

PROYEK AKHIR - VM191879

**KAJIAN EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN
INTERCOOLER SETELAH *TURBOCHARGER* PADA MESIN
BENSIN TIPE L12B TERHADAP KINERJA MESIN DAN
EMISI GAS BUANG**

MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI

10211810010056

Dosen Pembimbing

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



PROYEK AKHIR - VM191879

**KAJIAN EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN
INTERCOOLER SETELAH *TURBOCHARGER* PADA MESIN
BENSIN TIPE L12B TERHADAP KINERJA MESIN DAN
EMISI GAS BUANG**

MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI

10211810010056

Dosen Pembimbing

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Program Studi Teknologi Rekayasa Konversi Energi

Departemen Teknik Mesin Industri

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - VM191879

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF ADDING INTERCOOLER
AFTER TURBOCHARGER ON TYPE L12B GASOLINE ENGINE TO ENGINE
PERFORMANCE AND EXHAUST GAS EMISSIONS**

MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI

10211810010056

Faculty Advisor

Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP.19610602 198701 1 001

Energy Conversion Engineering Technology Of Study Program

Department Of Mechanical Industry Engineering

Faculty of Vocation

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

**KAJIAN EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN INTERCOOLER
SETELAH TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TIPE L12B
TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI GAS BUANG**

PROYEK AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Terapan Teknik Pada
Program Studi Teknik Rekayasa Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

oleh: **MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI**
NRP.10211810010056

Disetujui oleh Pembimbing Proyek Akhir:

1. Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T
2. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.
3. Dedy Zulhidayat N, ST., MT, Ph.D
4. Ir. Arino Anzip, M.Eng, Sc



Penguji

Penguji

SURABAYA
Juli, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Moh. Aditya Wahyu Ilahi / 10211810010056
Departemen : Teknik Mesin Industri
Dosen Pembimbing / NIP : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T / 19610602 198701 1 001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Kajian Eksperimen Pengaruh Penambahan *Intercooler* Setelah *Turbocharger* Pada Mesin Bensin Tipe L12B Terhadap Kinerja Mesin Dan Emisi Gas Buang” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 21 Juli 2022

Mengetahui,

Dosen Pembimbing

Mahasiswa,



Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T.

NIP 19610602 198701 1 001

M. Aditya Wahyu I.

NRP. 10211810010056

KAJIAN EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN INTERCOOLER SETELAH TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TIPE L12B TERHADAP KINERJA MESIN DAN EMISI GAS BUANG

Nama Mahasiswa : MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI
NRP : 10211810010056
Departemen : Teknik Mesin Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

ABSTRAK

Kebutuhan akan kendaraan sangat tinggi untuk menunjang aktivitas, dengan adanya kendaraan kegiatan mobilitas dan transportasi dapat dilakukan dengan lebih mudah dan hemat waktu. Namun kebutuhan akan kendaraan yang tinggi tidak didukung dengan ketersediaan bahan bakar yang semakin sedikit. Kendaraan khususnya mobil merupakan salah satu penyumbang terbesar pencemaran udara. Oleh karena itu perkembangan otomotif difokuskan pada peningkatan efisiensi mesin dan ramah bagi lingkungan

Penelitian ini dilakukan pada mesin bensin 4 silinder 4 Langkah 1199 CC. Dilakukan pengujian mobil dengan *Turbocharger* tanpa *intercooler* dan *turbocharger* dengan penambahan *intercooler*. Perubahan Parameter mesin yang ditinjau meliputi daya, torsi, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, dan efisiensi volumetrik.

Dari penelitian ini didapatkan hasil unjuk kerja terbaik pada *turbocharger* dengan *intercooler*, yaitu menghasilkan daya = 168,1 HP pada 6500 rpm, torsi = 190,8 Nm pada 5500 rpm, BMEP = 2000,454 kPa pada 5500 rpm, dan efisiensi termal = 16,99%. Sedangkan emisi gas buang terbaik juga dihasilkan pada *turbocharger* dengan *intercooler* yaitu kadar CO = 0,88 %, HC = 256 ppm, CO₂ = 13,9 %.

Kata Kunci : *Turbocharger, Intercooler, Dynamometer, Emisi Gas Buang*

EXPERIMENTAL STUDY OF THE EFFECT OF ADDING INTERCOOLER AFTER TURBOCHARGER ON TYPE L12B GASOLINE ENGINE TO ENGINE PERFORMANCE EXHAUST GAS EMISSIONS

Name : MOHAMMAD ADITYA WAHYU ILAHI

NRP : 10211810010056

Departement : Mechanical Industry Engineering-ITS

Supervisor : Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T

ABSTRACT

The need for vehicles is very high to support activities, with a vehicle for mobility and transportation it can be done more easily and saves time. However, the high demand for vehicles is not supported by the low availability of fuel. Vehicles, especially cars, are one of the biggest contributors to air. Therefore, automotive developments on increasing engine efficiency and environmental friendliness

This research was conducted on a 4 cylinder 4 stroke 1199 CC gasoline engine. The car was tested with a turbocharger without an intercooler and a turbocharger with the addition of an intercooler. Changes in the engine parameters reviewed include power, torque, average effective pressure, specific fuel consumption, thermal efficiency, and volumetric efficiency.

From this research, the best performance results on a turbocharger with an intercooler, which produces power = 168.1 HP at 6500 rpm, torque = 190.8 Nm at 5500 rpm, BMEP = 2000,454 kPa at 5500 rpm, and thermal efficiency = 16 ,99%. While the best exhaust gas emissions are also produced in a turbocharger with an intercooler, namely CO levels = 0.88%, HC = 256 ppm, CO₂ = 13.9%.

Keywords: *Turbocharger, Intercooler, Dynamometer, Exhaust Emissions*

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur kehadiran Allah SWT atas berkah, rahmat, serta hidayah-Nya yang senantiasa dilimpahkan kepada penulis sehingga bisa menyelesaikan tugas akhir ini yang berjudul: “Kajian Eksperimen Pengaruh Penambahan *Intercooler* Setelah *Turbocharger* Pada Mesin Bensin Tipe L12B Terhadap Kinerja Mesin Dan Emisi Gas Buang”

Penyelesaian proyek akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Sarjana Terapan Teknik dalam menempuh pendidikan Program Studi Konversi Energi Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, kepada :

1. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT. selaku dosen pembimbing Proyek Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan dan ilmu terkait dengan tugas akhir.
2. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
3. Bapak Ir. Nur Husodo, M.S. selaku Dosen Wali
4. Ibu Dr. Atria Pradityana, S.T., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
5. Para Dosen Penguji selaku dosen yang memberikan kritik, saran, serta masukan yang sangat bermanfaat untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
6. Bapak Zuri dan Ibu Dwi selaku orang tua yang selalu memberikan dukungan baik moral maupun materi untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Seluruh teman-teman Warga Angkatan 2018 yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis.
8. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, 19 Juli 2022

DAFTAR ISI

| | |
|---|------|
| HALAMAN JUDUL..... | i |
| LEMBAR PENGESAHAN..... | iii |
| ABSTRAK..... | vi |
| ABSTRACT..... | vii |
| KATA PENGANTAR..... | viii |
| DAFTAR ISI..... | ix |
| DAFTAR GAMBAR..... | xi |
| DAFTAR TABEL..... | xiii |
| BAB I..... | 1 |
| PENDAHULUAN..... | 1 |
| 1.1 Latar Belakang..... | 1 |
| 1.2 Rumusan Masalah..... | 1 |
| 1.3 Batasan Masalah..... | 1 |
| 1.4 Tujuan Penelitian..... | 2 |
| 1.5 Manfaat Penelitian..... | 2 |
| BAB II..... | 3 |
| TINJAUAN PUSTAKA..... | 3 |
| 2.1 Motor Bakar..... | 3 |
| 2.2 Motor Bakar Bensin..... | 3 |
| 2.3 Teori Pembakaran..... | 5 |
| 2.4 Perbandingan Udara dan Bahan Bakar..... | 5 |
| 2.5 Siklus Otto..... | 5 |
| 2.5.1 Siklus ideal..... | 5 |
| 2.5.2 Siklus Aktual..... | 8 |
| 2.6 Parameter Mesin..... | 9 |
| 2.7 Turbocharger..... | 11 |
| 2.8 Intercooler..... | 16 |
| 2.9 Emisi Gas Buang..... | 18 |
| 2.10 Penelitian Terdahulu..... | 19 |
| BAB III..... | 20 |
| METODE PENELITIAN..... | 20 |
| 3.1 Prosedur Penelitian..... | 20 |
| 3.2 Prosedur Pengujian..... | 22 |
| 3.2.1 Peralatan Pengujian..... | 22 |
| 3.2.2 Spesifikasi Mesin..... | 23 |
| 3.2.3 Spesifikasi Bahan Bakar..... | 24 |

| | | |
|-------------------------------------|---|-----------|
| 3.2.4 | Skema Instalasi..... | 24 |
| 3.2.5 | Persiapan Pengujian | 25 |
| 3.2.6 | Pengujian Performa Mesin | 25 |
| 3.2.7 | Pengujian Emisi Gas Buang | 27 |
| 3.2.8 | Diagram Alir Pengujian | 28 |
| 3.2.9 | Rancangan Pengujian | 30 |
| BAB IV | | 31 |
| ANALISA DAN PEMBAHASAN | | 31 |
| 4.1 | Pengambilan Data | 31 |
| 4.2 | Data Spesifikasi..... | 31 |
| 4.3 | Perhitungan Data..... | 31 |
| 4.3.1 | Perhitungan Massa Bahan Bakar..... | 31 |
| 4.3.2 | Perhitungan laju massa bahan bakar | 32 |
| 4.3.3 | Perhitungan konsumsi bahan bakar spesifik | 33 |
| 4.3.4 | Perhitungan Tekanan efektif rata-rata | 33 |
| 4.3.5 | Perhitungan Efisiensi Volumetrik | 33 |
| 4.3.6 | Perhitungan Efisiensi Termal | 35 |
| 4.4 | Analisa Data | 37 |
| 4.4.1 | Daya | 37 |
| 4.4.2 | Torsi | 38 |
| 4.4.3 | Konsumsi Bahan bakar spesifik | 39 |
| 4.4.4 | Tekanan efektif rata-rata | 40 |
| 4.4.5 | Efisiensi Termal | 41 |
| 4.4.6 | Efisiensi volumetrik | 42 |
| 4.5 | Analisa Gas Buang..... | 42 |
| BAB V..... | | 45 |
| PENTUTUP | | 45 |
| 5.1 | Kesimpulan | 45 |
| 5.2 | Saran..... | 45 |
| DAFTAR PUSTAKA | | 46 |
| LAMPIRAN..... | | 47 |
| BIODATA PENULIS | | 53 |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|---|----|
| Gambar 2. 1 siklus kerja mesin bensin 4 langkah (Pulkrabek, 2013)..... | 4 |
| Gambar 2. 2 P-V diagram dan T-S diagram (Obert, 1973) | 6 |
| Gambar 2. 3 Grafik standar daya dan torsi(Willard W. Pulkrabek 2004) | 10 |
| Gambar 2. 4 Grafik standar daya BSFC (Willard W. Pulkrabek 2004) | 11 |
| Gambar 2. 5 Grafik Standar Variable speed test(Obert, 1973)..... | 11 |
| Gambar 2. 6 Skema Turbocharger (Pulkrabek, 2013)..... | 12 |
| Gambar 2. 7 P-V diagram dengan penggunaan turbocharger(Rajput, 2007) | 12 |
| Gambar 2. 8 Constant pressure turbocharger(<i>Ferrari, 2014</i>)..... | 13 |
| Gambar 2. 9 Pulse Turbocharger(<i>Ferrari, 2014</i>)..... | 14 |
| Gambar 2. 10 Pulse Converter Turbocharger(<i>Ferrari, 2014</i>)..... | 15 |
| Gambar 2. 11 Two Stage Turbocharger(<i>Ferrari, 2014</i>)..... | 16 |
| Gambar 2. 12 Intercooler..... | 16 |
| Gambar 2. 13 Heat Exchanger Crossflow(<i>Incopera et al., 2011</i>) | 17 |
| Gambar 2. 14 LMTD Crossflow(<i>Incopera et al., 2011</i>) | 17 |
| Gambar 2. 15 Pengaruh penggunaan intercooler terhadap daya mesin | 18 |
| Gambar 2. 16 Grafik torsi dan daya(<i>Hadianta & Sutrisno, 2014</i>) | 19 |
| Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian | 21 |
| Gambar 3. 2 Turbocharger CT16..... | 22 |
| Gambar 3. 3 intercooler | 22 |
| Gambar 3. 4 Boostmeter | 23 |
| Gambar 3. 5 instalasi intercooler (<i>Hiereth & Prenninger, 2006</i>)..... | 24 |
| Gambar 3. 6 Skema Pengujian..... | 25 |
| Gambar 3. 7 Mobil pada Dynamometer | 26 |
| Gambar 3. 8 AFR meter..... | 26 |
| Gambar 3. 9 Boost meter eksternal..... | 26 |
| Gambar 3. 10 Blower..... | 27 |
| Gambar 3. 11 Gas Analyzer..... | 27 |
| Gambar 3. 12 diagram alir pengujian | 29 |
| Gambar 4. 1 Grafik daya terhadap putaran mesin | 37 |
| Gambar 4. 2 Grafik Torsi terhadap putaran mesin | 38 |
| Gambar 4. 3 Grafik SFC terhadap putaran mesin..... | 39 |
| Gambar 4. 4 Grafik BMEP terhadap putaran mesin..... | 40 |
| Gambar 4. 5 Grafik Efisiensi termal terhadap putaran mesin..... | 41 |
| Gambar 4. 6 Grafik Efisiensi volumetrik terhadap putaran mesin | 42 |

| | |
|-------------------------------------|----|
| Gambar 4. 7 Grafik CO | 43 |
| Gambar 4. 8 Grafik HC | 43 |
| Gambar 4. 9 Grafik CO2 | 44 |

DAFTAR TABEL

| | |
|---|----|
| Tabel 3. 1 Spesifikasi kendaraan | 23 |
| Tabel 3. 2 Spesifikasi Bahan bakar | 24 |
| Tabel 3. 3 Rancangan pengujian..... | 30 |
| Tabel 4. 1 Massa bahan bakar tiap rpm | 32 |
| Tabel 4. 2 Laju Massa bahan bakar tiap rpm..... | 32 |
| Tabel 4. 3 Massa udara tiap rpm..... | 34 |
| Tabel 4. 4 Massa Jenis Udara tiap rpm..... | 34 |
| Tabel 4. 5 Perhitungan Unjuk Kerja Turbocharger Tanpa Intercooler | 35 |
| Tabel 4. 6 Perhitungan Unjuk Kerja Turbocharger Dengan Intercooler | 36 |

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan sehari-hari kendaraan merupakan kebutuhan yang penting. Di era sekarang kebutuhan akan kendaraan sangat tinggi untuk menunjang aktivitas, dengan adanya kendaraan kegiatan mobilitas dan transportasi dapat dilakukan dengan lebih mudah dan hemat waktu. Mobil merupakan salah satu transportasi darat yang banyak digunakan. Dengan banyaknya mobil digunakan di kehidupan artinya penggunaan bahan bakar juga meningkat, tetapi tidak didukung dengan ketersediaan bahan bakar fosil yang semakin sedikit. Kendaraan khususnya mobil juga menjadi salah satu penyumbang terbesar pencemaran udara. Mayoritas kontributor polusi udara di Indonesia disebabkan kendaraan bermotor. Asap kendaraan bermotor mengandung gas beracun karbon monoksida, timbal, nitrogen dioksida, dan karbon dioksida.

Perkembangan teknologi khususnya otomotif dalam memproduksi kendaraan dituntut untuk selalu berinovasi menciptakan kendaraan yang memiliki performa yang baik dan ramah lingkungan. Salah satu inovasinya adalah meningkatkan suplai udara kendaraan, dengan menambahkan suplai udara kedalam ruang bakar menggunakan turbocharger atau supercharger. Turbocharger atau supercharger merupakan sebuah alat yang pada dasarnya merupakan kompresor untuk mengompresi udara masuk ke ruang bakar. Perbedaan turbocharger dan supercharger adalah pada turbocharger kompresor terhubung dengan turbin, turbin digerakkan oleh gas buang hasil pembakaran dari exhaust, sedangkan supercharger digerakkan langsung oleh poros engkol yang dihubungkan dengan belt. Suplai udara ke ruang bakar yang tercukupi menghasilkan pembakaran yang sempurna, efeknya efisiensi mesin meningkat dan emisi gas buang lebih ramah lingkungan.

Untuk lebih memaksimalkan udara yang masuk ke dalam ruang bakar juga dapat digunakan *intercooler* setelah turbocharger. Ketika udara dikompresi secara cepat dapat menyebabkan temperatur udara meningkat, jika temperatur tinggi masuk ruang bakar kerapatan molekulnya akan rendah sehingga menyebabkan udara yang masuk memiliki massa jenis yang rendah. Untuk mengatasi masalah tersebut dapat dilakukan dengan penambahan *intercooler*. *Intercooler* merupakan sebuah perangkat untuk mendinginkan udara panas hasil kompresi turbocharger. Dengan menggunakan *intercooler* setelah turbocharger massa udara yang masuk menjadi lebih banyak dan terjaga kerapatannya.

Pada penelitian ini dilakukan peningkatan massa udara masuk ke dalam ruang bakar pada mobil Honda Brio tahun 2018 yang telah dimodifikasi menggunakan turbocharger dengan penambahan *intercooler*. Pengujian yang dilakukan untuk bertujuan mengetahui seberapa besar pengaruh penambahan *intercooler* setelah Turbocharger terhadap kinerja mesin dan emisi gas buang.

