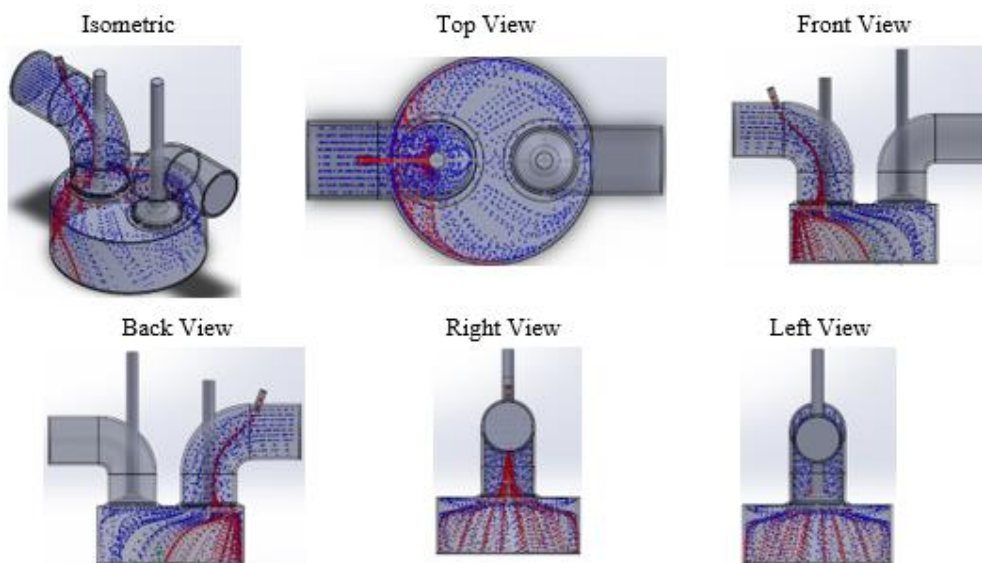
**Gambar 4. 15.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 4.270 mm



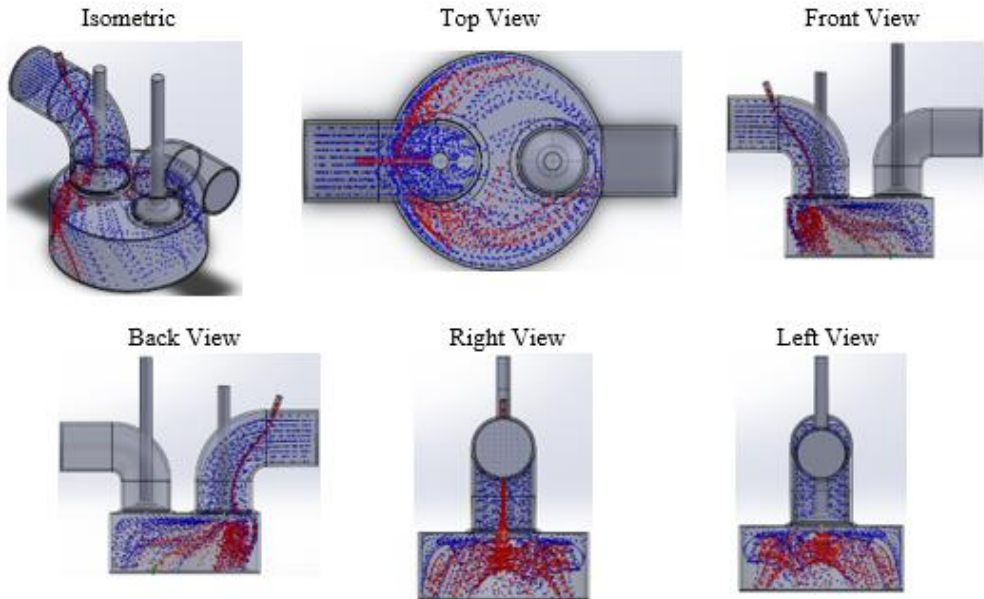
**Gambar 4. 16.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 2.847 mm



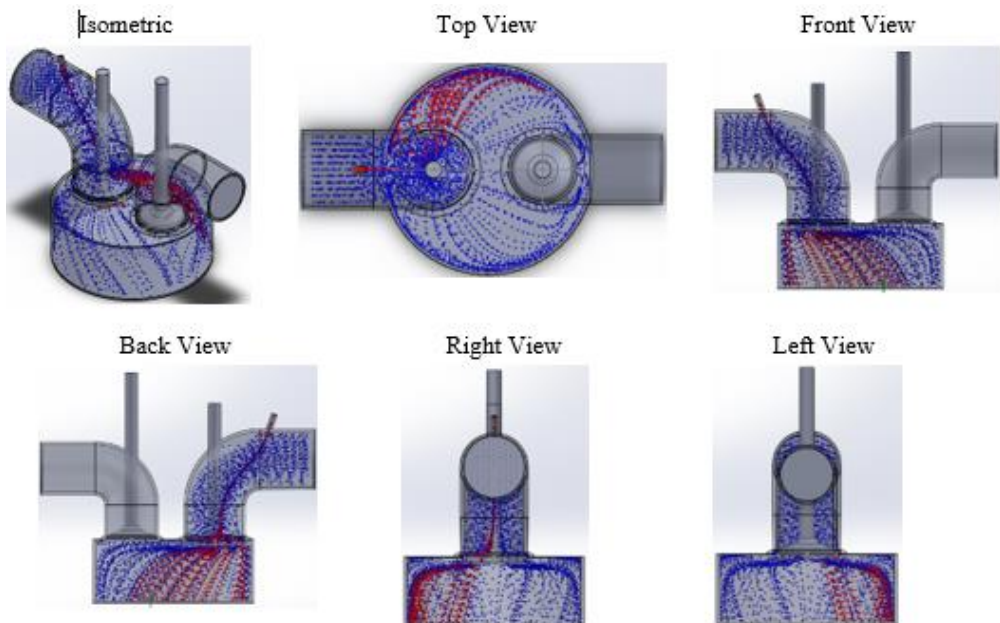
**Gambar 4. 17.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 2.847 mm