1.2 Rumusan Masalah

- Bagaimanakah perbedaan performa Mesin Brio Turbocharger dengan *intercooler* dan tanpa *intercooler*?
- Bagaimanakah pengaruh penambahan *intercooler* terhadap gas buang
-

1.3 Batasan Masalah

- Percobaan dilakukan pada Honda Brio 2018 tipe mesin L12B kapasitas 1198cc
- Menggunakan *intercooler* berbahan aluminium dengan ukuran 550 x 230 x 65 mm
- Bahan bakar yang digunakan selama pengujian adalah pertamax turbo oktan 98
- Menggunakan turbocharger CT16

1.4 Tujuan Penelitian

- Mengetahui pengaruh penambahan *intercooler turbocharger* terhadap performa mesin
- Mengetahui pengaruh penambahan *intercooler turbocharger* terhadap gas buang

1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan dapat mengetahui seberapa besar pengaruh penambahan *intercooler* pada mesin dengan *forced induction* khususnya *turbocharger* terhadap kinerja mesin. Serta diharapkan penelitian ini sebagai penambah pengetahuan terkait peningkatan efisiensi volumetris mesin dengan menggunakan *Turbocharger* dan *intercooler*.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Motor Bakar

Motor bakar merupakan sebuah alat yang mengubah energi kimia menjadi energi panas lalu diubah menjadi energi mekanik. Energi mekanik dihasilkan oleh pembakaran yang terjadi di ruang bakar yang dirubah menjadi Gerakan naik turun piston lalu dirubah menjadi Gerakan rotasi pada poros engkol.

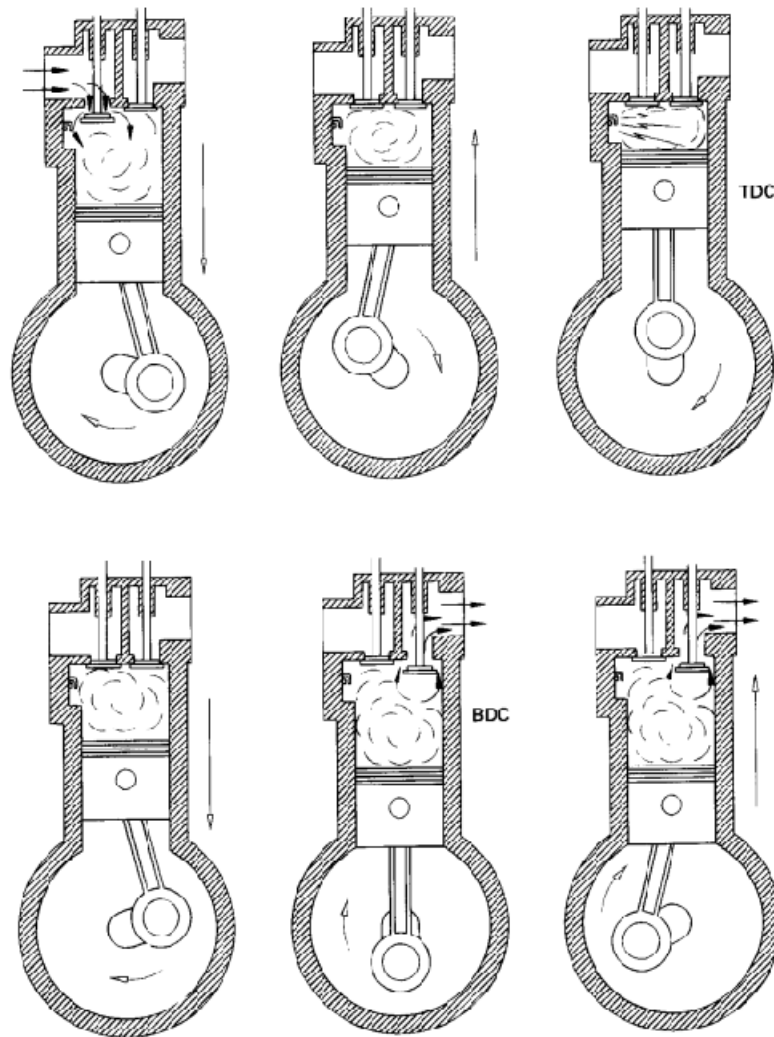
Menurut prinsip kerjanya motor bakar dibedakan menjadi 2 yaitu motor 2 tak (2 langkah) dan motor 4 tak (4 langkah). Motor 2 tak merupakan motor yang cara kerjanya menghasilkan tenaga dalam satu kali putaran poros engkol yang melalui 2 langkah yaitu Langkah kompresi dan Langkah kerja. Sedangkan motor 4 tak merupakan motor yang cara kerjanya menghasilkan tenaga dalam 2 kali putaran poros engkol yang melalui 4 langkah yaitu Langkah hisap – kompresi- kerja (ekspansi)- buang.

Menurut bahan bakar yang digunakan Motor bakar dibedakan menjadi 2 yaitu motor bakar bensin dan motor bakar diesel. Motor bakar bensin merupakan motor yang berbahan bakar bensin (oktan) bahan yang mudah terbakar. Sistem pembakarannya menggunakan busi atau pemantik Ketika ada campuran bahan bakar bensin dan udara masuk kedalam ruang bakar sebelum TMA pada sudut pengapian tertentu. Penambahan kalornya pada volume konstan. Untuk Motor bakar diesel merupakan motor bakar yang berbahan bakar solar (cetane). Sistem pembakarannya yaitu dengan kompresi tinggi (lebih dari 15.1:1). Cara kerjanya adalah Ketika Langkah hisap yang masuk ruang bakar hanya udara, lalu Ketika piston mencapai TMA bahan bakar solar diinjeksikan kedalam ruang bakar seketika terajadi proses pembakaran karena temperature dan tekanan udara telah melewati self ignition diesel. (Maleev, 1933)

2.2 Motor Bakar Bensin

Motor bakar bensin merupakan yang mengubah bahan bakar bensin (pembakaran) menjadi energi mekanis Gerakan naik turun piston. Bagian-bagian utama pada motor bakar bensin meliputi piston, batang piston, blok silinder, kepala silinder, porosl engkol, noken (camshaft), dan katup mekanik.

Berdasarkan langkah kerjanya secara umum motor bakar bensin dapat dibedakan menjadi 2 yaitu motor bensin 2 tak dan motor bensin 4 tak. Pada pembahasan kali ini akan dijelaskan motor bensin 4 tak. (Pulkrabek, 2013)



Gambar 2. 1 siklus kerja mesin bensin 4 langkah (Pulkrabek, 2013)

Seperti yang terlihat pada gambar 2.1. berikut merupakan penjelasan motor bensin 4 langkah:

- a. Langkah hisap
 Pada Langkah ini merupakan langkah pertama pada mesin 4 tak. Katup hisap terbuka sedangkan katup buang tertutup. Lalu piston bergerak dari titik mati atas (TMA) menuju titik mati bawah (TMB), kondisi ruang silinder menjadi vakum sehingga campuran udara dan bahan bakar terhisap masuk
- b. Langkah kompresi
 Setelah Langkah hisap (piston berada pada TMB), kondisi katup hisap dan katup buang tertutup. Piston lalu bergerak dari TMB ke TMA, sehingga terjadi penyusutan volume menyebabkan campuran udara dan bahan bakar terkompresi. Tekanan dan temperature campuran bahan bakar dan udara meningkat.
- c. Langkah kerja
 Ketika piston akan mendekati TMA busi atau pemantik akan memercikkan bunga api sehingga campuran udara dan bahan bakar yang terkompresi akan terbakar. Piston akan bergerak ke TMB setelah penyalaan. Energi panas dirubah menjadi energi mekanis. Kondisi katup hisap dan buang tertutup

d. Langkah buang

Setelah ekspansi piston mencapai TMB akan Kembali bergerak ke TMA karena momen inersia. Kondisi katup hisap tertutup sedangkan katup buang terbuka sehingga gas sisa pembakaran terbuang keluar melalui exhaust.

2.3 Teori Pembakaran

Proses pembakaran dapat diartikan reaksi kimia antara hidrogen dan karbon pada bahan bakar dengan oksigen yang ada diudara yang terjadi didalam ruang bakar. Reaksi kimia yang terjadi rekatif cepat tersebut menghasilkan panas yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan piston. Kondisi yang diperlukan untuk terjadinya pembakaran sebagai berikut:

1. Adanya campuran bahan bakar dan udara yang siap untuk pembakaran
2. Adanya pemicu pembakaran, pada motor bensin adalah busi
3. Stabilisasi dan perambatan api di ruang bakar

Pada proses pembakaran dapat terjadi dua kemungkinan yaitu pembakaran sempurna dan pembakaran tidak sempurna. Pembakaran sempurna merupakan reaksi pembakaran dengan ketersediaan oksigen yang cukup. Dengan adanya oksigen yang tercukupi bahan bakar akan teroksidasi seluruhnya, karbon akan menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen akan menjadi uap air (H_2O). Umumnya perbandingan antara udara dan bahan bakar adalah 14,7 : 1. Sedangkan pembakaran tidak sempurna adalah pembakaran dengan kondisi kekurangan oksigen, sehingga menyebabkan bahan bakar tidak terbakar semuanya. Hasil dari pembakaran tidak sempurna terdapat karbon monoksida (CO) merupakan senyawa beracun dan berbahaya.(Obert, 1973)

2.4 Perbandingan Udara dan Bahan Bakar

Energi yang dihasilkan mesin berasal dari pembakaran bahan bakar. Udara digunakan untuk menyuplai kebutuhan oksigen yang diperlukan untuk reaksi kimia. Perbandingan udara dan bahan bakar atau *air fuel ratio* (AFR) merupakan kebutuhan massa udara yang diperlukan untuk membakar habis setiap satuan massa bahan bakar. Perbandingan ideal antara udara dan bahan bakar sekitar 14,7 : 1. Secara matematis dapat ditulis sebagai berikut:

$$AFR = \frac{m_u}{m_{bb}} \quad (2.1)$$

Dimana:

AFR = perbandingan massa udara dan bahan bakar

m_u = massa udara (kg)

m_{bb} = massa bahan bakar (kg)

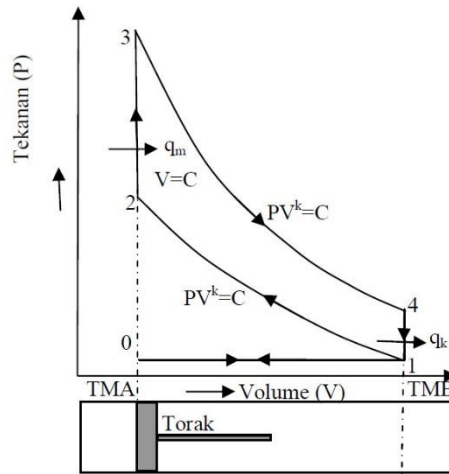
2.5 Siklus Otto

Siklus otto merupakan siklus termodinamika untuk mesin torak dengan penyalaan menggunakan pemantik. Pada siklus otto pembakaran atau penambahan kalor terjadi pada volume konstan. Mesin pembakaran dalam dengan sistem pemantik ini, bahan bakar dan udara dicampur lalu dimasukkan kedalam ruang bakar untuk dikompresi, pada derajat tertentu akan diberikan penyalaan oleh busi. Siklus otto banyak diterapkan pada kehidupan, contohnya pada mobil dan sepeda motor yang menggunakan bahan bakar bensin.(Obert, 1973)

2.5.1 Siklus ideal

Siklus otto ideal 4 langkah dapat ditunjukkan pada pv diagram dan ts diagram. Siklus ini didekati dengan siklus udara standar untuk memudahkan dalam menganalisa.

Berikut merupakan Analisa termodinamika siklus otto ideal.(Pulkrabek, 2013) Grafik PV diagram dan TS diagram Siklus Otto ideal dapat dilihat pada gambar 2.2



Gambar 2. 2 P-V diagram dan T-S diagram (Obert, 1973)

Dari grafik diatas berikut merupakan penjelasan dari siklus otto ideal

- Proses 0-1 merupakan Langkah hisap dengan tekanan konstan. Piston bergerak dari TMA ke TMB, posisi katup masuk terbuka katup buang tertutup. Campuran udara dan bahan bakar masuk kedala ruang bakar $P_0 = P_1$
- Proses 1-2 merupakan Langkah kompresi secara isentropic. Semua katup posisi tertutup, Piston bergerak dari TMB ke TMA. Terjadi perubahan volume ruang bakar yang menjadi lebih kecil, menyebabkan campuran bahan bakar dan udara terkompresi. Sehingga terjadi kenaikan tekanan dan temperature menjadi P_2 dan T_2

$$PV^k = C \quad (2. 2)$$

$$P_1 V_1 = m_m R T_1 \quad (2. 3)$$

$$V_1 = V_d + V_c \quad (2. 4)$$

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (2. 5)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \rightarrow P_2 = P_1 (r_c)^k \quad (2. 6)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \rightarrow T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2. 7)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2. 8)$$

$$W_{1-2} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2. 9)$$

$$r_c = \frac{(V_d + V_c)}{V_c} \quad (2. 10)$$

Dimana :

- P_1 = tekanan pada titik 1 (kpa)
- P_2 = tekanan pada titik 2 (kpa)
- T_1 = temperatur pada titik 1 (K)
- T_2 = temperatur pada titik 2 (K)
- V_1 = volume pada titik 1 (m^3)
- V_2 = volume pada titik 2 (m^3)
- W_{1-2} = kerja siklus 1-2 (kj)

m_m = massa campuran gas dan udara (kg)
 r_c = rasio kompresi
 k = rasio kalor spesifik

c. Proses 2-3, proses penambahan kalor oleh busi pada volume konstan

$$V_2 = V_3$$

$$W_{2-3} = 0$$

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) \quad (2.11)$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = P_{maks} \text{ dan } T_3 = T_{maks}$$

Dimana:

C_v = panas jenis gas pada volume konstan (kJ/kg K)

P_3 = tekanan pada titik 3 (kpa)

T_3 = temperature pada titik 3 (K)

Q_{HV} = heating value (kJ/kg)

Q_{in} = kalor masuk (kJ)

η_c = efisiensi pembakaran

m_f = massa bahan bakar

d. Proses 3-4 proses ekspansi isentropik

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k = \left(\frac{1}{r_c}\right)^k \quad (2.12)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \left(\frac{1}{r_c}\right)^{k-1} \quad (2.13)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.14)$$

$$W_{3-4} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{(1-k)} \quad (2.15)$$

Dimana :

P_3 = tekanan pada titik 3 (kpa)

T_3 = temperature pada titik 3 (K)

P_4 = tekanan pada titik 4 (kpa)

T_4 = temperature pada titik 4 (K)

V_3 = volume pada titik 3 (m³)

V_4 = volume pada titik 4 (m³)

W_{3-4} = kerja siklus 3-4 (kJ)

e. Proses 4-1 proses pembuangan

$$Q_{4-1} = Q_{out} = m_m c_v (T_1 - T_4) \quad (2.16)$$

$$W_{net} = W_{3-4} - W_{1-2} \quad (2.17)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (2.18)$$

dimana:

Q_{out} = kerja buang (kJ)

m_m = massa campuran

η_{th} = efisiensi termal (%)

Kerja secara termodinamika

$$W = \int P dv \quad (2.19)$$

$$PV^k = C \rightarrow P = \frac{C}{V^k} \quad (2.20)$$

$$W = \int \frac{C}{V^k} dv \quad (2.21)$$

$$W = C \frac{1}{1-k} V^{1-k} \quad (2.22)$$

$$W_{3-4} = \frac{P_4 V_4^k (V_4)^{1-k}}{1-k} - \frac{P_3 V_3^k (V_3)^{1-k}}{1-k} \quad (2.23)$$

$$W_{3-4} = \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1-k} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{(1-k)} \quad (2.24)$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 V_2^k (V_2)^{1-k}}{1-k} - \frac{P_1 V_1^k (V_1)^{1-k}}{1-k} \quad (2.25)$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2.26)$$

$$W_{net} = \frac{P_4 V_4 - P_3 V_3}{1-k} - \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{1-k} \quad (2.27)$$

$$W_{net} = \frac{m_m R (T_4 - T_3)}{(1-k)} - \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{(1-k)} \quad (2.28)$$

2.5.2 Siklus Aktual

Siklus actual berbeda dengan siklus ideal, pada siklus ideal siklus yang terjadi pada siklus tertutup dengan komposisi konstan. Sedangkan pada kondisi actual terjadi pada siklus terbuka dengan perubahan komposisi, tidak hanya komposisi gas yang masuk ruang bakar berbeda dengan yang keluar, seringkali laju aliran massa juga berbeda. Pada siklus ideal analisis aliran fluida yang melalui mesin dianggap sebagai udara sebagai gas ideal, sedangkan pada aktualnya aliran fluida yang masuk mesin mungkin semua udara atau udara bercampur bahan bakar hingga 7%.

Pada siklus actual terdapat kehilangan panas yang mana pada analisis siklus ideal diabaikan. Heat loss selama pembakaran menurunkan suhu dan tekanan puncak actual dari yang diperkirakan. Oleh karena itu pada Langkah daya actual terjadi pada tekanan yang lebih rendah, dan keluaran kerja selama ekspansi berkurang. Perpindahan panas berlanjut selama ekaspansi, dan menurunkan suhu dan tekanan dibawah proses isentropic ideal menjelang akhir Langkah daya. Pada Langkah pembuangan tidak terjadi pada volume konstan seperti pada siklus ideal, katup buang harus terbuka pada 40° hingga 60° sebelum TMB. Pada siklus actual katup masuk tidak ditutup hingga setelah TMB pada langkah hisap. Karena pembatasan aliran katup, udara asih masuk ke silinder pada TMB, efisiensi volumetric akan rendah jika katup tertutup pada TMB. Karena terdapat perbedaan antara siklus ideal dan siklus actual menyebabkan penyimpangan analisis siklus ideal dengan siklus actual namun penyimpangannya tidak terlalu besar sehingga siklus ideal dapat merepresentasikan siklus actual.

2.6 Parameter Mesin

a. Tekanan efektif rata-rata

Tekanan yang terjadi selama siklus berlangsung selalu berubah ubah oleh karena itu dicari nilai tekanan rata-rata yang terjadi yang disebut sebagai tekanan efektif rata-rata (mean effective pressure). Tekanan efektif rata-rata merupakan sebuah parameter yang baik untuk membandingkan output mesin karena tidak tergantung pada ukuran dan kecepatan mesin. Tekanan efektif rata-rata dapat dirumuskan dengan persamaan

$$Mep = \frac{W_{net}}{V_d} = \frac{Ps \times 60}{V_d \times n \times z \times \frac{1}{a}} \quad (2.29)$$

Dimana:

Mep = tekanan efektif rata-rata (kpa)
 V_d = volume langkah (m^3)
 W_{net} = kerja siklus (kj)

b. Daya poros

Daya yang dihasilkan mesin pada poros outputnya atau daya poros dapat dihitung dengan persamaan

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} = \frac{BMEP \times V_d \times n \times z \times \frac{1}{a}}{60} \quad (2.30)$$

Dimana:

P_s = daya poros (kW)
 T = torsi (Nm)

c. Konsumsi bahan bakar spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat diartikan penggunaan bahan bakar yang dikonsumsi per satuan keluaran daya atau laju aliran massa bahan bakar untuk menghasilkan daya. Dapat ditulis dengan persamaan

$$Sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} \quad (2.31)$$

Dimana :

Sfc = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/kW.Jam)
 \dot{m}_f = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
 P_s = daya poros (kW)

d. Efisiensi termal

Efisiensi termal merupakan perbandingan antara energi keluaran dengan energi kimia yang dikandung bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Efisiensi termal ditulis dengan persamaan.

$$\eta_{th} = \frac{P_s}{\dot{m}_f \times LHV_{bb}} \times 100\% \quad (2.32)$$

Dimana:

η_{th} = efisiensi terma; (%)
 LHV_{bb} = low heating value bahan bakar (kJ/kg)

\dot{m}_f = laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

e. Efisiensi volumetric

Efisiensi volumetric merupakan salah satu parameter untuk mengetahui performansi mesin untuk mengetahui efektivitas udara atau campuran bahan bakar dan udara yang dapat diisap masuk ke dalam silinder. Semakin banyak udara yang masuk berarti semakin banyak bahan bakar yang dapat dibakar. Efisiensi volumetric dapat ditulis dengan persamaan

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times v_d} \times 100\% \quad (2.33)$$

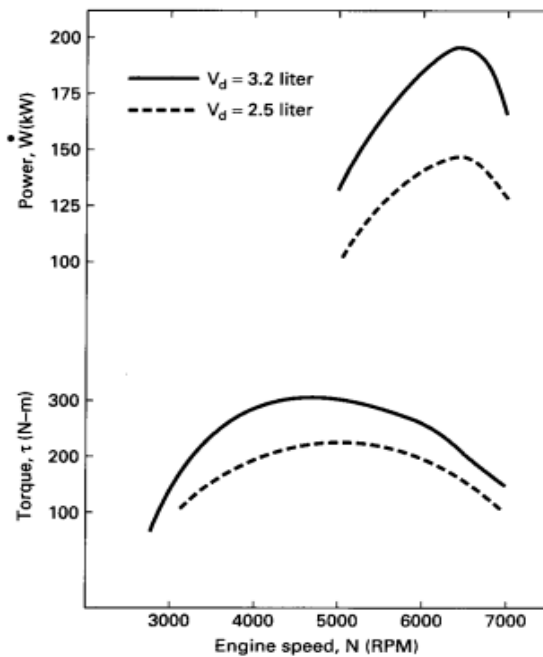
Dimana:

η_v = efisiensi volumetric (%)

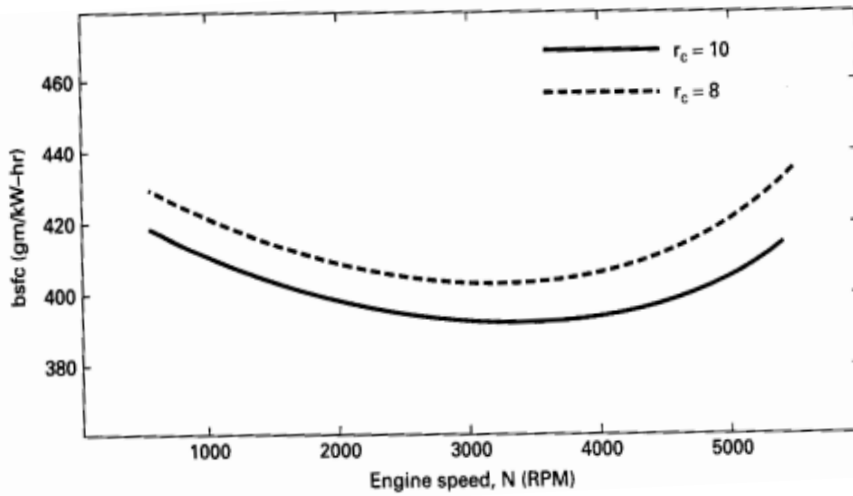
m_u = massa udara yang masuk (kg)

ρ_u = kerapatan udara yang masuk (kg/m^3)

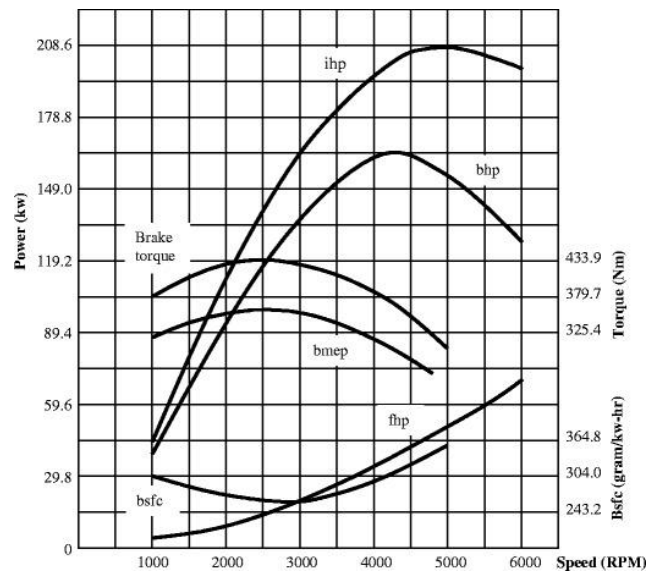
Berikut merupakan contoh grafik standar dari untuk kerja mesin



Gambar 2. 3 Grafik standar daya dan torsi (Willard W. Pulkrabek 2004)



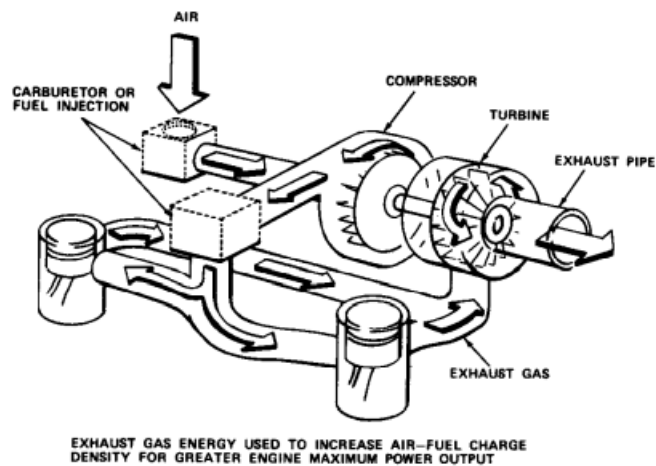
Gambar 2. 4 Grafik standar daya BSFC (Willard W. Pulkrabek 2004)



Gambar 2. 5 Grafik Standar Variable speed test (Obert, 1973)

2.7 Turbocharger

Turbocharger sejatinya merupakan sebuah kompresor yang ditempatkan pada saluran intake mesin digunakan untuk meningkatkan tekanan udara yang masuk ruang bakar. Hasilnya udara yang masuk lebih banyak, sehingga bahan bakar bakar yang dibakar juga dapat lebih banyak untuk setiap siklusnya. Penambahan udara dan bahan bakar dapat menghasilkan tenaga yang lebih selama pembakaran dan daya keluaran mesin dapat meningkat. Secara umum turbocharger merupakan gabungan kompresor dan turbin. (Hiereth & Prenninger, 2006)



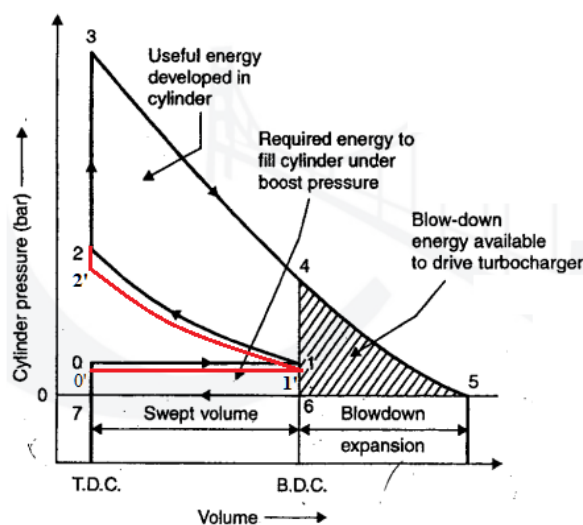
Gambar 2. 6 Skema Turbocharger (Pulkrabek, 2013)

Cara kerja *turbocharger* yaitu memampatkan udara dari luar lalu dimasukkan kedalam ruang bakar melalui intake manifold. Kompresor dapat berputar karena terhubung dengan turbin. Sedangkan turbin dapat berputar karena memanfaatkan gas buang mesin. Berbeda dengan supercharger yang mana kompresor terhubung langsung dengan poros engkol menggunakan belt. Dengan memanfaatkan energi gas buang *turbocharger* menggunakan kembali energi sisa pembakaran sehingga tidak terbuang sia-sia.

Turbocharger bertujuan untuk menambah suplai udara kedalam ruang bakar. Penambahan udara ke dalam ruang bakar dapat meningkatkan efisiensi volumetrik mesin dibandingkan dengan mesin yang tidak menggunakan *turbocharger*. Keunggulan dari penggunaan *Turbocharger* terhadap performa mesin:

1. Efisiensi volumetrik mesin dengan turbocharger lebih tinggi dari mesin normal.
2. Tenaga dan torsi yang dihasilkan lebih tinggi dari mesin normal.
3. Konsumsi bahan bakar mesin *turbocharger* lebih efisien untuk menghasilkan tenaga yang sama dengan mesin berkubikasi lebih besar

Siklus ideal mesin bensin dengan turbocharger sedikit berbeda dengan mesin normal. Gambar grafik PV diagram siklus otto dengan *turbocharger* ditampilkan pada gambar 2.3



Gambar 2. 7 P-V diagram dengan penggunaan turbocharger (Rajput, 2007)

Berikut merupakan Analisa dari grafik PV diagram siklus otto dengan Turbocharger:

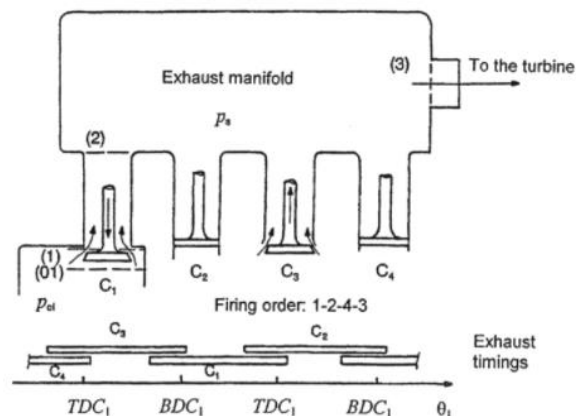
Siklus termodinamika

- Tekanan
- Proses 0-1 merupakan udara masuk ke ruang bakar dengan tekanan turbocharger (lebih tinggi dari tekanan atmosfer)
- Proses 1-2 langkah kompresi isentropic
- Proses 2-3 penambahan kalor pada volume konstan
- Proses 3-4 langkah ekspansi isentropic
- Proses 4-5-6 merepresentasikan energi gas buang yang dimanfaatkan untuk memutar turbin
- Proses 0-1-6-7 merepresentasikan energi dari boost pressure yang masuk ke dalam ruang bakar

Turbocharger dalam penerapannya dapat menggunakan beberapa metode yang mana masing-masing metode memiliki keunggulan tersendiri. Berikut merupakan metode turbocharger yang sering digunakan :

a. Constant pressure turbocharger

Pada turbocharging tekanan konstan, lubang pembuangan semua silinder dihubungkan oleh pipa pendek ke manifold buang tunggal, yang volumenya cukup besar untuk meredam pressure pulse yang berasal dari setiap silindernya . Ketika katup buang terbuka gas berekspansi dengan tekanan konstan di manifold buang tanpa melakukan kerja, namun tidak semua energi pulse akan hilang. Menurut hukum kekekalan energi, energi yang hilang antara silinder dan turbin hanya disebabkan karena perpindahan panas. Dengan melakukan isolasi manifold yang baik, kerugian tersebut menjadi kecil dan dapat diabaikan.(Ferrari, 2014)



Gambar 2. 8 Constant pressure turbocharger(Ferrari, 2014)

Constant pressure turbocharger memiliki keunggulan diantaranya:

- Kondisi inlet turbin mendekati stabil dengan waktu, menghasilkan desain sederhana dan efisiensi yang tinggi, karena kerugian berasal dari turbin dapat meminimalisirkan unsteady flow.
- Pembuatan exhaust manifold kompak dan murah. Akan sangat berguna untuk mesin besar dengan jumlah silinder yang banyak.
- Rasio charging yang tinggi bisa tercapai, dengan meningkatkan tekanan inlet turbin. Juga kerja dilakukan gas yang dibakar selama Langkah buang

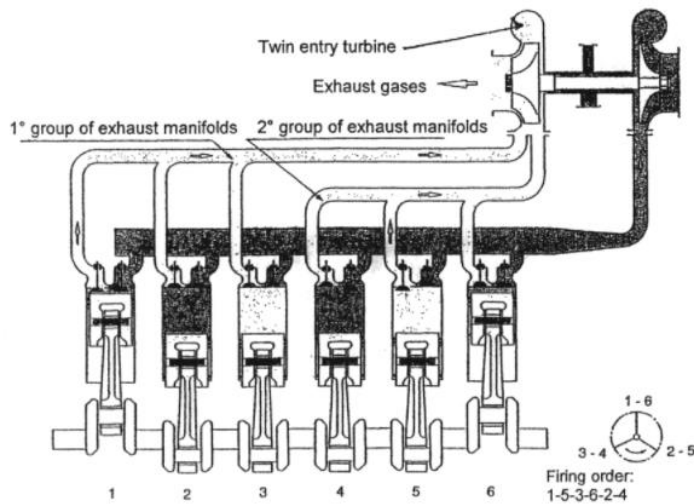
ditambahkan melalui proses blowdown

Constant pressure turbocharger memiliki kekurangan diantaranya :

- Efisiensi yang rendah dalam transmisi energi dari silinder ke turbin menghasilkan low charging pressure karena kinerja mesin pada beban dan kecepatan rendah.
- Sulit mencocokkan turbocharger dengan mesin, pada rentang beban dan kecepatan yang lebar
- Respon turbocharger yang buruk Ketika dibutuhkan peningkatan beban dan kecepatan secara mendadak. Karena tekanan dalam volume besar exhaust manifold meningkat secara perlahan

b. Pulse Turbocharger

Tujuan penggunaan pulse turbocharger untuk memaksimalkan penggunaan energi yang tersedia dalam silinder Ketika katup buang terbuka, meskipun jika aliran sangat tidak stabil tercipta melalui sistem pembuangan dan turbin. Hasil ini bisa dicapai dengan menghubungkan satu silinder ke turbin melalui pipa yang sempit. Karena volumenya kecil dan inersia gas yang mengalir melalui pipa, pada awal periode blow down, laju aliran gas yang memasuki manifold melebihi laju aliran gas yang keluar. Kemudian terjadi pressure pulse, mengurangi ekspansi di katup dan kecepatan gas dihasilkan di bagian throat valve. Ketika gelombang tekanan berjalan di sepanjang pipa, membawa Sebagian besar energi tekanan dan Sebagian kecil energi kinetic yang dipertahankan dan ditransmisikan. Oleh karena itu, pada turbin tersedia jumlah energi yang baik pada kondisi operasi mesin apapun.(Ferrari, 2014)



Gambar 2. 9 Pulse Turbocharger(Ferrari, 2014)

Pulse turbocharger memiliki keunggulan diantaranya :

- Efisiensi tinggi dalam transmisi energi dari silinder ke turbin, menghasilkan charging pressure yang baik di semua area operasi mesin khususnya pada beban dan kecepatan rendah.
- Turbocharger yang baik adalah turbocharger yang cocok dengan mesin. Pulse turbocharger dapat bekerja dengan baik Ketika mesin beroperasi pada rentang kecepatan dan beban yang lebar.

- Respon turbocharger pulse yang cepat Ketika diperlukan peningkatan beban atau kecepatan mesin secara tiba-tiba, karena tekanan dalam volume kecil manifold buang meningkat dengan cepat.

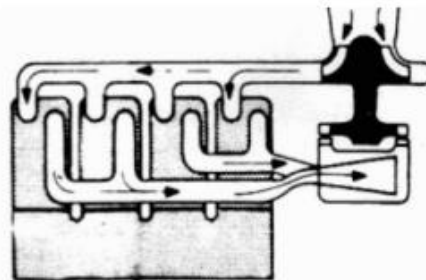
Pulse turbocharger memiliki kerugian diantaranya :

- Aliran massa melalui turbin terputus-putus terjadi pada interval yang singkat.
- Pembuatan manifold buang rumit dan mahal.
- Kemungkinan gangguan pulse tekanan dengan proses pertukaran gas di beberapa silinder, membutuhkan pengaturan yang cermat di semua area operasi mesin.

c. Pulse converter turbocharger

Pulse converter turbocharger bertujuan untuk merancang perangkat yang mempertahankan aliran gas yang tidak stabil dari silinder selama periode tumpang tindih knalpot dan katup, namun tetap mempertahankan aliran stabil di turbin, sistem kerjanya mirip dengan pulse turbocharger setiap silinder terhubung dengan pipa tersendiri namun yang membedakan diakhir saluran pipa atau inlet turbin semua pipa terhubung menjadi satu lalu masuk ke turbin. Sistem ini dikembangkan untuk mengatasi kelemahan dari sistem constant pressure turbocharger dan pulse turbocharger.