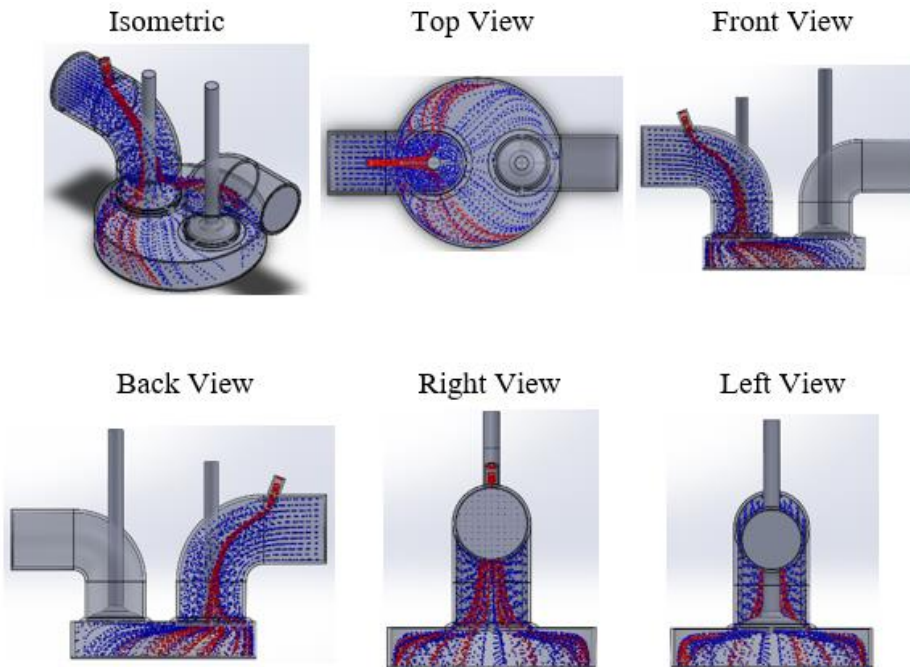
**Gambar 4. 18.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 2.847 mm



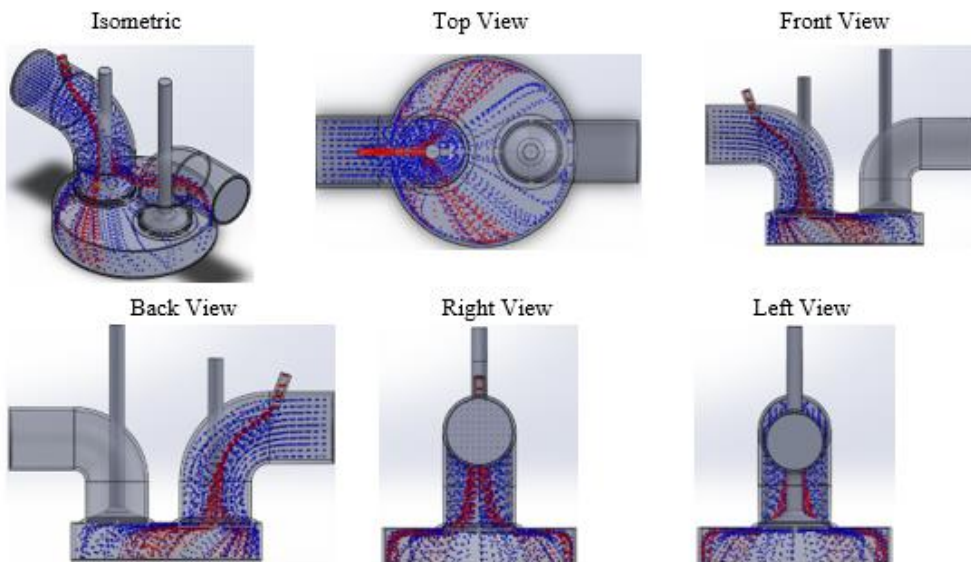
**Gambar 4. 19.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 2.847 mm