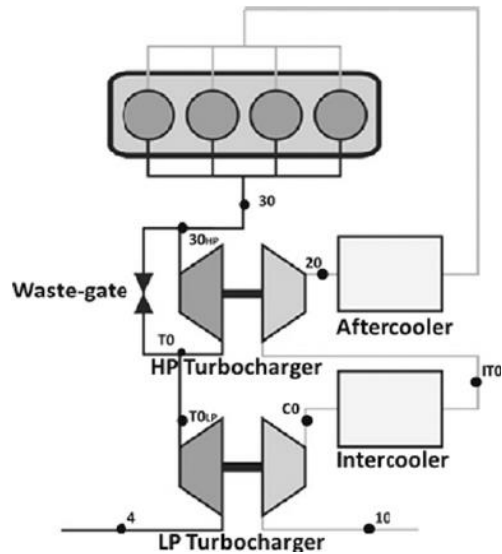
(Ferrari, 2014)



Gambar 2. 10 Pulse Converter Turbocharger(Ferrari, 2014)

d. Two stage turbocharger

Merupakan sistem yang lebih modern, turbocharger dua tahap didefinisikan sebagai penggunaan dua turbocharger dengan ukuran berbeda secara seri. Misalnya tahap tekanan tinggi dengan sistem pulse dan tekanan rendah dengan sistem konstan. Jenis ini digunakan untuk mesin dengan kebutuhan tingkat charging yang tinggi, BMEP berkisar 25 hingga 30 bar, yang mana tidak mungkin dicapai dengan turbocharger satu tahap.



Gambar 2. 11 Two Stage Turbocharger(Ferrari, 2014)

2.8 Intercooler

Intercooler merupakan komponen tambahan pada mobil yang berfungsi mendinginkan udara yang dihasilkan oleh supercharger atau turbocharger sebelum masuk kedalam silinder. udara yang semula panas setelah melalui intercooler menjadi lebih dingin, sehingga massa udara yang masuk ruang bakar lebih banyak. Dengan penggunaan intercooler diharapkan terjadi peningkatan tenaga dan efisiensi mesin yang baik.

Secara umum intercooler dapat dibedakan menjadi 2 yaitu *air to air intercooler* dan *air to water intercooler*. Kedua jenis tersebut dibedakan oleh zat pendinginnya dimana *air to air intercooler* menggunakan udara untuk mendinginkan udara hasil kompresi, sedangkan *air to water intercooler* menggunakan cairan untuk mendinginkan udara hasil kompresi.

Peletakan posisi intercooler harus pada lokasi yang mudah dilalui udara bebas sehingga pendinginannya dapat maksimal. Umumnya peletakan intercooler berada pada depan mobil. Berikut merupakan contoh intercooler mobil dapat dilihat pada gambar 2.7



Gambar 2. 12 Intercooler

Untuk laju perpindahan panas pada intercooler dapat ditulis sebagai berikut:

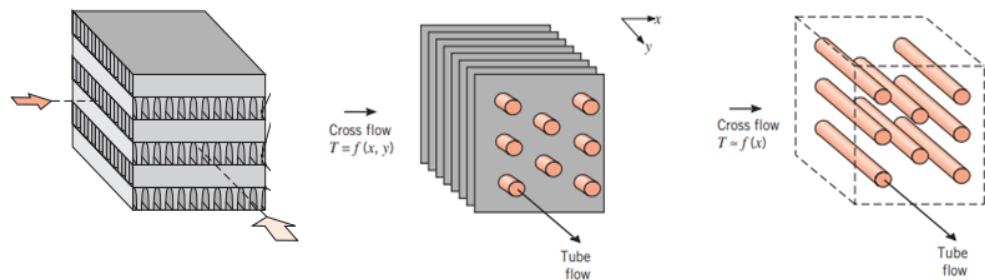
$$Q = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} (t_{h,i} - t_{h,o}) = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} (t_{c,i} - t_{c,o}) \quad (2. 34)$$

Dimana:

- Q = laju perpindahan panas (kW)
- \dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas (kg/s)
- \dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)
- $c_{p,h}$ = panas jenis fluida panas (kJ/kg K)

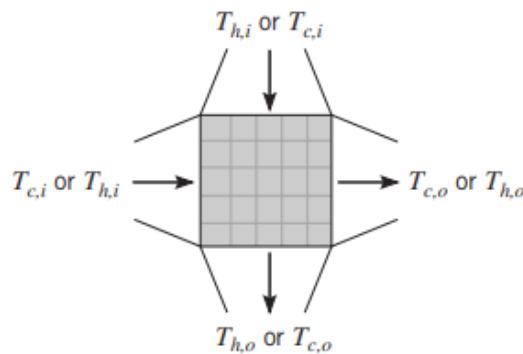
- $c_{p,c}$ = panas jenis fluida dingin (kJ/kg K)
- $t_{h,i}$ = temperature masuk fluida panas (K)
- $t_{h,o}$ = temperature keluar fluida panas (K)
- $t_{c,i}$ = temperature masuk fluida dingin (K)
- $t_{c,o}$ = temperature keluar fluida dingin (K)

Intercooler kendaraan umumnya merupakan *heat exchanger* bertipe *crossflow*, artinya arah aliran fluida panas dan fluida dingin saling tegak lurus. Dapat dilihat pada gambar 2.12.



Gambar 2. 13 *Heat Exchanger Crossflow*(Incopera et al., 2011)

Analisis Log Mean Temperature Difference type crossflow

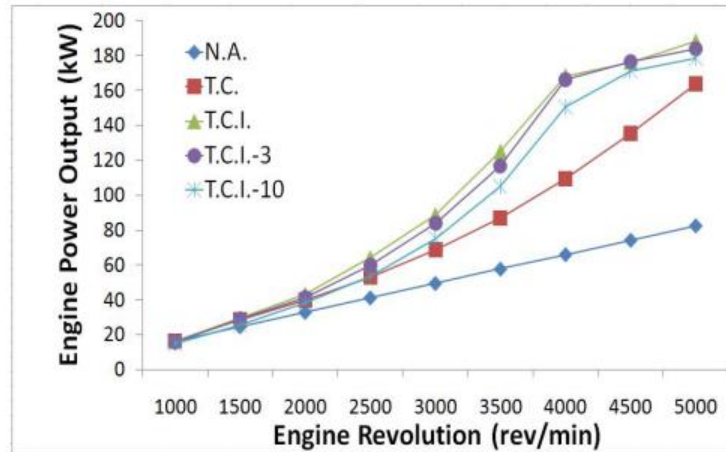


Gambar 2. 14 LMTD Crossflow(Incopera et al., 2011)

Dasar Teori penggunaan Intercooler untuk meningkatkan kinerja mesin, pemasangan intercooler bertujuan meningkatkan efisiensi volumetrik. Ketika udara terkompresi, temperature udara akan meningkat yang mana dapat menurunkan massa udara yang masuk mesin. Maka dari itu diperlukan penambahan *intercooler* agar temperatur udara hasil kompresi menjadi lebih rendah, sehingga dengan tekanan *turbocharger* yang sama massa udara yang masuk ke dalam silinder menjadi lebih besar.

Dari penelitian Eyub Canli dkk, berjudul "INTERCOOLER EFFECT ON CONVENTIONAL SUPERCHARGING SYSTEMS" menjelaskan efek penggunaan intercooler pada mesin supercharger dan turbocharger, pada analisis ini menunjukkan efek sistem supercharger dapat ditingkatkan hingga 2 kali lipat dengan intercooler. Udara hasil

kompresi temperaturnya dapat menurun, tetapi pada penelitian ini terdapat penurunan tekanan setelah melalui intercooler yang menjadi poin penting. Penurunan tekanan terjadi dipengaruhi struktur intercooler. pada gambar 2.15 dapat dilihat pengaruh penggunaan intercooler terhadap daya mesin.



Gambar 2. 15 Pengaruh penggunaan intercooler terhadap daya mesin (CANLI et al., 2010)

2.9 Emisi Gas Buang

Polusi udara dapat didefinisikan sebagai kondisi udara yang telah tercemari oleh bahan pencemar atau polutan. Polutan memiliki efek negatif bagi Kesehatan dan lingkungan jika jumlahnya di atmosfer berlebihan. Kendaraan merupakan salah satu penyumbang terbesar polusi udara. Kendaraan dapat menghasilkan polutan karena sisa dari pembakaran yang dikeluarkan melalui *exhaust*. (Obert, 1973)

Berikut merupakan zat-zat yang umum ditemui pada gas buang kendaraan:

1. Karbon Monoksida

Karbon monoksida (CO) merupakan senyawa beracun yang tidak memiliki warna dan tidak berbau. Karbon monoksida dapat terbentuk ketika pembakaran terjadi dengan kondisi kekurangan oksigen dan bahan bakar berlebih. Oksigen yang tidak tercukupi menyebabkan bahan bakar tidak terbakar seluruhnya menyebabkan beberapa karbon berubah menjadi CO.

2. Hidrokarbon

Hidrokarbon berasal dari bahan bakar yang tidak terbakar sempurna. Gas buang yang keluar dari knalpot mengandung hingga 6000 ppm hidrokarbon, setara dengan 1-1.5% bahan bakar. Penyebab emisi hidrokarbon ada beberapa diantaranya ialah AFR yang tidak stoikimetri, pembakaran tidak sempurna, adanya oli pada dinding ruang bakar dan sebagainya.

3. Nitrogen Oksida

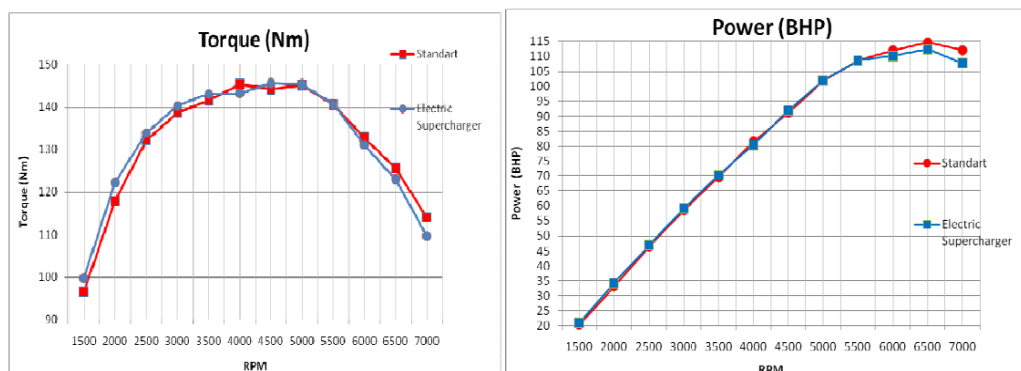
Gas buang dapat memiliki hingga 2000 ppm nitrogen oksida, Sebagian besar berupa nitrogen monoksida (NO) dengan sedikit nitrogen dioksida (NO₂), dan kombinasi nitrogen oksida yang lain (NO_x). nitrogen oksida dapat menyebabkan polusi dan jika terkontak dengan tubuh terlalu lama akan berbahaya bagi Kesehatan.

2.10 Penelitian Terdahulu

Pada penelitian Lizardy Yusuf (2021) dalam penelitian berjudul “ANALISIS THERMODINAMIKA TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc TYPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN ” tertulis bahwa supercharger dan turbocharger memiliki tujuan yang sama yaitu memperbesar udara yang masuk kedalam ruang bakar. Metode yang dilakukan pada penelitian ini adalah Analisa sebuah mesin Toyota Camry jika tanpa *turbocharger* dan menggunakan *turbocharger* dengan *intercooler*. Dari penelitian tersebut didapatkan kerja bersih motor bensin tanpa turbocharger 1,6605 kJ dengan efisiensi termal siklus 59,81%, sedangkan kerja bersih dengan penggunaan turbocharger diperoleh 1,503 kJ dengan efisiensi termal siklus 60,20%. Penggunaan turbocharger meningkatkan daya bersih 10,45% dibandingkan tanpa turbocharger. (Yusuf, 2021)

Pada penelitian Christian Hadianto, dkk, dalam penelitian berjudul “PENINGKATAN KINERJA TOYOTA AVANZA 1.5 DENGAN PENAMBAHAN SUPERCHARGER ELEKTRIK ” penelitian menggunakan dilakukan pada mesin mobil Avanza seri 3SZ-VE dengan penambahan *supercharger electric* tanpa penggunaan *intercooler* . pengujian dilakukan menggunakan dynotest dengan membandingkan performa mesin sebelum dan sesudah penggunaan *supercharger electric*. Hasilnya menunjukkan ada peningkatan daya 0,22% dan peningkatan torsi 0,25% dibandingkan tanpa penggunaan supercharger elektrik. Peningkatan relative kecil dikarenakan suplai udara supercharger elektrik kurang sehingga terjadi penurunan daya dan torsi pada rpm 4000-7000.

(Hadianta & Sutrisno, 2014)



Gambar 2. 16 Grafik torsi dan daya(Hadianta & Sutrisno, 2014)

Pada jurnal berjudul ” Improving the Performance of CI Engine by Using Turbo-charger with an Inter-cooler” yang ditulis oleh Fatima M.Elafi, Abdurrauf M. Naas dan Salem A.Farhat menjelaskan efek temperature udara masuk ke dalam silinder mesin berpengaruh pada daya mesin. Dari penelitian daya meningkat sebesar 107% tanpa meningkatkan volume silinder. Daya meningkat dari 99,4 kW per silinder menjadi 206.2 kW per silinder dengan menggunakan turbocharger intercooler, sedangkan jika tanpa intercooler didapatkan daya 162.7602 kW per silinder. Pada jurnal juga dijelaskan konsumsi bahan bakar spesifik didapatkan penurunan sebesar 4 % setelah penggunaan turbocharger. Konsumsi bahan bakar spesifik tanpa turbocharger sebesar 177 gr/kW jam, konsumsi bahan bakar spesifik dengan turbocharger intercooler 170 gr/kW jam dan turbocharger tanpa intercooler 175.2886 gr/kW jam.

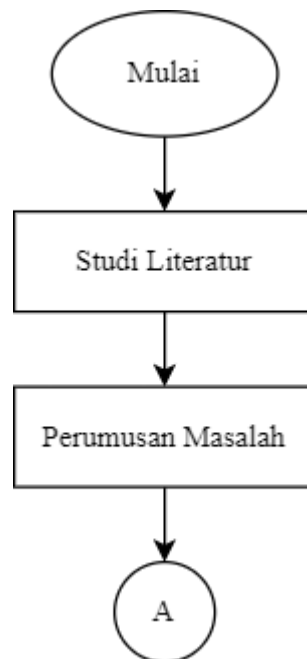
BAB III METODE PENELITIAN

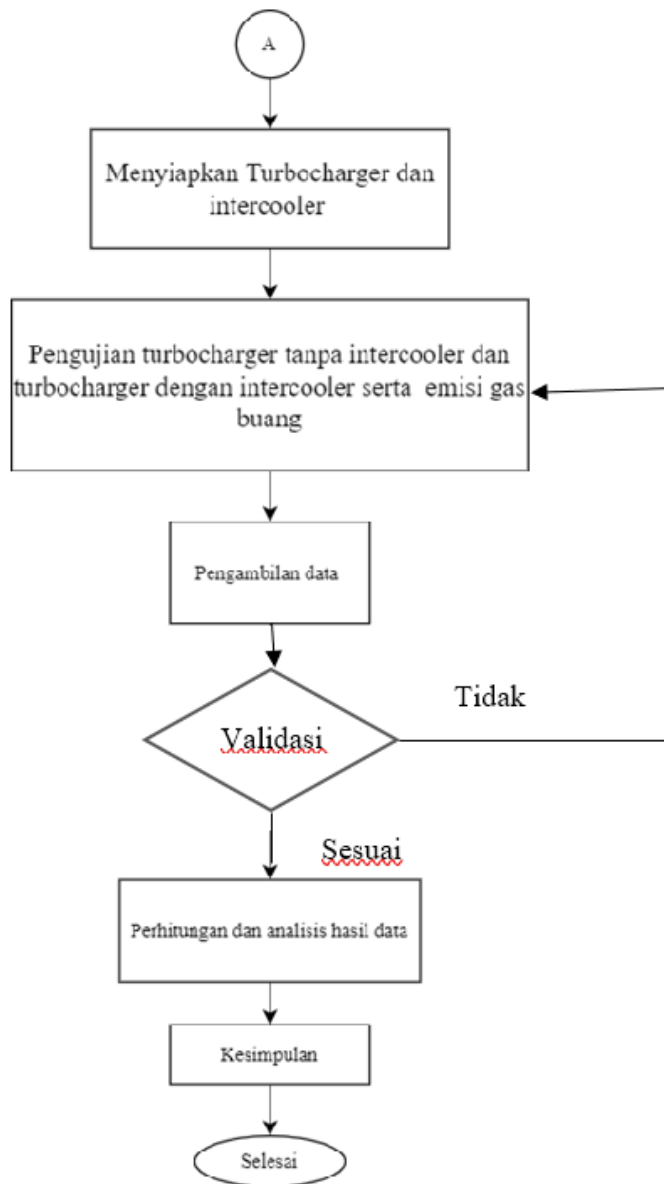
3.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode eksperimen pada mesin 4 silinder 4 langkah 1198 CC. Diawali dengan studi literatur mengenai penggunaan *turbocharger* pada mobil dan juga penambahan *intercooler* pada mobil dengan *turbocharger*. Dilanjutkan dengan menentukan rumusan masalah, yaitu Ketika udara dikompresi temperaturnya dapat meningkat untuk itu perlu adanya penambahan intercooler. Kemudian dilakukan pengadaan turbocharger dan intercooler serta semua perlengkapan untuk pengujian.

Setelah itu dilakukan pemasangan *Turbocharger* pada mobil Honda Brio dan pemasangan *intercooler*. Pengujian dilakukan menggunakan dynometer, pertama pengujian dilakukan tanpa penambahan intercooler, kedua dilakukan pengujian dengan penambahan *intercooler*. Data hasil pengujian diambil dan dilakukan perhitungan untuk dianalisa dan dibandingkan. Dari hasil Analisa data akan menghasilkan kesimpulan dan saran.

Diagram alir dari penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.1





Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.2 Prosedur Pengujian

3.2.1 Peralatan Pengujian

Peralatan yang digunakan pada pengujian sebagai berikut:

1. *Dynamo meter*

Dynamo meter alat yang digunakan untuk mengukur performa mesin. *Dynamo meter* dapat mengukur daya dan torsi di tiap putaran mesin.

2. *Exhaust gas analyzer*

Exhaust gas analyzer alat yang digunakan untuk menganalisa komposisi gas buang kendaraan. Dapat mengetahui kandungan karbon monoksida (CO), hidrokarbon (HC), dan nitrogen oksida (NO_x).

3. *ECU Programmable*

Electronic control unit digunakan untuk mengatur kebutuhan bahan bakar mesin tiap putaran mesin dan timing pengapian. ECU yang digunakan pada pengujian adalah ECU Keihin

4. *Turbocharger*

Turbocharger yang digunakan merupakan *Turbocharger CT16*, *turbochargerr* ini merupakan *turbocharger* yang digunakan pada mobil Toyota Innova . *Turbocharger* dapat dilihat pada gambar 3.2



Gambar 3. 2 Turbocharger CT16

2. *Intercooler*

Intercooler sebagai pendingin udara hasil kompresi *turbocharger* sebelum masuk ke dalam ruang bakar. *Intercooler* yang digunakan adalah *intercooler* Apexi dengan ukuran 550 x 230 x 65 mm . dapat dilihat pada gambar 3.3



Gambar 3. 3 intercooler

3. Boostmeter

Untuk mengukur tekanan yang dihasilkan *turbocharger*. Gambar *boostmeter* dapat dilihat pada gambar 3.4



Gambar 3. 4 Boostmeter

3.2.2 Spesifikasi Mesin

Pengujian ini dilakukan pada mobil Honda Brio tahun 2018 dengan spesifikasi yang dapat dilihat pada table 3.1

Tabel 3. 1Spesifikasi kendaraan

| No | Spesifikasi Mesin | Keterangan |
|----|------------------------------|--|
| 1 | Tipe Mesin | L12B SOHC I-VTEC Berpendingincairan 4 langkah |
| 2 | Kapasitas Silinder | 1198 cc |
| 3 | Jumlah silinder | 4 Segaris |
| 4 | Jumlah Katup | 16 Buah |
| 5 | Diameter x Langkah | 73 x 71.6 mm |
| 6 | Tenaga Maksimum | 90 ps @6000 rpm |
| 7 | Rasio Kompresi | 10,1: 1 |
| 8 | Torsi Maksimum | 110 NM @4800 rpm |
| 9 | Sistem bahan bakar | I-VTEC |
| 10 | Bahan Bakar | bensin |
| 11 | Kapasitas Tangki bahan bakar | 35 Liter |
| 12 | Transmisi | Manual 5 percepatan |
| 13 | Drive system | Penggerak roda depan |

3.2.3 Spesifikasi Bahan Bakar

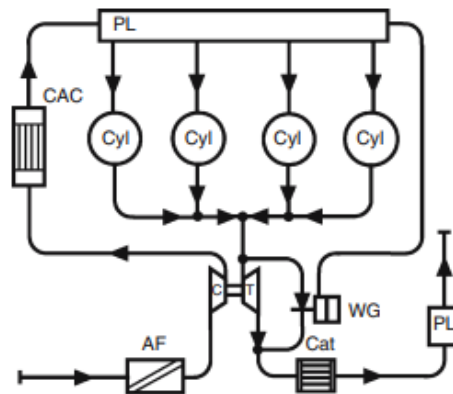
Selama pengujian bahan bakar yang digunakan adalah pertamax Turbo, spesifikasi bahan bakar dapat dilihat pada table 3.3 spesifikasi bahan bakar

Tabel 3. 2 Spesifikasi Bahan bakar

| Spesifikasi | Nilai |
|-----------------------------|-----------------------|
| Density (ρ) | 715 kg/m ³ |
| RON (Research Octan Number) | 98 |

3.2.4 Skema Instalasi

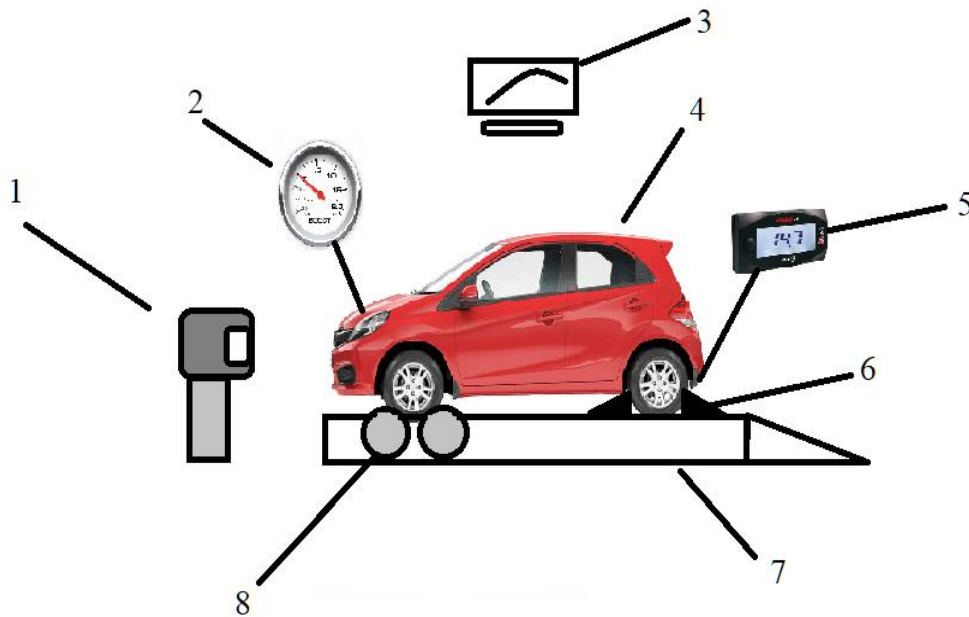
Instalasi *Turbocharger* dengan *Intercooler* Skema instalasi intercooler setelah *Turbocharger* pada Honda Brio dapat dilihat pada gambar 3.5



Gambar 3. 5 instalasi intercooler (Hiereth & Prenninger, 2006)

Dari gambar 3.5 dapat dilihat *turbocharger*, kompresor terhubung langsung ke poros turbin. Ketika mesin bekerja atau nyala, turbin akan diputar oleh gas buang yang melalui *exhaust manifold*, Ketika turbin berputar kompresor juga akan berputar sehingga udara luar akan terhisap lalu dikompresi untuk disalurkan ke dalam ruang bakar. Udara yang telah dikompresi oleh *turbocharger* memiliki temperature yang tinggi, udara didinginkan dahulu dengan dilewatkan *intercooler* sebelum masuk ruang bakar. Udara yang masuk ruang bakar adalah udara dingin bertekanan.

Skema pengujian dapat dilihat pada gambar



Gambar 3. 6 Skema Pengujian

Keterangan

1. Blower
2. Boostmeter
3. Komputer
4. Kendaraan
5. AFR meter
6. Pengunci roda
7. Chasis dynamometer
8. Roller dynamometer

3.2.5 Persiapan Pengujian

Sebelum dilakukan pengujian perlu diperhatikan hal-hal berikut:

1. Melakukan pemeriksaan kondisi fisik mesin. Meliputi sistem pelumasan, sistem bahan bakar, sistem kelistrikan.
2. Memeriksa seluruh saluran *Turbocharger* tidak ada kebocoran.
3. Memeriksa kondisi kelayakan semua alat ukur.
4. Bahan bakar yang digunakan selama pengujian pertamax 92
5. Mempersiapkan seluruh peralatan uji, peralatan bantu dan instrumentasi lainnya saat pengujian
6. Mempersiapkan alat tulis untuk mencatat data indikator mesin

3.2.6 Pengujian Performa Mesin

Pengujian performa mesin dilakukan dengan menggunakan Dynotest sesuai dengan prosedur sebagai berikut:

1. Memastikan Kembali kondisi mesin tidak ada kendala.
2. Menaikkan mobil keatas dyno chasis



Gambar 3. 7 Mobil pada Dynamometer

3. Memasang strap kechasis kendaraan untuk keamanan
4. Memasang AFR sensor pada Knalpot



Gambar 3. 8 AFR meter

5. Memasang boost meter.



Gambar 3. 9 Boost meter eksternal

6. Menyalakan Blower



Gambar 3. 10 Blower

7. Pengujian menggunakan bahan bakar pertamax
8. Menginput data spesifikasi kendaraan pada pada computer
9. Memposisikan gear yang mendekati perbandingan 1:1 (pada gear 3 pada mobil Brio 2018)
10. Injak pedal gas hingga kecepatan speedometer 50 kph
11. Lalu tekan full pedal gas, hingga mencapai limiter mesin yang sudah ditentukan
12. Lepas pedal gas dan lihat data pada layer monitor

3.2.7 Pengujian Emisi Gas Buang



Gambar 3. 11 Gas Analyzer

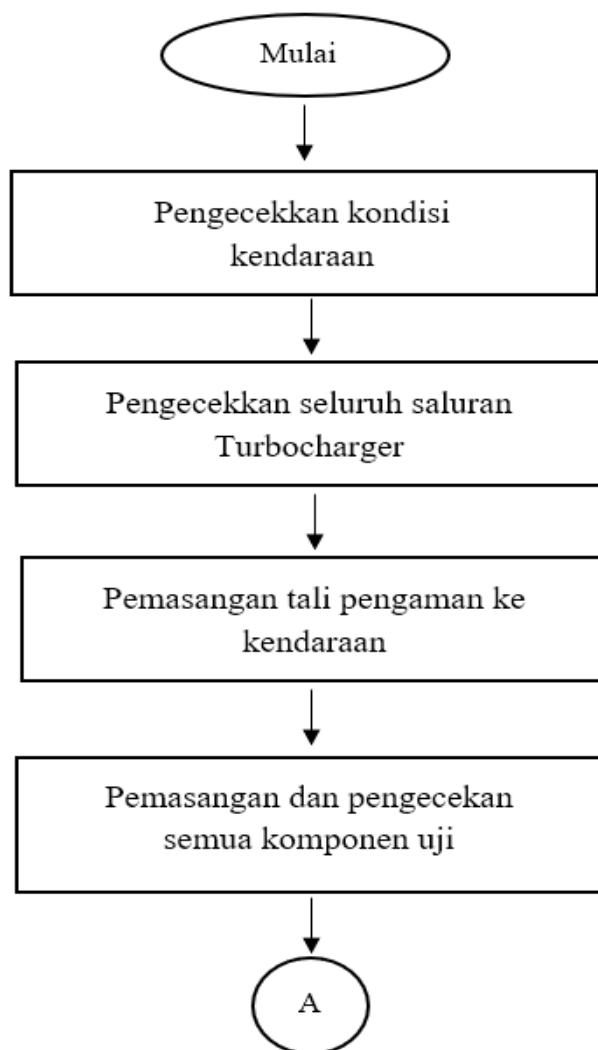
Pengujian emisi dilakukan dengan gas analyzer sesuai Langkah-langkah berikut:

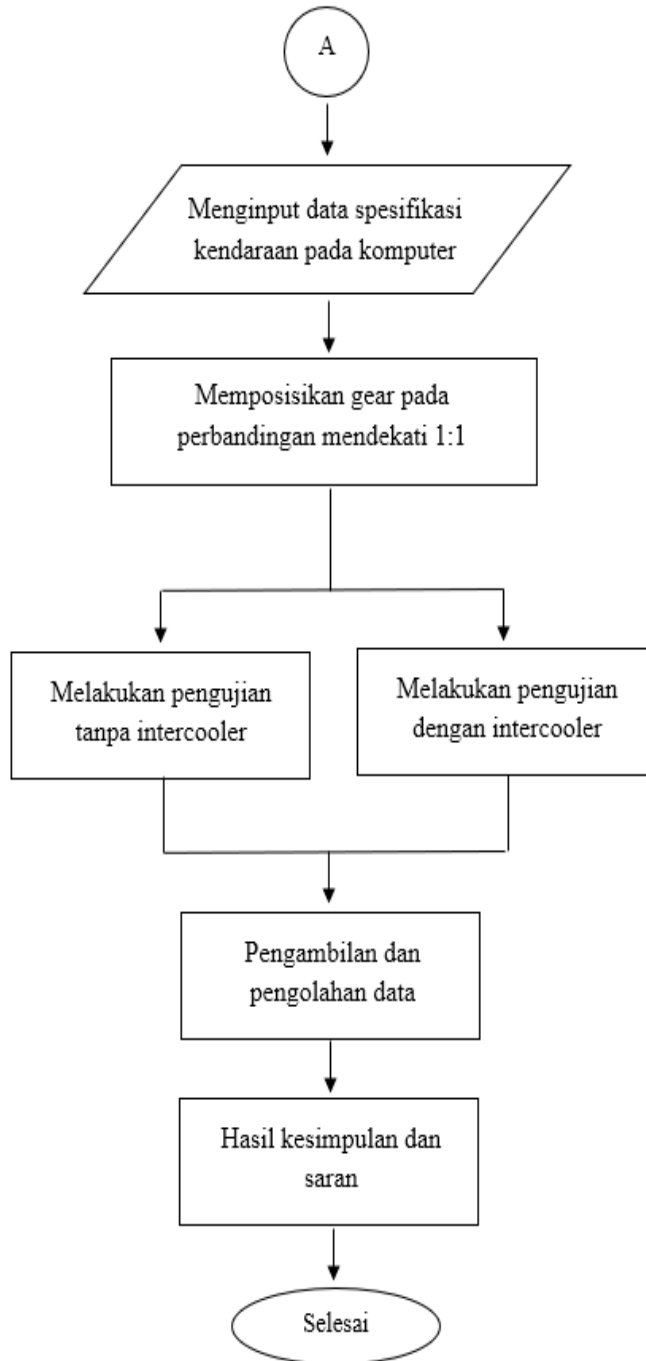
1. Siapkan kendaraan yang akan diuji
2. Nyalakan mesin kendaraan yang akan diukur (matikan semua kelistrikan seperti radio, AC dan lampu)
3. Pemeriksaan kebocoran pada Knalpot
4. Hubungkan selang probe pada gas analyzer
5. Nyalakan gas analyzer, gas analyzer kemudian memasuki mode stand by dan menghitung mundur tunggu hingga angka 0

6. Pilih bahan bakar gasoline
7. Tekan tombol Zero untuk mengkalibrasi
8. Setelah kalibrasi masukkan probe pada Knalpot
9. Tekan measurmean, tunggu sekitar 30 detik
10. Tekan Hold untuk memasukkan nomor kendaraan
11. Tekan hold Kembali untuk mencetak hasil uji

3.2.8 Diagram Alir Pengujian

Pengujian dilakukan sesuai dengan diagram alir yang dapat dilihat pada gambar 3.12





Gambar 3. 12 diagram alir pengujian

3.2.9 Rancangan Pengujian

Pada penelitian ini terdapat parameter input dan output dapat pada table 3.4

Tabel 3. 3 Rancangan pengujian

| | | |
|------------------|----------|---|
| Parameter Input | Tetap | <ul style="list-style-type: none">- Mesin yang diuji yaitu Honda brio tahun 2018- Menggunakan <i>turbocharger</i>- Bahan bakar yang digunakan |
| | Berubah | <ul style="list-style-type: none">- Tanpa penggunaan <i>intercooler</i>- Dengan menggunakan <i>intercooler</i> |
| Parameter Output | Diukur | <ul style="list-style-type: none">- Daya mesin- Torsi mesin- Temperature udara masuk mesin- Tekanan udara masuk mesin- Gas buang- Air Fuel Ratio |
| | Dihitung | <ul style="list-style-type: none">- Tekanan efektif rata-rata- Konsumsi bahan bakar spesifik- Efisiensi termal- Efisiensi volumetric |

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Bab 4 berisi Analisa dan pembahasan data yang telah diambil pada eksperimen penambahan intercooler setelah turbocharger pada mesinbensin 1198 cc4 silinder. Pengujian dilakukan tanpa intercooler lalu dilanjutkan dengan penambahan intercooler data yang diukur meliputi daya, torsi, afr, tekanan udara masuk mesin, temperature udara masuk mesin.

4.2 Data Spesifikasi

Penelitian dilakukan dengan menggunakan mesin empat Langkah empat silinder berkapasitas 1198 cc dan pengambilan kesimpulan dilakukan dengan perhitungan-perhitungan data hasil pengujian performa yang ditampilkan dalam bentuk tabel dan grafik. Dan berikut merupakan data yang digunakan untuk melakukan perhitungan dan Analisa dari performa yang dihasilkan dari tiap variasi yang diujikan:

- a. Spesifikasi Mesin
 - Jumlah silinder : 4
 - Jumlah siklus : 4
 - Volume Langkah
 - Panjang Langkah : 71,6 mm
 - Diameter piston : 73 mm
- b. Bahan bakar
 - Pertamax turbo oktan 98
 - Massa jenis 0,715 gr/ ml
 - LHV 10925,5 kkal/kg

4.3 Perhitungan Data

Pada penelitian ini, didapatkan data parameter output dari pengujian yang dapat diukur dan dihitung. Parameter output yang dapat diukur meliputi : Daya (HP),temperatur udara masuk mesin ($^{\circ}\text{C}$),tekanan udara masuk mesin (kPa), AFR , emisi gas buang meliputi CO (% vol), dan HC (ppm vol). Sedangkan parameter output yang dihitung antara lain torsi (Nm), tekanan efektif rata-rata (kPa), konsumsi bahan bakar spesifik (kg/W. h), efisiensi termal (%), efisiensi volumetric(%). Berikut merupakan contoh perhitungan dari data penggunaan *intercooler* pada putaran mesin 5000 rpm.