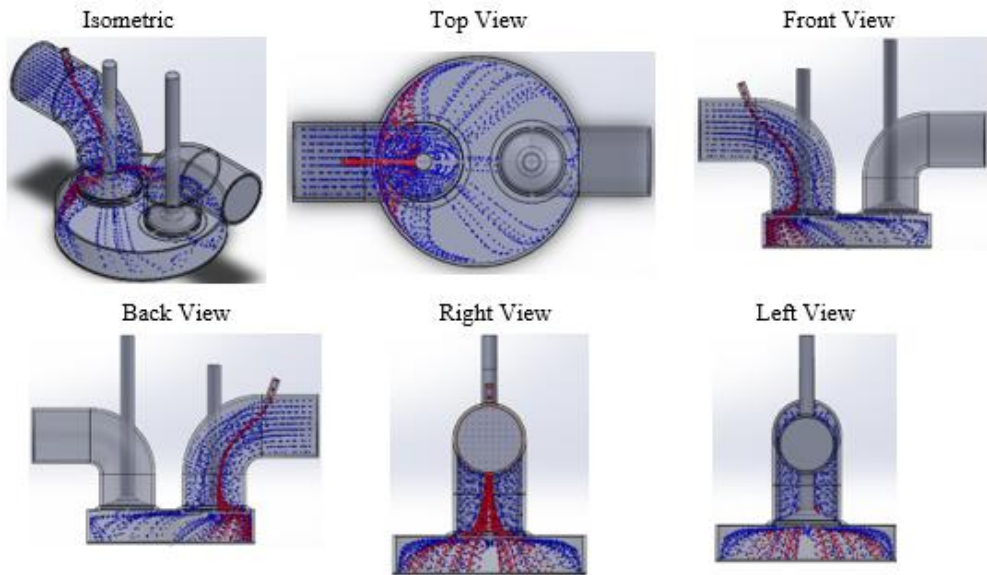
**Gambar 4. 20.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 2.847 mm



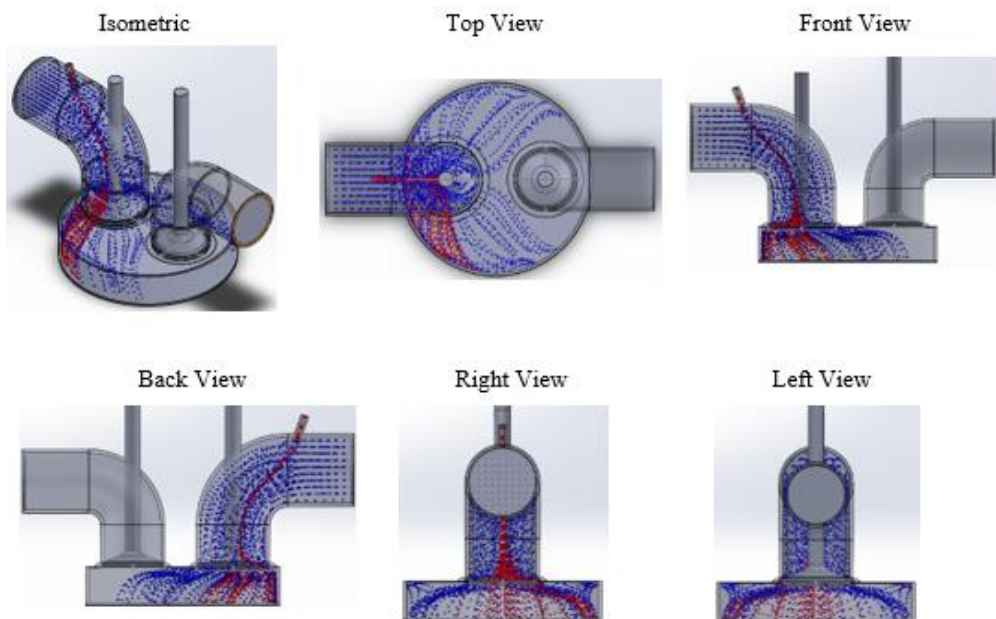
**Gambar 4. 21.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 3.mm lift valve 1.423 mm



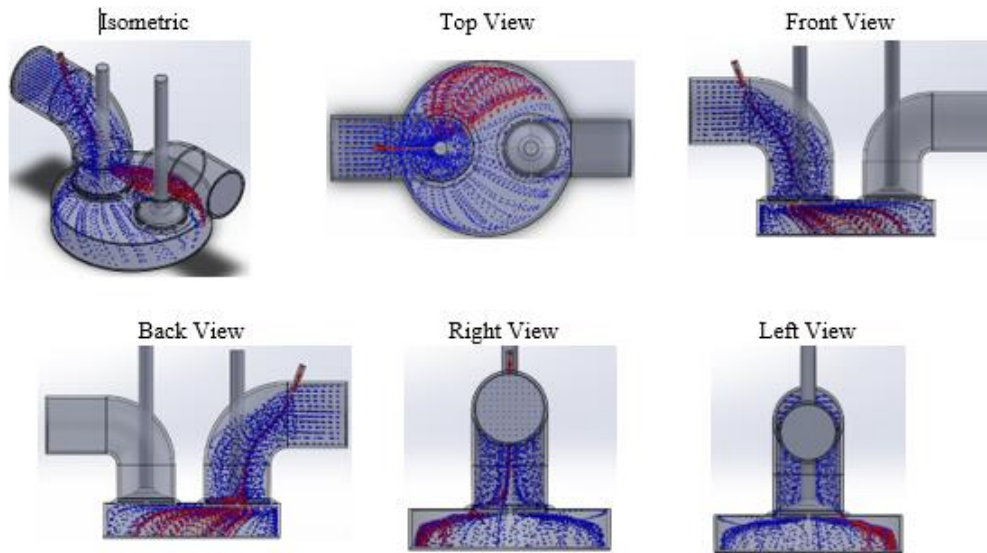
**Gambar 4. 22.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.5.mm lift valve 1.423 mm