4.3.1 Perhitungan Massa Bahan Bakar

Diketahui massa jenis bahan bakar sebesar 0,715 gr/ml, durasi injeksi sebesar 0,03023 sekon dari ecu dan kapasitas injektor sebesar 3,6166 ml/s dari hasil ukur dengan injektor kalibrasi .

Volume bahan bakar yang masuk dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{Durasi injeksi} \times \text{kapasitas injektor} &= \text{volume bahan bakar} \\ 0,03023 \text{ s} \times 3,6166 \text{ ml/s} &= 0,109331 \text{ ml} \end{aligned}$$

Lalu dihitung massa bahan bakar sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Massa jenis bahan bakar} \times \text{volume} &= \text{massa bahan bakar} \\ 0,715 \text{ gr/ml} \times 0,109331 \text{ ml} &= 0,078172261 \text{ gr} \end{aligned}$$

Tabel 4. 1 Massa bahan bakar tiap rpm

| rpm | Massa Bahan Bakar (gr) | |
|------|------------------------|-------------|
| | Non Intercooler | Intercooler |
| 1500 | 0,054743856 | 0,054743856 |
| 2000 | 0,054743856 | 0,054743856 |
| 2500 | 0,061182788 | 0,061182788 |
| 3000 | 0,065759861 | 0,065759861 |
| 3500 | 0,067828594 | 0,067828594 |
| 4000 | 0,071190286 | 0,071190286 |
| 4500 | 0,072741836 | 0,072741836 |
| 5000 | 0,078172261 | 0,078172261 |
| 5500 | 0,081275361 | 0,081275361 |
| 6000 | 0,084895644 | 0,084895644 |
| 6500 | 0,089808886 | 0,089808886 |
| 7000 | 0,091360436 | 0,091360436 |

4.3.2 Perhitungan laju massa bahan bakar

Laju massa bahan bakar dapat dihitung sebagai berikut:

$$\dot{m}_f = m_f \cdot n \cdot z \cdot \frac{1}{a}$$

$$\dot{m}_f = 0,078172261 \text{ gr} \cdot \left(\frac{5000}{60}\right) \cdot 4 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)$$

$$\dot{m}_f = 13,0287101 \text{ gr/s} = 0,01302871 \text{ kg/s}$$

Tabel 4. 2 Laju Massa bahan bakar tiap rpm

| rpm | Laju Massa Bahan Bakar (kg/s) | |
|------|-------------------------------|-------------|
| | Non Intercooler | Intercooler |
| 1500 | 0,002737193 | 0,002737193 |
| 2000 | 0,00364959 | 0,00364959 |
| 2500 | 0,005098566 | 0,005098566 |
| 3000 | 0,006575986 | 0,006575986 |
| 3500 | 0,007913336 | 0,007913336 |
| 4000 | 0,009492038 | 0,009492038 |
| 4500 | 0,010911275 | 0,010911275 |
| 5000 | 0,01302871 | 0,01302871 |
| 5500 | 0,014900483 | 0,014900483 |
| 6000 | 0,016979129 | 0,016979129 |
| 6500 | 0,019458592 | 0,019458592 |
| 7000 | 0,021317435 | 0,021317435 |

- 4.3.3 Perhitungan konsumsi bahan bakar spesifik
Perhitungan dilakukan dengan rumus :

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

$$Sfc = \frac{0,01302871 \text{ kg}}{98,87982 \text{ kW}}$$

$$Sfc = 0,000131763 \text{ kg/kw.s} = 0,000474347 \text{ kg/w.h}$$

- 4.3.4 Perhitungan Tekanan efektif rata-rata
Dapat dihitung sebagai berikut:

$$Bmep = \frac{P \cdot 60}{v_d \cdot n \cdot z \cdot \frac{1}{a}}$$

$$Bmep = \frac{98,8 \text{ kW} \cdot 60}{(0,0002995 \text{ m}^3) \cdot 5000 \cdot 4 \cdot \frac{1}{2}}$$

$$Bmep = 1980,897896 \text{ kPa}$$

- 4.3.5 Perhitungan Efisiensi Volumetrik

Diketahui AFR sebesar 12,2 .

Massa campuran dapat dihitung sebagai berikut:

$$m_{mix} = 13,2 \times \text{massa bahan bakar}$$

$$m_{mix} = 13,2 \times 0,078172261 \text{ gr}$$

$$m_{mix} = 1,031873843 \text{ gr}$$

Massa udara dapat dihitung sebagai berikut:

$$m_u = \frac{12,2}{13,2} \times m_{mix}$$

$$m_u = \frac{12,2}{13,2} \times 1,031873843 \text{ gr}$$

$$m_u = 0,953701582 \text{ gr} = 0,000953702 \text{ kg}$$

Tabel 4. 3 Massa udara tiap rpm

| rpm | Massa udara (kg) | |
|------|------------------|-------------|
| | Non Intercooler | Intercooler |
| 1500 | 0,000656926 | 0,000667875 |
| 2000 | 0,000656926 | 0,000667875 |
| 2500 | 0,000734193 | 0,00074643 |
| 3000 | 0,000789118 | 0,00080227 |
| 3500 | 0,000813943 | 0,000827509 |
| 4000 | 0,000854283 | 0,000868521 |
| 4500 | 0,000872902 | 0,00088745 |
| 5000 | 0,000938067 | 0,000953702 |
| 5500 | 0,000975304 | 0,000991559 |
| 6000 | 0,001018748 | 0,001035727 |
| 6500 | 0,001077707 | 0,001095668 |
| 7000 | 0,001096325 | 0,001114597 |

Massa jenis udara dapat dihitung sebagai berikut:

$$\rho_u = \frac{P}{R \times T}$$

$$\rho_u = \frac{161,325 \text{ kPa}}{0,287 \text{ kg/kj K} \times 308 \text{ K}}$$

$$\rho_u = 1,825026019 \text{ kg/m}^3$$

Tabel 4. 4 Massa Jenis Udara tiap rpm

| rpm | Massa Jenis udara (kg/m ³) | |
|------|--|-------------|
| | Non Intercooler | Intercooler |
| 1500 | 1,164840799 | 1,259389565 |
| 2000 | 1,164840799 | 1,259389565 |
| 2500 | 1,175304224 | 1,270702294 |
| 3000 | 1,26947505 | 1,372516856 |
| 3500 | 1,426426426 | 1,542207792 |
| 4000 | 1,583377803 | 1,711898728 |
| 4500 | 1,688012054 | 1,825026019 |
| 5000 | 1,688012054 | 1,825026019 |
| 5500 | 1,688012054 | 1,825026019 |
| 6000 | 1,688012054 | 1,825026019 |
| 6500 | 1,688012054 | 1,825026019 |
| 7000 | 1,688012054 | 1,825026019 |

Efisiensi volumetrik dapat dihitung sebagai berikut:

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times V_d}$$

$$\eta_v = \frac{0,000953702 \text{ kg}}{1,825026019 \text{ kg/m}^3 \times 0,0002995 \text{ m}^3}$$

$$\eta_v = 174,48 \%$$

4.3.6 Perhitungan Efisiensi Termal
Dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$\eta_{th} = \frac{P_s}{\dot{m}_f \times LHV_{bb}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{355967,352 \text{ kJ/h}}{46,9033565 \text{ kg/h} \times 44791} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 16,9439822 \%$$

Tabel 4. 5 Perhitungan Unjuk Kerja Turbocharger Tanpa Intercooler

| RPM | Power (Hp) | Torsi (Nm) | BSFC (kg/W,h) | BMEP (kPa) | Efisiensi termal (%) | Efisiensi Volumetris (%) |
|------|------------|------------|---------------|-------------|----------------------|--------------------------|
| 1500 | 19,3 | 91,6 | 0,000684678 | 961,0691152 | 11,73884332 | 188,3012613 |
| 2000 | 28,4 | 101,1 | 0,000620389 | 1060,66177 | 12,95530376 | 188,3012613 |
| 2500 | 39,7 | 113,1 | 0,000620006 | 1186,148514 | 12,96330896 | 208,5755454 |
| 3000 | 51,9 | 123,2 | 0,000611691 | 1292,214691 | 13,13953079 | 207,5492341 |
| 3500 | 66 | 134,3 | 0,000578834 | 1408,524684 | 13,88537824 | 190,5231964 |
| 4000 | 85,3 | 151,9 | 0,000537216 | 1592,860017 | 14,9610799 | 180,1443326 |
| 4500 | 109,3 | 173 | 0,000481941 | 1814,246188 | 16,67700389 | 172,6605553 |
| 5000 | 129,7 | 184,8 | 0,000484953 | 1937,575092 | 16,57341245 | 185,5502519 |

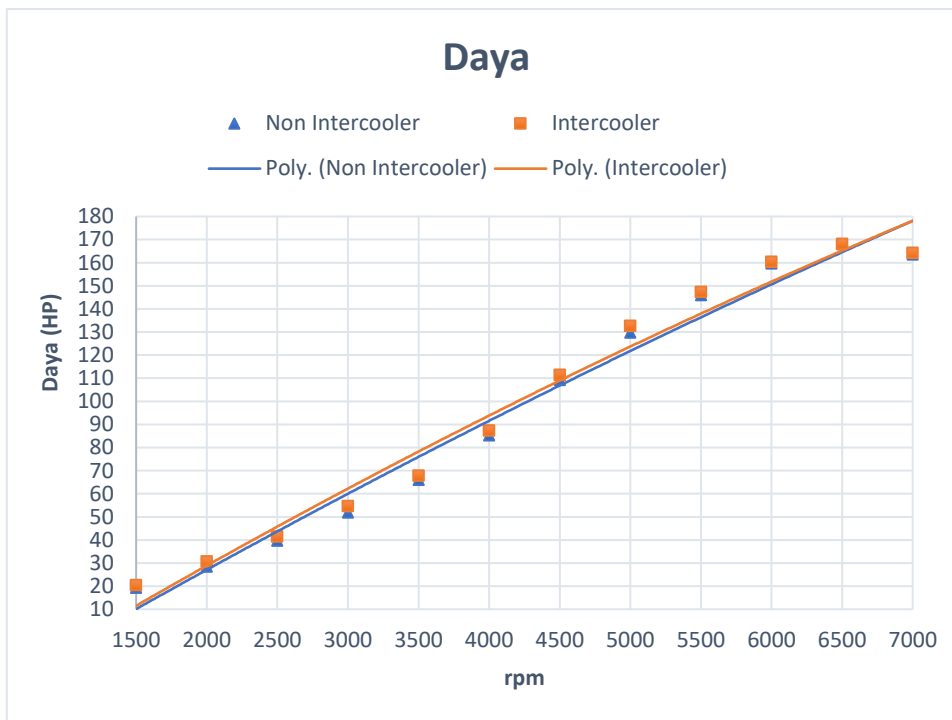
| | | | | | | |
|------|-------|-------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 5500 | 145,9 | 189 | 0,000493041 | 1981,441129 | 16,30152879 | 192,9157928 |
| 6000 | 159,6 | 189,5 | 0,000513595 | 1986,873456 | 15,64915413 | 201,5089239 |
| 6500 | 168 | 184,1 | 0,000559166 | 1930,565301 | 14,37378868 | 213,1710304 |
| 7000 | 163,6 | 166,5 | 0,000629057 | 1745,716957 | 12,77678938 | 216,8538008 |

Tabel 4. 6 Perhitungan Unjuk Kerja Turbocharger Dengan Intercooler

| RPM | Power (Hp) | Torsi (Nm) | BSFC (kg/W,h) | BMEP (kPa) | Efisiensi termal (%) | Efisiensi Volumetris (%) |
|------|------------|------------|---------------|-------------|----------------------|--------------------------|
| 1500 | 20,4 | 96,9 | 0,000647759 | 1015,845075 | 12,40789656 | 177,0672721 |
| 2000 | 30,7 | 109,3 | 0,00057391 | 1146,560434 | 14,0045009 | 177,0672721 |
| 2500 | 41,5 | 118,2 | 0,000593114 | 1239,928548 | 13,55106604 | 196,1319993 |
| 3000 | 54,6 | 129,6 | 0,000581442 | 1359,439733 | 13,82309019 | 195,1669174 |
| 3500 | 67,8 | 138 | 0,000563467 | 1446,938994 | 14,26407038 | 179,1566474 |
| 4000 | 87,4 | 155,6 | 0,000524308 | 1632,074624 | 15,32940661 | 169,396983 |
| 4500 | 111,4 | 176,3 | 0,000472856 | 1849,103617 | 16,99742208 | 162,3596853 |
| 5000 | 132,6 | 188,9 | 0,000474347 | 1980,897896 | 16,9439822 | 174,480387 |
| 5500 | 147,3 | 190,8 | 0,000488355 | 2000,454272 | 16,45795196 | 181,4065023 |
| 6000 | 160,3 | 190,3 | 0,000511352 | 1995,587813 | 15,71779077 | 189,4869701 |
| 6500 | 168,1 | 184,2 | 0,000558833 | 1931,714447 | 14,38234451 | 200,4533192 |
| 7000 | 164,2 | 167,1 | 0,000626758 | 1752,119342 | 12,82364803 | 203,9163769 |

4.4 Analisa Data

4.4.1 Daya

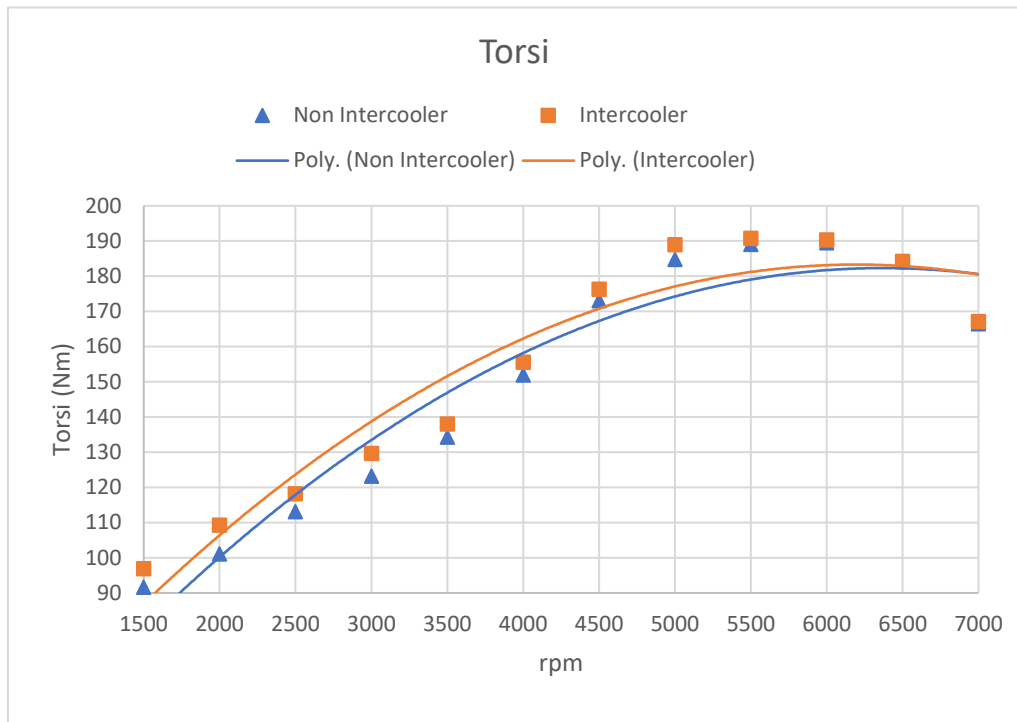


Gambar 4. 1 Grafik daya terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.1 diatas menunjukkan trendline daya mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian menggunakan *turbocharger non intercooler* dan *turbocharger intercooler*. Secara teoritis, ketika putaran mesin meningkat, maka daya motor juga akan meningkat karena daya merupakan perkalian antara usaha dengan putaran poros/rpm. Pada *turbocharger non intercooler* daya maksimal yang dihasilkan 168 HP pada putaran mesin 6500 rpm. Sedangkan setelah penambahan intercooler daya maksimal yang dihasilkan 168,1 HP pada putaran mesin 6500 rpm.

Daya yang dihasilkan dengan penambahan intercooler dibandingkan tanpa intercooler dari data selalu mengalami kenaikan. Kenaikan terendah sebesar 0,1 HP atau 0,059% pada putaran mesin 6500 rpm, dari 168 HP menjadi 168,1 HP. Sedangkan kenaikan tertinggi sebesar 2,9 HP atau 2,23% pada putaran mesin 5000 rpm, dari 129,7 HP menjadi 132,6 HP.

4.4.2 Torsi



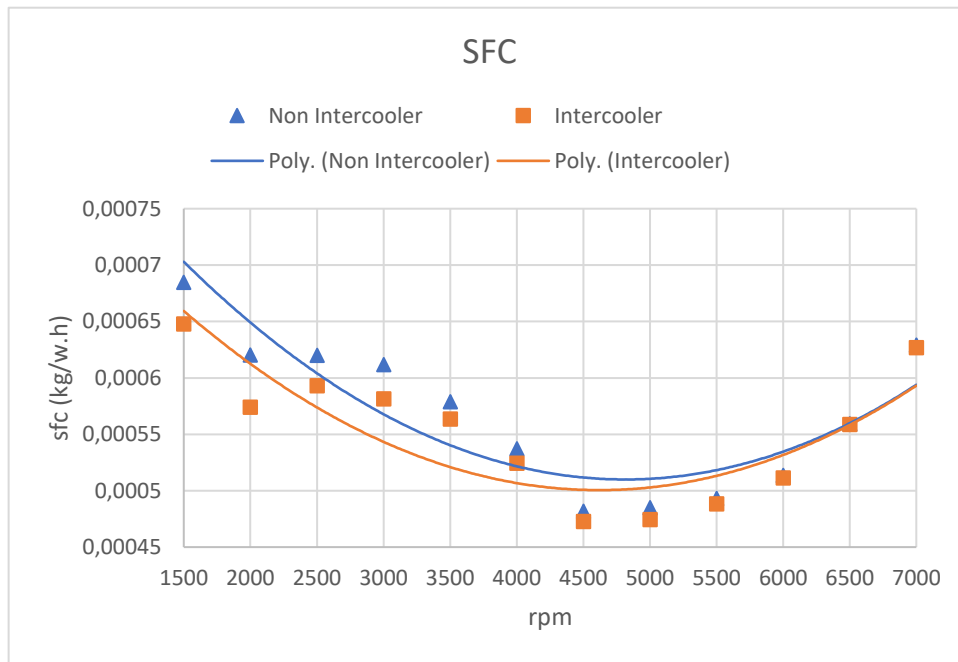
Gambar 4. 2 Grafik Torsi terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.2 diatas menunjukkan grafik torsi mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian menggunakan *turbocharger non intercooler* dan *turbocharger intercooler*. Pada *turbocharger non intercooler* torsi maksimal yang dihasilkan 189,5 Nm pada putaran mesin 6000 rpm. Sedangkan setelah penambahan intercooler torsi maksimal yang dihasilkan 190,8 Nm pada putaran mesin 5500 rpm.

Torsi yang dihasilkan dengan penambahan intercooler dibandingkan tanpa intercooler selalu mengalami kenaikan tiap putaran mesin. Kenaikan terendah sebesar 0,1 Nm atau 0,054% pada putaran mesin 6500 rpm, dari 184,1 Nm menjadi 184,2 Nm. Sedangkan kenaikan tertinggi sebesar 8,2 Nm atau 8,11% pada putaran mesin 2000 rpm, dari 101,1 Nm menjadi 109,3 Nm.

4.4.3 Konsumsi Bahan bakar spesifik

Konsumsi bahan bakar spesifik dapat diartikan penggunaan bahan bakar yang dikonsumsi per satuan keluaran daya. Grafik konsumsi bahan bakar spesifik terhadap putaran mesin dapat dilihat pada gambar

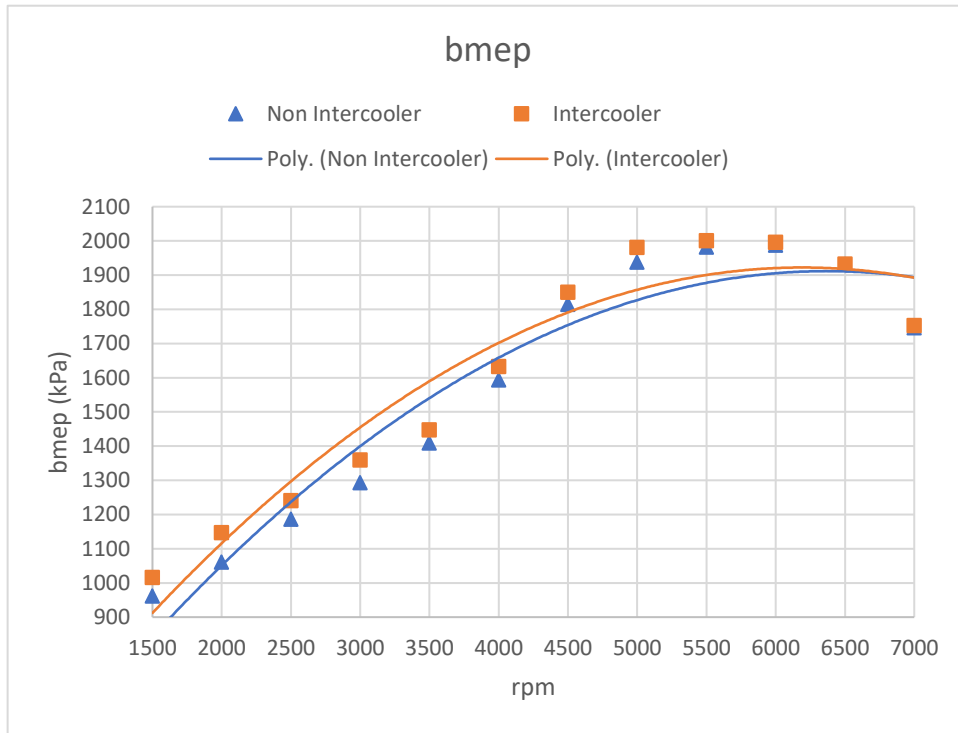


Gambar 4. 3 Grafik SFC terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.3 diatas menunjukkan grafik SFC mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian menggunakan *turbocharger non intercooler* dan *turbocharger intercooler*. Pada *turbocharger non intercooler* konsumsi bahan bakar terbesar yaitu 0,000684678 kg/W.h pada putaran mesin 1500 rpm. setelah penambahan intercooler konsumsi bahan bakar terbesar yaitu 0,000647759 kg/W.h pada putaran mesin 1500 rpm

Bahan bakar yang dikonsumsi penambahan intercooler dibandingkan tanpa intercooler selalu mengalami penurunan tiap putaran mesin. Penurunan terkecil yaitu dari 0,000559166 kg/W.h menjadi 0,000558833 kg/ W.h atau 0,059 % pada putaran mesin 6500 rpm, sedangkan penurunan terbesar yaitu dari 0,000684678 kg/W.h menjadi 0,000647759 kg/ W.h atau 7,49 % pada putaran mesin 2000 rpm.

4.4.4 Tekanan efektif rata-rata

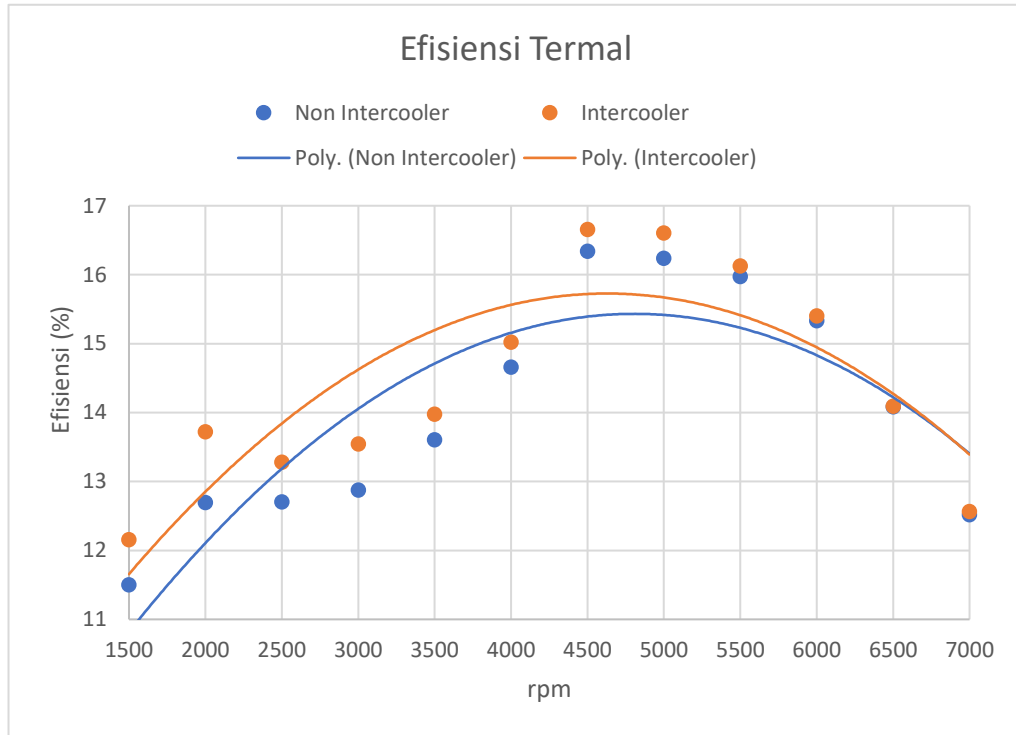


Gambar 4. 4 Grafik BMEP terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.4 di atas menunjukkan grafik BMEP mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian. Pada *turbocharger non intercooler* tekanan efektif rata-rata terbesar yaitu 1986,873456 kPa pada putaran mesin 6000 rpm. setelah penambahan intercooler tekanan efektif rata-rata terbesar yaitu 2000,454272 kPa pada putaran mesin 5500 rpm.

Tekanan efektif rata-rata setelah penambahan intercooler mengalami kenaikan terendah sebesar 1,14191 kPa atau 0,059 % pada putaran mesin 6500 rpm, dan kenaikan tertinggi terjadi pada putaran mesin 2000 rpm sebesar 85,898 kPa atau 8,09 %.

4.4.5 Efisiensi Termal

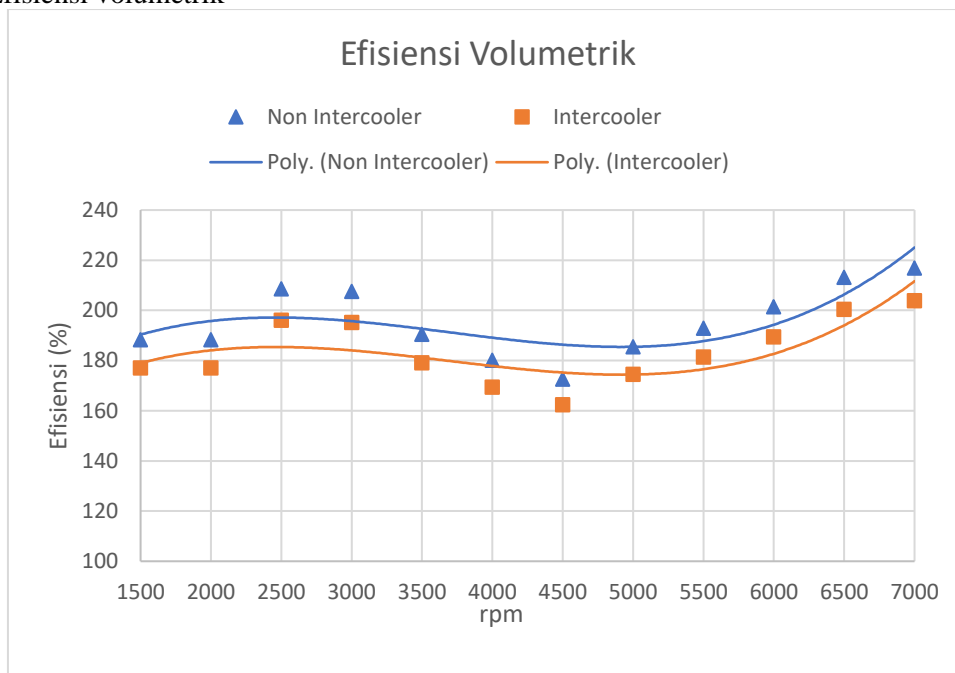


Gambar 4. 5 Grafik Efisiensi termal terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.5 diatas menunjukkan grafik Efisiensi termal mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian. Pada *turbocharger non intercooler* efisiensi termal terbesar yaitu 16,67 % pada putaran mesin 4500 rpm. setelah penambahan intercooler efisiensi termal terbesar yaitu 16,99 % pada putaran mesin 4500 rpm.

Efisiensi termal setelah penambahan intercooler mengalami kenaikan terendah sebesar 0,059 % pada putaran mesin 6500 rpm, dan kenaikan tertinggi terjadi pada putaran mesin 2000 rpm sebesar 8,09 %.

4.4.6 Efisiensi volumetrik



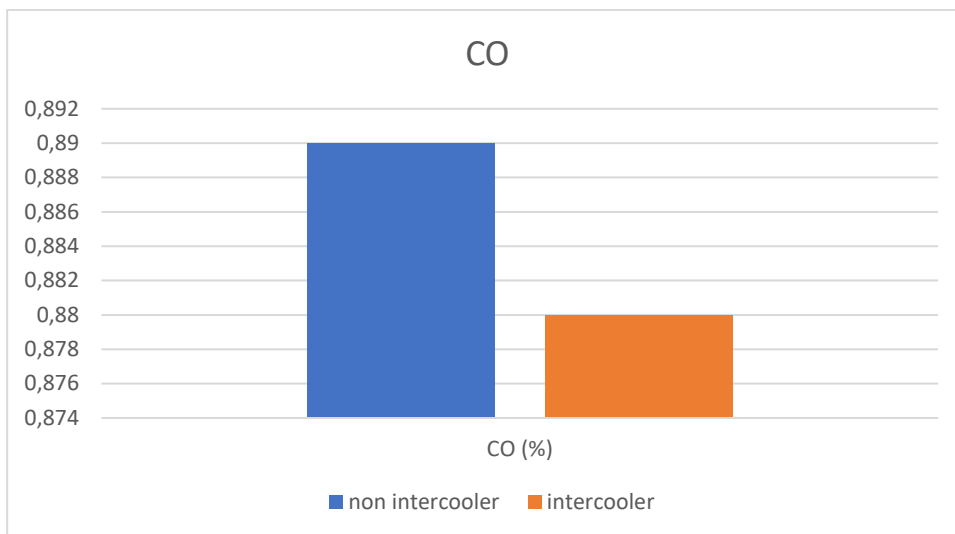
Gambar 4. 6 Grafik Efisiensi volumetrik terhadap putaran mesin

Dari gambar 4.6 diatas menunjukkan grafik Efisiensi volumetrik mesin terhadap putaran mesin pada saat pengujian. Pada *turbocharger non intercooler* efisiensi volumetrik terbesar yaitu 216,85 % pada putaran mesin 7000 rpm. setelah penambahan intercooler efisiensi Volumetrik terbesar terbesar yaitu 203,91 % pada putaran mesin 5500 rpm.

4.5 Analisa Gas Buang

1. CO

Karbon monoksida (CO) merupakan senyawa beracun yang tidak memiliki warna dan tidak berbau. Karbon monoksida dapat terbentuk ketika pembakaran terjadi dengan kondisi kekurangan oksigen dan bahan bakar berlebih. Karbon monoksida merupakan salah satu gas buang hasil pembakaran yang berbahaya bagi kesehatan dan juga berdampak buruk pada lingkungan. Emisi gas CO pada gas buang kendaraan bermotor disebabkan salah satunya karena kurang sempurnanya pembakaran di ruang bakar

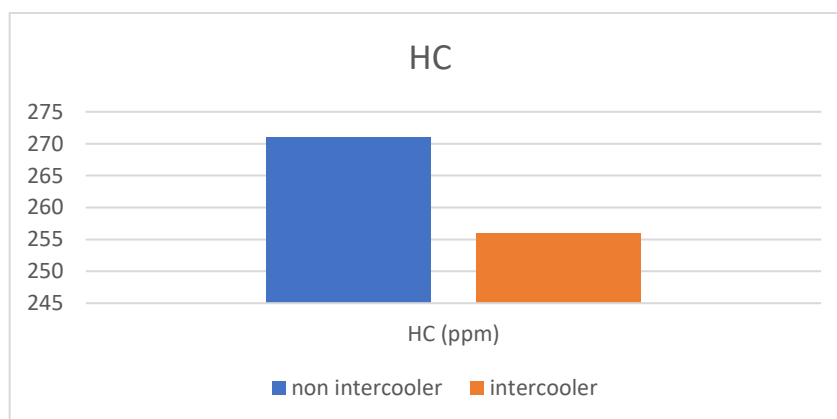


Gambar 4. 7 Grafik CO

Dapat dilihat dari gambar 4.7 pada turbocharger non intercooler terukur CO sebesar 0,89 % sedangkan setelah penambahan intercooler kadar CO sebesar 0,88%.

2. HC

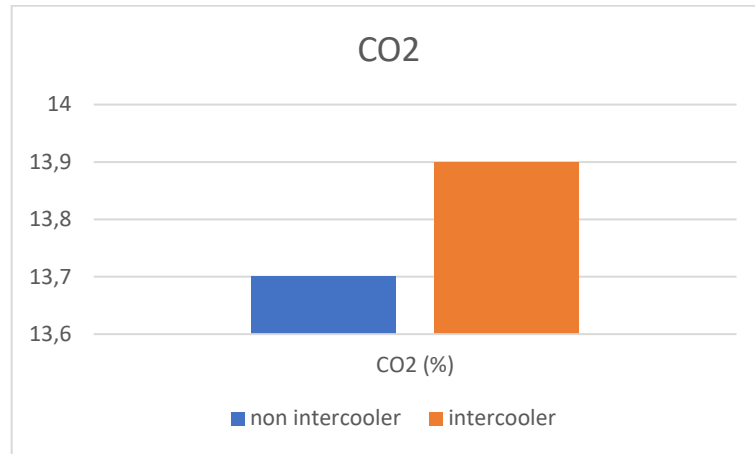
Emisi HC (Hydro Carbon) adalah sejumlah bahan bakar yang tidak ikut terbakar selama proses pembakaran berlangsung. Penyebab emisi hidrokarbon ada beberapa diantaranya ialah AFR yang tidak stoikimetri, pembakaran tidak sempurna, adanya oli pada dinding ruang bakar dan sebagainya.



Gambar 4. 8 Grafik HC

Dapat dilihat dari gambar 4.8 pada turbocharger non intercooler terukur gas HC sebesar 271 ppm sedangkan setelah penambahan intercooler kadar HC sebesar 256 ppm

3. CO₂



Gambar 4. 9 Grafik CO2

Karbon dioksida merupakan gas yang dikeluarkan Ketika manusia bernapas, namun juga dihasilkan oleh kendaraan bermotor yang mana jika jumlahnya banyak bisa berpengaruh pada pemanasan global.

Dapat dilihat dari gambar 4.9 pada turbocharger non intercooler terukur gas CO₂ sebesar 13,7 % sedangkan setelah penambahan intercooler kadar CO₂ sebesar 13,9%.