**Gambar 4. 23.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 2.mm lift valve 1.423 mm



**Gambar 4. 24.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.5.mm lift valve 1.423 mm



**Gambar 4. 25.** Simulasi CFD dengan diameter injektor gas 1.mm lift valve 1.423 mm

Gambar 4.1 - 4.5 merupakan hasil simulasi injektor original berukuran 3 mm sampai dengan 1 mm dengan lift valve 7.118 mm. Gambar 4.6 - 4.10 merupakan hasil simulasi injektor gas 3 mm sampai dengan 1 mm dengan lift valve 5.694 mm. Gambar 4.11 - 4.15 merupakan hasil simulasi injektor gas 3 mm sampai dengan 1 mm dengan lift valve 4.270 mm. Gambar 4.16 - 4.20 merupakan hasil simulasi injektor original berukuran 3 mm sampai dengan 1 mm dengan lift valve 2.847 mm. Gambar 4.21 - 4.25 merupakan hasil simulasi injector gas 3 mm sampai dengan 1 mm dengan lift valve 1.423 mm. Contoh pada gambar 4.1 dapat dilihat warna biru pada gambar merupakan aliran udara yang masuk ke ruang bakar melalui *intake* mesin sedangkan warna merah merupakan aliran bahan bakar gas yang diinjeksi atau disemprotkan dari injektor gas yang terlihat pada gambar tersebut, dapat dilihat pada gambar 4.1 dengan menggunakan injektor gas 2.5 mm proses pencampuran antara udara dan bahan bakar gas lebih bercampur dengan baik atau homogen maka akan menghasilkan pembakaran yang lebih baik membuat performa mesin *dual fuel* meningkat.

Sedangkan pada injector gas 1 mm menghasilkan bentuk aliran tidak homogen dimana bahan bakar gas yang terdistribusi atau hanya terinjeksi pada salah satu sisi ruang bakar dapat dilihat pada gambar 4.5 yang menyebabkan pencampuran bahan bakar gas dan udara kurang sempurna hal ini membuat performa pada mesin diesel *dual fuel* dengan injektor gas 1.0 mm menurun karena pembakaran yang tidak sempurna.



## **BAB V PENUTUP**

### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan dari hasil penelitian yang telah dilakukan oleh penulis terkait analisa variasi diameter injektor gas pada performa mesin diesel *dual fuel*, maka kesimpulan yang didapatkan pengaruh pada performa mesin *dual fuel* ketika menggunakan *injector original* dan variasi diameter injector gas yaitu :

1. Pada *injector original* performa mesin *dual fuel* yang dihasilkan saat beban maksimum adalah mengalami penurunan daya sekitar 0.1%, penurunan torsi sekitar 0.5,%, penurunan bmep sekitar 0.4% dan penurunan eff. thermal sekitar 0.9% dibandingkan dengan variasi diameter injector gas berukuran 1 mm, sedangkan sfc meningkat selisih persentase sekitar 0.6%.
2. Pada variasi diameter injector gas berukuran 2.5 mm performa mesin *dual fuel* yang dihasilkan adalah mengalami peningkatan daya sekitar 0.1% , peningkatan torsi sekitar 0.1%, peningkatan bmep sekitar 0.2% dan peningkatan eff. thermal sekitar 0.9% dibandingkan dengan *injector original* berukuran 3 mm, sedangkan sfc menurun selisih persentase sekitar 0.4%.

### **5.2 Saran**

Pada penelitian ini penulis menyarankan untuk melakukan pemodelan modifikasi yang lain agar mendapatkan hasil yang lebih baik.

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

## DAFTAR PUSTAKA

- Altenpohl, H. Rogner. 1988. *Compressed Natural Gas (CNG): Potential Applications For Advanced Transportation Tanks And Vehicle Systems*. Laxenburg. Austria
- Arif, A. *et al.* (2015) 'Karakterisasi Performa Mesin Diesel Dual Fuel Solar-Cng Tipe Lpig Dengan Pengaturan', (2013), pp. 1–8.
- Arifin Siagian and Mawardi Silaban (2011) 'Performa dan Karakteristik Emisi Gas Buang Mesin Diesel Berbahan Bakar Ganda', *Jurnal Teknik Mesin*, 13(1), pp. 49–54. doi: 10.9744/jtm.13.1.49-54.
- Bakar R.A., Semin, Ismail A.R., Ali I., 2007, Computational modeling of compressed natural gas as an alternative fuel for diesel engines, *Proceeding od the 2nd ANGVA Conference, Bangkok, Thailand*.
- Bakar, R.A., Semin., Ismail, A.R. and Ali, Ismail., 2008. Computational Simulation of Fuel Nozzle Multi Holes Geometries Effect on Direct Injection Diesel Engine Performance Using GT-POWER. *American Journal of Applied Sciences* 5 (2): 110-116
- Bayraktar H., 2008, An Experimental Study on the Performance Parameters of an Experimental CI Engine Fueled with Diesel-Methanol-Dodecanol Blends, *Fuel*, Volume 87, pp. 158-164.
- Ehsan Md, Bhuiyan. 2009. *Dual fuel performance of small diesel for application with less frequent load variations*. *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering (IJMME)*. Volume 9 (10), pp 30-39
- Gamma Technologies, 2013. GT-POWER User's Manual Version 7.4, Gamma Technologies Inc
- Heywood J.B., 1998, *Internal Combustion Engine Fundamental*, New York: McGraw - Hill Book Co.
- Mbarawa, M., Milton, B.E., Casey, R.T, 2001. "Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray", *Int. J. Therm. Sci.* 40, pp. 927–936.
- Nasution, A.S. (2010), *Proses Pembuatan Bahan Bakar Bensin dan Solar Ramah Lingkungan*, Pusat penelitian dan pengembangan teknologi minyak dan gas bumi, Jakarta.
- Pulkrabek W.W., 2004, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall.
- Semin and Bakar, R.A. (2007). Nozzle Holes Effect on Unburned Fuel in Injected and InCylinder Fuel of Four Stroke Direct Injection Diesel Engine. *Presearch Journal of Applied Sciences* 2 (11): 1165-1169.
- Semin., Bakar, R.A. and Ismail, A.R. (2007). Effect Of Engine Performance For Four-Stroke Diesel Engine Using Simulation, *Proceeding The 5th International Conference On Numerical Analysis in Engineering*, Padang-West Sumatera, Indonesia.
- Semin and Bakar R.A., 2008, A technical review of compressed natural gas as an alternative fuel for internal combustion engines, *American Journal of Engineering and Applied Sciences* 1, pp 302-311.