BAB V

PENTUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah melakukan pengujian, perhitungan dan menganalisa hasil dari pengujian yang dilakukan dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Hasil dari pengujian diperoleh bahwa mesin L12B dengan penambahan intercooler pada turbocharger mengalami peningkatan daya, torsi dan BMEP. Dengan penambahan intercooler daya tertinggi mencapai 168,1 HP pada 6500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 2,89%. Torsi yang dihasilkan mencapai 190,8 Nm pada 5500 rpm dengan rata-rata kenaikan sebesar 2,89%. BMEP nilai tertinggi yaitu 2000,454272 kPa pada putaran mesin 5500 rpm Konsumsi bahan bakar spesifik, nilai tertinggi sebesar 0,000647759 kg/W.h pada 1500 rpm. Untuk efisiensi termal didapat nilai tertinggi yaitu 16,65 % pada 4500 rpm.
2. Emisi gas buang pada turbocharger non intercooler memiliki nilai CO= 0,89%, HC= 271 ppm, CO₂ = 13,7 %, sedangkan turbocharger dengan intercooler memiliki nilai CO= 0,88%, HC= 256 ppm, CO₂ = 13,9 %

5.2 Saran

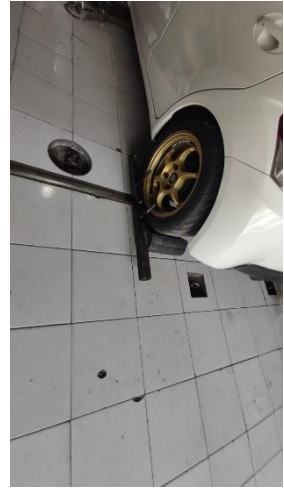
Dari penelitian yang sudah dilakukan, terdapat beberapa saran untuk dapat menyempurnakan penelitian selanjutnya:

1. Pada penelitian selanjutnya diharapkan adanya fasilitas penunjang yang lebih baik, guna mendapatkan hasil pengujian yang lebih sempurna dan mendapatkan hasil uji yang lebih presisi.
2. Pada pengujian emisi sebaiknya saluran gas buang tidak ada kebocoran

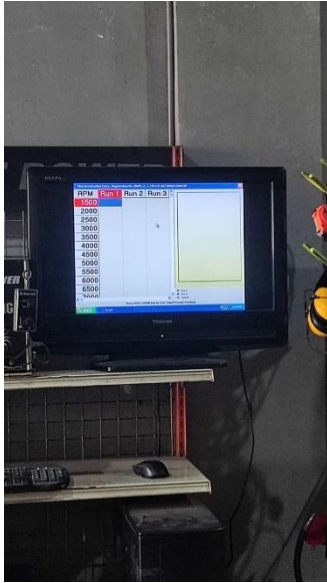
DAFTAR PUSTAKA

- CANLI, E., DARICI, S., & OZGOREN, M. (2010). Intercooler Effect on Conventional Supercharging Systems. *Unitech International Scientific Conference Gabrovo*, 2(October 2016), 242–248.
- Elafi, fatima M., Naas, Abdurrauf M., & Farhat, Salem (2020). *Improving the Performance of CI Engine by Using Turbo-charger with an Interc-cooler*.
- Ferrari, G. (2014). *Internal Combustion Engines*. Societa Editrice Esculapio.
- Hadiana, C., & Sutrisno, T. (2014). Peningkatan Kinerja Toyota Avanza 1.5 Dengan Penambahan Supercharger Elektrik. *Mechanova*, 5–7.
- Hiereth, H., & Prenninger, P. (2006). *Charging The Internal Combustion Engine* (Vol. 1999, Issue December). Springer Science.
- Incopera, F. P., Dewitt, D. D., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. In *Syria Studies* (Vol. 7, Issue 1). John Wiley & Sons, Incorporated.
- Maleev, V. L. (1933). *Internal Combustion Engines Theory And Design* (2nd ed.). McGRAW-HILL BOOK COMPANY, Inc.
- Obert, E. F. (1973). *Internal Combustion Engines and Air Pollution* (3rd ed., Issue 1). Harper & Row.
- Pulkrabek, W. W. (2013). Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. In *Journal of Chemical Information and Modeling* (2nd ed., Vol. 53, Issue 9). Prentice Hall.
- Rajput, R. K. (2007). Internal combustion Engines. In *Nature* (2nd ed., Vol. 426, Issue 6966). Laxmi Publications LTD.
- Yusuf, L. (2021). ANALISIS THERMODINAMIKA TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA CAMRY 2494cc TYPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA MESIN. *Jurnal Ekonomi Volume 18, Nomor 1 Maret201*, 2(1), 41–49.

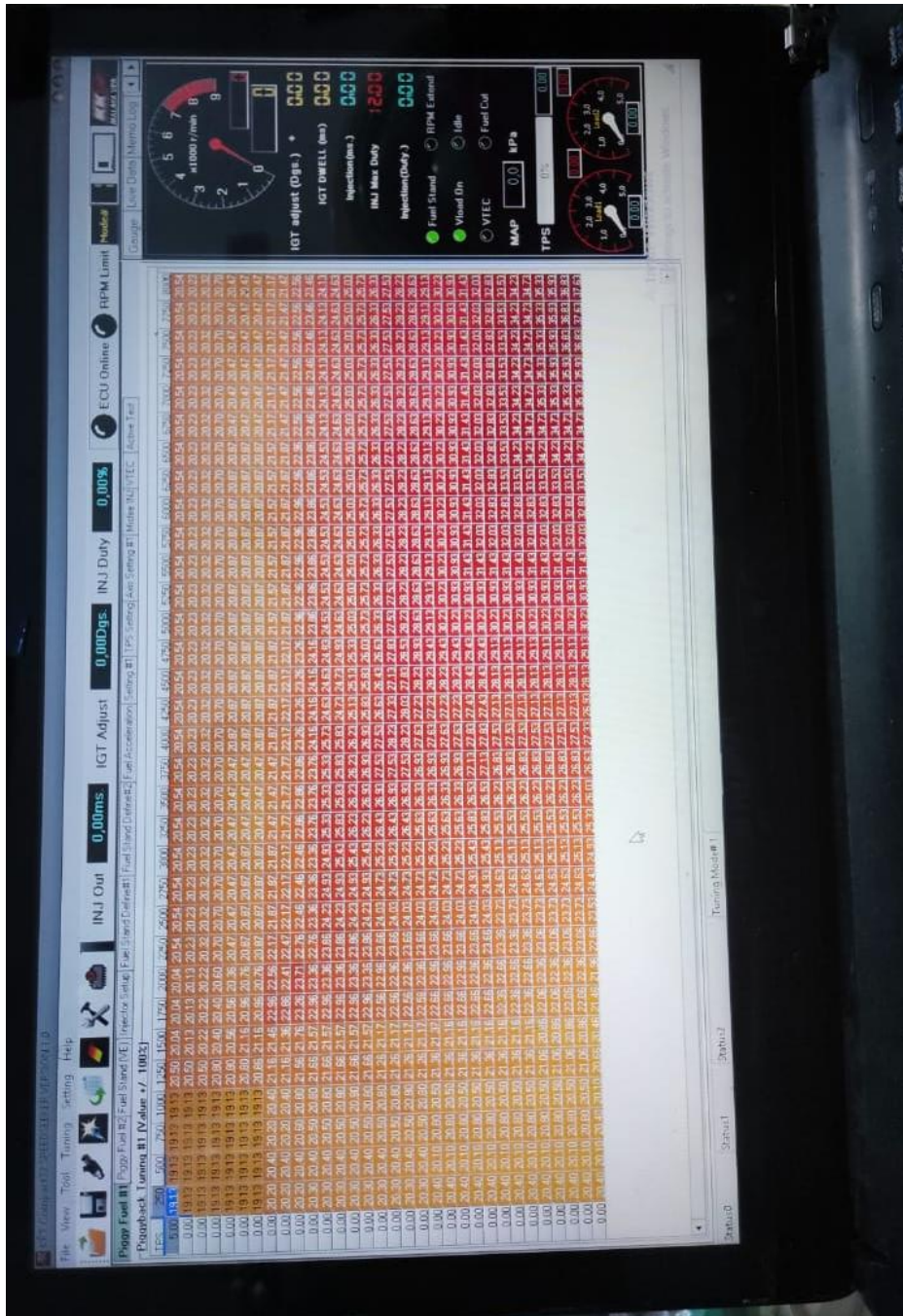
LAMPIRAN




LAMPIRAN



LAMPIRAN

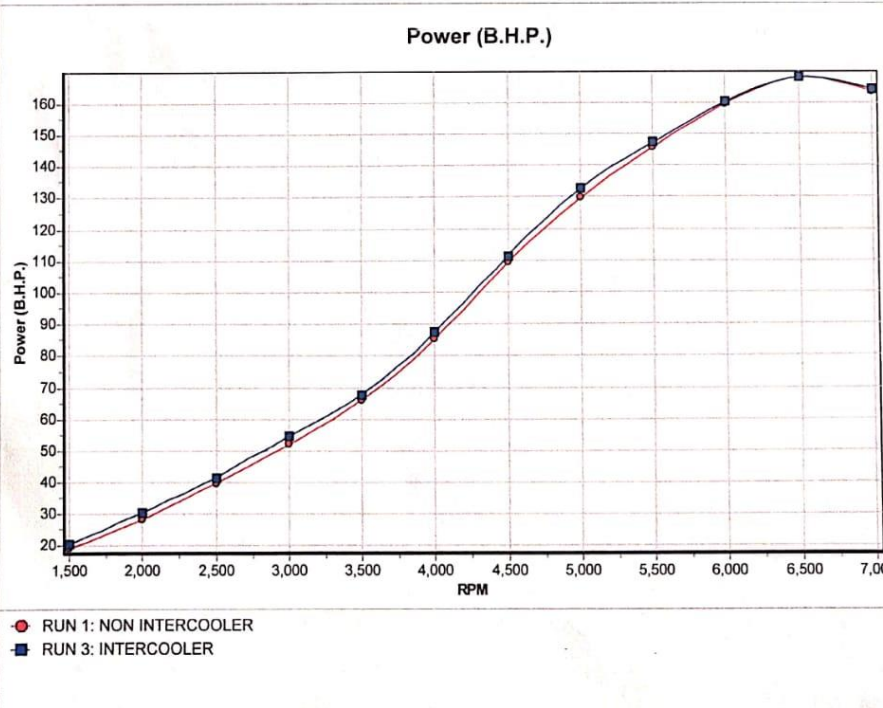


LAMPIRAN

| | |
|---|--|
|  | GUT MOTORSPORT DYNAMOMETER REPORT |
|---|--|

| | |
|--|--|
| Registration No. : <i>BRI01.2</i> Vehicle Type: <i>L 1813 IF M/T BOSCH UNICHIP</i> Comments : <div style="text-align: center; margin-top: 5px;">CALVIN</div> | Date Tested : <i>6/7/2022</i> Gear Used: <i>3</i> |
|--|--|

| RPM | RUN 1 | RUN 3 | | |
|-------|-------|-------|--|--|
| 1500 | 19.3 | 20.4 | | |
| 2000 | 28.4 | 30.7 | | |
| 2500 | 39.7 | 41.5 | | |
| 3000 | 51.9 | 54.6 | | |
| 3500 | 66.0 | 67.8 | | |
| 4000 | 85.3 | 87.4 | | |
| 4500 | 109.3 | 111.4 | | |
| 5000 | 129.7 | 132.6 | | |
| 5500 | 145.9 | 147.3 | | |
| 6000 | 159.6 | 160.3 | | |
| 6500 | 168.0 | 168.1 | | |
| 7000 | 163.6 | 164.2 | | |
| 7500 | | | | |
| 8000 | | | | |
| 8500 | | | | |
| 9000 | | | | |
| 9500 | | | | |
| 10000 | | | | |



6/7/2022 1:28:15 PM

LAMPIRAN



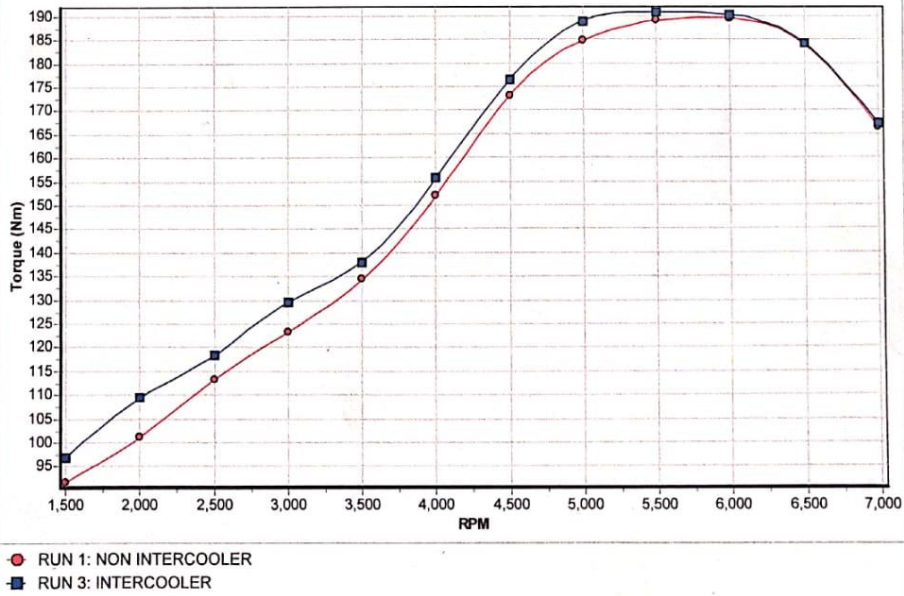
GUT MOTORSPORT DYNAMOMETER REPORT

Registration No. : **BRIO1.2**
 Vehicle Type: **L 1813 IF M/T BOSCH UNICHIP**
 Comments : **CALVIN**

Date Tested : **6/7/2022**
 Gear Used: **3**

| RPM | RUN 1 | RUN 3 |
|------|-------|-------|
| 1500 | 91.6 | 96.9 |
| 2000 | 101.1 | 109.3 |
| 2500 | 113.1 | 118.2 |
| 3000 | 123.2 | 129.6 |
| 3500 | 134.3 | 138.0 |
| 4000 | 151.9 | 155.6 |
| 4500 | 173.0 | 176.3 |
| 5000 | 184.8 | 188.9 |
| 5500 | 189.0 | 190.8 |
| 6000 | 189.5 | 190.3 |
| 6500 | 184.1 | 184.2 |
| 7000 | 166.5 | 167.1 |

Torque (Nm)



6/7/2022 1:27:54 PM

LAMPIRAN

Data Hasil Uji NON INTERCOOLER

| RPM | Temperatur masuk (C) | tekanan masuk (bar) | Debit Injektor (cc/min) | durasi injeksi (ms) | Daya (hp) | Torsi (Nm) |
|------|----------------------|---------------------|-------------------------|---------------------|-----------|------------|
| 1500 | 60 | 1,11325 | 217 | 21,17 | 19,3 | 91,6 |
| 2000 | 60 | 1,11325 | 217 | 21,17 | 28,4 | 101,1 |
| 2500 | 60 | 1,12325 | 217 | 23,66 | 39,7 | 113,1 |
| 3000 | 60 | 1,21325 | 217 | 25,43 | 51,9 | 123,2 |
| 3500 | 60 | 1,36325 | 217 | 26,23 | 66 | 134,3 |
| 4000 | 60 | 1,51325 | 217 | 27,53 | 85,3 | 151,9 |
| 4500 | 60 | 1,61325 | 217 | 28,13 | 109,3 | 173 |
| 5000 | 60 | 1,61325 | 217 | 30,23 | 129,7 | 184,8 |
| 5500 | 60 | 1,61325 | 217 | 31,43 | 145,9 | 189 |
| 6000 | 60 | 1,61325 | 217 | 32,83 | 159,6 | 189,5 |
| 6500 | 60 | 1,61325 | 217 | 34,73 | 168 | 184,1 |
| 7000 | 60 | 1,61325 | 217 | 35,33 | 163,6 | 166,5 |

INTERCOOLER

| RPM | Temperatur masuk (C) | tekanan masuk (bar) | Debit Injektor (cc/min) | durasi injeksi (ms) | Daya (hp) | Torsi (Nm) |
|------|----------------------|---------------------|-------------------------|---------------------|-----------|------------|
| 1500 | 35 | 1,11325 | 217 | 21,17 | 20,4 | 96,9 |
| 2000 | 35 | 1,11325 | 217 | 21,17 | 30,7 | 109,3 |
| 2500 | 35 | 1,12325 | 217 | 23,66 | 41,5 | 118,2 |
| 3000 | 35 | 1,21325 | 217 | 25,43 | 54,6 | 129,6 |
| 3500 | 35 | 1,36325 | 217 | 26,23 | 67,8 | 138 |
| 4000 | 35 | 1,51325 | 217 | 27,53 | 87,4 | 155,6 |
| 4500 | 35 | 1,61325 | 217 | 28,13 | 111,4 | 176,3 |
| 5000 | 35 | 1,61325 | 217 | 30,23 | 132,6 | 188,9 |
| 5500 | 35 | 1,61325 | 217 | 31,43 | 147,3 | 190,8 |
| 6000 | 35 | 1,61325 | 217 | 32,83 | 160,3 | 190,3 |
| 6500 | 35 | 1,61325 | 217 | 34,73 | 168,1 | 184,2 |
| 7000 | 35 | 1,61325 | 217 | 35,33 | 164,2 | 167,1 |

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Lamongan pada tanggal 28 Juli 2000, merupakan anak pertama dari dua bersaudara .Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Negeri Kebonsari, SMP Negeri 1 Pucuk dan SMA Negeri 2 Lamongan. Pada Tahun 2018 penulis melanjutkan pendidikannya di Departemen Teknik Mesin Industri mengambil prodi Teknologi Rekayasa Konversi Energi Fakultas Vokasi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 10211810010056.

Selama perkuliahan penulis aktif mengikuti kegiatan pelatihan, keorganisasian, dan aktif dalam kegiatan laboratorium. Penulis juga pernah bergabung dalam keorganisasian mahasiswa Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Kimia Industri dan diamanahi sebagai Staff BSO Bengkel HMDM pada tahun kepengurusan 2019/2020 dan Wakil Direktur BSO Bengkel HMDM tahun kepengurusan 2020/2021, semasa perkuliahan penulis juga aktif mengikuti kegiatan kepanitiaan dan diamanahi menjadi anggota staf perlengkapan Student Engineering Challenge 2.0, staf Menaknik pada Event Servis Gratis 2019 dan Sie acara webinar otomotif 2020. Selain itu penulis juga aktif dalam program pelatihan dalam pengembangan diri seperti LKMM-Pra Td, LKMW TD FV ITS 2018, Pelatihan Dasar Otomotif dan PKTI HMDM FV ITS. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberi kebermanfaatn bagi orang lain di masa mendatang.