- Semin., Ismail, A.R., Bakar, R.A, 2008a. "Comparative performance of direct injection diesel engines fueled using compressed natural gas and diesel fuel based on GT-POWER simulation", *American Journal of Applied Sciences* 5 (5), pp. 540-547.
- Semin, Idris A., Bakar R.A., 2009, Effect of port injection CNG engine using injection nozzle multi holes on air-fuel mixing in combustion chamber, *European Journal of Scientific Research*, Vol 34 (1), 16-24.
- Semin., Idris, A., Bakar, R.A., Ismail, A.R, 2009. "Engine cylinder fluid characteristics of diesel engine converted to CNG engine", *European Journal of Scientific Research* 26 (3), pp. 443-452.
- Semin, Cahyono B., Amiadji, Bakar R.A., 2014, Air-fuel mixing and fuel flow velocity modeling of multi holes injector nozzle on CNG marine engine, *Procedia Earth and Planetary Science* 14, 101-109.
- Wei L. 2016. A Review on Natural Gas / Diesel Dual Fuel Combustion, Emissions and Performance. *Fuel Processing*. Volume 142, pp. 264-278.
- Yoko, D. and Sudarmanta, B. (2016) 'Studi Eksperimen Unjuk Kerja Mesin Diesel Menggunakan Sistem Dual Fuel Solar - Gas CNG dengan Variasi Tekanan Injeksi Gas dan Derajat Waktu Injeksi', 5(2), pp. 604-609.
- Zastavniouk, Oleg, 1997. "Study of Mixing Phenomena in a Dual Fuel Diesel Engine Air Intake Manifold", MSc Thesis. University of Alberta
- Czerwinski J, Comte P, Janach W. and Zuber P. Sequential Multipoint Trans-Valve-Injection for Natural Gas Engines. SAE Paper. 1999;01:0565
- Ren, Wei-Min and Sayar, Hamid, 2001. "Influence of nozzle geometry on spray atomization and shape for port fuel injector", SAE Paper. 2001-01-0608

## LAMPIRAN

Tabel Hasil Simulasi RPM 1800

RPM 1800						
Beban 25%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	3.483	3.492	3.464	3.445	3.435
Power	kW	0.657	0.661	0.656	0.653	0.650
BSFC	g/kW-h	724.617	722.632	724.778	724.840	724.995
IMEP	bar	2.464	2.464	2.464	2.464	2.464
BMEP	bar	0.887	0.890	0.884	0.882	0.880
PMEP	bar	-1.435	-1.435	-1.435	-1.435	-1.435
FMEP	bar	1.578	1.558	1.588	1.598	1.608
Volumetric Efficiency	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.322
Air Flow Rate	kg/h	23.841	23.841	23.841	23.841	23.841
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		50.113	50.113	50.113	50.113	50.113
Efficiency Thermal	%	10.628	10.668	10.609	10.589	10.569

Beban 50%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	7.284	7.302	7.281	7.280	7.298
Power	kW	1.373	1.382	1.373	1.369	1.367
BSFC	g/kW-h	433.168	433.015	433.317	433.591	433.992
IMEP	bar	3.390	3.390	3.390	3.390	3.390
BMEP	bar	1.854	1.862	1.844	1.834	1.824
PMEP	bar	-1.433	-1.433	-1.433	-1.433	-1.433
FMEP	bar	1.536	1.516	1.546	1.556	1.566
Volumetric Efficiency	fraction	0.319	0.319	0.319	0.319	0.319
Air Flow Rate	kg/h	23.660	23.660	23.660	23.660	23.660
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		39.785	39.785	39.785	39.785	39.785
Efficiency Thermal	%	17.781	17.873	17.775	17.772	17.770

Beban 75%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	11.200	11.229	11.192	11.191	11.190
Power	kW	2.111	2.120	2.108	2.106	2.103
BSFC	g/kW-h	350.770	350.326	350.805	350.948	351.031
IMEP	bar	4.468	4.468	4.468	4.468	4.468
BMEP	bar	2.851	2.861	2.849	2.847	2.841
PMEP	bar	-1.431	-1.431	-1.431	-1.431	-1.431
FMEP	bar	1.618	1.598	1.628	1.638	1.648
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.319	0.319	0.319	0.319	0.319
Air Flow Rate	kg/h	23.626	23.626	23.626	23.626	23.626
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		31.904	31.904	31.904	31.904	31.904
Efficiency Thermal	%	22.021	22.075	21.986	21.985	21.982

Beban 100%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	14.856	14.914	14.853	14.851	14.848
Power	kW	2.800	2.810	2.797	2.795	2.792
BSFC	g/kW-h	313.713	312.063	314.545	315.382	316.222
IMEP	bar	5.485	5.485	5.485	5.485	5.485
BMEP	bar	3.781	3.801	3.779	3.776	3.773
PMEP	bar	-1.434	-1.434	-1.434	-1.434	-1.434
FMEP	bar	1.703	1.683	1.713	1.723	1.733
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.317	0.317	0.317	0.317	0.317
Air Flow Rate	kg/h	23.471	23.471	23.471	23.471	23.471
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		26.718	26.718	26.718	26.718	26.718
Efficiency Thermal	%	24.494	24.624	24.489	24.465	24.463

Tabel Hasil Simulasi RPM 1900

RPM 1900						
Beban 25%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	3.885	3.889	3.884	3.883	3.881
Power	kW	0.773	0.777	0.771	0.771	0.769
BSFC	g/kW-h	539.130	537.442	540.259	541.858	542.297
IMEP	bar	1.787	1.787	1.787	1.787	1.773
BMEP	bar	0.989	0.992	0.986	0.984	0.981
PMEP	bar	-1.442	-1.442	-1.442	-1.442	-1.433
FMEP	bar	0.797	0.777	0.817	0.837	0.808
Volumetric Efficiency	fraction	0.324	0.324	0.324	0.324	0.322
Air Flow Rate	kg/h	25.387	25.387	25.387	25.387	23.886
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		60.922	60.922	60.922	60.922	60.512
Efficiency Thermal	%	14.452	14.544	14.359	14.357	14.352

Beban 50%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	7.864	7.892	7.861	7.860	7.859
Power	kW	1.565	1.570	1.559	1.553	1.552
BSFC	g/kW-h	381.321	379.849	381.570	381.897	381.907
IMEP	bar	3.154	3.154	3.154	3.154	3.121
BMEP	bar	2.002	2.012	1.992	1.992	1.981
PMEP	bar	-1.442	-1.442	-1.442	-1.442	-1.433
FMEP	bar	1.154	1.134	1.174	1.194	1.166
Volumetric Efficiency	fraction	0.324	0.324	0.324	0.324	0.321
Air Flow Rate	kg/h	25.389	25.389	25.389	25.389	23.771
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		42.555	42.555	42.555	42.555	42.066
Efficiency Thermal	%	20.398	20.442	20.394	20.391	20.393

Beban 75%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	11.899	11.908	11.895	11.893	11.891
Power	kW	2.368	2.373	2.365	2.364	2.363
BSFC	g/kW-h	313.606	312.560	313.691	313.803	314.266
IMEP	bar	4.197	4.197	4.197	4.197	4.157
BMEP	bar	3.039	3.049	3.028	3.010	3.007
PMEP	bar	-1.439	-1.439	-1.439	-1.439	-1.432
FMEP	bar	1.169	1.149	1.189	1.209	1.182
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.323	0.323	0.323	0.323	0.320
Air Flow Rate	kg/h	25.299	25.299	25.299	25.299	23.713
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		34.073	34.073	34.073	34.073	33.711
Efficiency Thermal	%	24.827	24.851	24.763	24.750	24.747

Beban 100%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	15.636	15.654	15.632	15.628	15.625
Power	kW	3.110	3.117	3.098	3.094	3.091
BSFC	g/kW-h	302.311	300.799	302.837	303.380	303.613
IMEP	bar	5.560	5.560	5.560	5.560	5.505
BMEP	bar	3.980	3.993	3.978	3.976	3.975
PMEP	bar	-1.441	-1.441	-1.441	-1.441	-1.434
FMEP	bar	1.579	1.559	1.599	1.619	1.594
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.318
Air Flow Rate	kg/h	25.203	25.203	25.203	25.203	23.586
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		26.798	26.798	26.798	26.798	26.477
Efficiency Thermal	%	25.712	25.841	25.688	25.685	25.683



Tabel Hasil Simulasi RPM 2000

RPM 2000						
Beban 25%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	4.301	4.332	4.294	4.274	4.255
Power	kW	0.901	0.904	0.895	0.891	0.887
BSFC	g/kW-h	637.028	635.921	638.127	638.087	638.075
IMEP	bar	2.767	2.767	2.767	2.767	2.767
BMEP	bar	1.095	1.102	1.088	1.083	1.078
PMEP	bar	-1.450	-1.450	-1.450	-1.450	-1.450
FMEP	bar	1.671	1.648	1.678	1.683	1.688
Volumetric Efficiency	fraction	0.320	0.320	0.320	0.320	0.320
Air Flow Rate	kg/h	26.338	26.338	26.338	26.338	26.338
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		45.895	45.895	45.895	45.895	45.895
Efficiency Thermal	%	12.258	12.515	12.179	12.124	12.068

Beban 50%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	8.713	8.721	8.694	8.693	8.691
Power	kW	1.825	1.830	1.817	1.813	1.808
BSFC	g/kW-h	396.337	395.047	396.132	396.036	396.943
IMEP	bar	3.802	3.802	3.802	3.802	3.802
BMEP	bar	2.218	2.228	2.208	2.203	2.201
PMEP	bar	-1.447	-1.447	-1.447	-1.447	-1.447
FMEP	bar	1.583	1.553	1.593	1.598	1.603
Volumetric Efficiency	fraction	0.320	0.320	0.320	0.320	0.320
Air Flow Rate	kg/h	26.335	26.335	26.335	26.335	26.335
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		36.410	36.410	36.410	36.410	36.410
Efficiency Thermal	%	19.713	19.718	19.710	19.705	19.701

Beban 75%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	12.642	12.660	12.633	12.631	12.629
Power	kW	2.648	2.652	2.640	2.635	2.631
BSFC	g/kW-h	331.024	330.967	331.056	331.175	331.199
IMEP	bar	4.817	4.817	4.817	4.817	4.817
BMEP	bar	3.218	3.238	3.216	3.213	3.210
PMEP	bar	-1.444	-1.444	-1.444	-1.444	-1.444
FMEP	bar	1.597	1.567	1.607	1.612	1.617
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.319	0.319	0.319	0.319	0.319
Air Flow Rate	kg/h	26.256	26.256	26.256	26.256	26.256
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		29.956	29.956	29.956	29.956	29.956
Efficiency Thermal	%	23.618	23.662	23.615	23.608	23.601

Beban 100%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	16.758	16.762	16.739	16.719	16.680
Power	kW	3.510	3.525	3.506	3.502	3.493
BSFC	g/kW-h	321.750	319.503	322.128	322.506	323.266
IMEP	bar	6.395	6.395	6.395	6.395	6.395
BMEP	bar	4.266	4.276	4.261	4.256	4.246
PMEP	bar	-1.452	-1.452	-1.452	-1.452	-1.452
FMEP	bar	2.129	2.099	2.134	2.139	2.149
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.317	0.317	0.317	0.317	0.317
Air Flow Rate	kg/h	26.125	26.125	26.125	26.125	26.125
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		23.135	23.135	23.135	23.135	23.135
Efficiency Thermal	%	24.326	24.497	24.297	24.269	24.212

Tabel Hasil Simulasi RPM 2100

RPM 2100						
Beban 25%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	4.811	4.820	4.810	4.806	4.802
Power	kW	1.068	1.075	1.065	1.062	1.062
BSFC	g/kW-h	627.182	627.103	627.198	627.316	627.430
IMEP	bar	3.155	3.155	3.155	3.155	3.138
BMEP	bar	1.225	1.235	1.224	1.222	1.220
PMEP	bar	-1.459	-1.459	-1.459	-1.459	-1.450
FMEP	bar	1.930	1.910	2.130	2.330	2.503
Volumetric Efficiency	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.321
Air Flow Rate	kg/h	27.841	27.841	27.841	27.841	26.405
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		41.957	41.957	41.957	41.957	41.766
Efficiency Thermal	%	12.565	12.569	12.513	12.442	12.342

Beban 50%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	9.742	9.745	9.741	9.739	9.737
Power	kW	2.142	2.148	2.140	2.139	2.136
BSFC	g/kW-h	410.555	409.334	410.568	410.745	410.927
IMEP	bar	4.433	4.433	4.433	4.433	4.403
BMEP	bar	2.480	2.490	2.479	2.478	2.476
PMEP	bar	-1.451	-1.451	-1.451	-1.451	-1.445
FMEP	bar	1.952	1.932	2.152	2.352	2.525
Volumetric Efficiency	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.320
Air Flow Rate	kg/h	27.819	27.819	27.819	27.819	26.378
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		32.255	32.255	32.255	32.255	32.120
Efficiency Thermal	%	19.620	19.658	19.617	19.596	19.572

Beban 75%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	13.693	13.729	13.657	13.642	13.630
Power	kW	3.011	3.028	3.008	3.006	2.998
BSFC	g/kW-h	322.512	322.117	323.146	323.324	323.853
IMEP	bar	5.125	5.125	5.125	5.125	5.150
BMEP	bar	3.485	3.492	3.475	3.474	3.467
PMEP	bar	-1.452	-1.452	-1.452	-1.452	-1.445
FMEP	bar	1.638	1.538	1.838	2.038	2.212
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.320	0.320	0.320	0.320	0.319
Air Flow Rate	kg/h	27.717	27.717	27.717	27.717	26.280
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		28.541	28.541	28.541	28.541	28.414
Efficiency Thermal	%	24.399	24.416	24.389	24.372	24.304

Beban 100%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	17.188	17.197	17.183	17.177	17.171
Power	kW	3.940	3.953	3.937	3.934	3.933
BSFC	g/kW-h	339.911	338.051	340.194	340.116	340.496
IMEP	bar	6.967	6.967	6.967	6.967	6.925
BMEP	bar	4.375	4.387	4.372	4.371	4.369
PMEP	bar	-1.464	-1.464	-1.464	-1.464	-1.457
FMEP	bar	2.606	2.406	2.806	3.006	3.180
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.318	0.318	0.318	0.318	0.317
Air Flow Rate	kg/h	27.528	27.528	27.528	27.528	27.448
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		21.426	21.426	21.426	21.426	21.373
Efficiency Thermal	%	23.138	23.196	23.081	23.063	23.057

Tabel Hasil Simulasi RPM 2200

RPM 2200						
Beban 25%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	6.088	6.089	6.087	6.087	6.084
Power	kW	1.403	1.403	1.402	1.401	1.400
BSFC	g/kW-h	396.623	396.600	396.675	396.726	396.904
IMEP	bar	2.217	2.217	2.217	2.217	2.217
BMEP	bar	1.550	1.550	1.550	1.549	1.549
PMEP	bar	-1.472	-1.472	-1.472	-1.472	-1.472
FMEP	bar	0.668	0.668	0.668	0.668	0.668
Volumetric Efficiency	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.322
Air Flow Rate	kg/h	29.203	29.203	29.203	29.203	29.203
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		52.494	52.494	52.494	52.494	52.495
Efficiency Thermal	%	20.135	20.136	20.132	20.130	20.130

Beban 50%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	12.518	12.547	12.506	12.500	12.491
Power	kW	2.902	2.902	2.895	2.894	2.892
BSFC	g/kW-h	311.872	309.927	312.154	312.576	312.878
IMEP	bar	4.354	4.354	4.354	4.354	4.354
BMEP	bar	3.186	3.189	3.176	3.176	3.175
PMEP	bar	-1.460	-1.460	-1.460	-1.460	-1.460
FMEP	bar	1.168	1.148	1.178	1.378	1.580
Volumetric Efficiency	fraction	0.322	0.322	0.322	0.322	0.322
Air Flow Rate	kg/h	29.153	29.153	29.153	29.153	29.151
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		32.413	32.413	32.413	32.413	32.411
Efficiency Thermal	%	25.663	25.682	25.653	25.652	25.651

Beban 75%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	14.609	14.647	14.603	14.598	14.582
Power	kW	3.366	3.371	3.365	3.364	3.363
BSFC	g/kW-h	335.810	334.671	336.297	336.406	336.910
IMEP	bar	5.714	5.714	5.714	5.714	5.716
BMEP	bar	3.719	3.726	3.716	3.713	3.711
PMEP	bar	-1.463	-1.463	-1.463	-1.463	-1.463
FMEP	bar	1.996	1.796	2.196	2.396	2.598
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.321	0.321	0.321	0.321	0.321
Air Flow Rate	kg/h	29.084	29.084	29.084	29.084	29.088
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		25.733	25.733	25.733	25.733	25.735
Efficiency Thermal	%	23.738	23.781	23.751	23.774	23.772

Beban 100%		Dia.3mm	Dia.2.5mm	Dia.2mm	Dia.1.5mm	Dia.1mm
Torque	N-m	19.040	19.055	18.984	18.968	18.951
Power	kW	4.386	4.390	4.385	4.382	4.384
BSFC	g/kW-h	426.922	425.002	427.298	427.328	427.868
IMEP	bar	9.458	9.458	9.458	9.458	9.472
BMEP	bar	4.846	4.856	4.841	4.838	4.835
PMEP	bar	-1.507	-1.507	-1.507	-1.507	-1.507
FMEP	bar	4.612	4.412	4.812	5.012	5.116
Volumetric Efficiency, Air	fraction	0.317	0.317	0.317	0.317	0.317
Air Flow Rate	kg/h	28.716	28.716	28.716	28.716	28.714
EGR Percentage	%	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Air-Fuel Ratio		15.334	15.334	15.334	15.334	15.335
Efficiency Thermal	%	18.681	18.852	18.681	18.669	18.665

## BIODATA PENULIS



**Atsil Dzakwan**, lahir di Nganjuk, 2 Mei 1995, merupakan anak dari pasangan Bapak Imadudin dan Ibu Herlina Sugihartati, memulai pendidikan Sekolah Dasar di SDN Kutorejo 1 Kertosono (2001-2007), kemudian meneruskan pendidikan di SLTP Negeri 1 Kertosono (2007-2010), dan SMA Negeri 1 Papar Kediri (2010-2013). Lulus SMA kemudian melanjutkan studi di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS) program studi D3 Teknik Permesinan Kapal yang lulus pada tahun (2016). Penulis pernah mejalankan *on the job training* di perusahaan yaitu Terminal LPG Semarang - konsorsium CPO. Kemudian penulis pernah bekerja di PT. Nurwy Steel Engineering dibidang konstruksi baja, posisi penulis di perusahaan tersebut sebagai *Drafter*, penulis bekerja kurang lebih selama 1 tahun. Kemudian penulis mengambil lanjut alih jenjang ke tahap sarjana pada tahun (2017) di Departemen Teknik Sistem Perkapalan Program Lintas Lalur, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya. Penulis juga pernah menjadi juga menjadi Asisten Lab untuk kegiatan praktikum mata kuliah bidang *Marine Fluid Machinery System (MMS)* dan juga Asisten Lab untuk kegiatan praktikum mata kuliah bidang *Marine Power Plant (MPP)*. Penulis mengambil konsentrasi Tugas Akhir di bidang studi *Marine Power Plant (MPP)*.

Penulis dapat dihubungi melalui : [atsildz@gmail.com](mailto:atsildz@gmail.com) / 085746609669