

**TUGAS SARJANA  
KONVERSI ENERGI**

**ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN  
TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA KIJANG  
INNOVA 2000cc TIPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA DAYA  
MESIN**

*Diajukan Sebagai Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)  
Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik,  
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

**Disusun oleh :**

**NAMA : MUHAMMAD YUSRON**  
**NPM : 1107230147**



**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA  
MEDAN  
2018**

**LEMBAR PENGESAHAN I**  
**TUGAS SARJANA**  
**ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN**  
**TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA**  
**KIJANG INNOVA 2000cc TIPE IL-4 TERHADAP**  
**UNJUK KERJA DAYA MESIN**

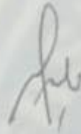
Disusun Oleh :

NAMA : MUHAMMAD YUSRON

NPM : 1107230147

Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembimbing – I



(H. MUHARNIF, S.T., M.Sc.)

Pembimbing – II



(SUDIRMAN LUBIS, S.T., M.T.)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin

  
(AFEANDI, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**  
**MEDAN**  
**2018**

**LEMBAR PENGESAHAN II**  
**TUGAS SARJANA**  
**ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN**  
**TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA**  
**KIJANG INNOVA 2000cc TIPE IL-4 TERHADAP**  
**UNJUK KERJA DAYA MESIN**

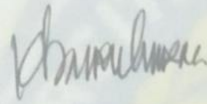
Disusun Oleh :

NAMA : MUHAMMAD YUSRON

NPM : 1107230147

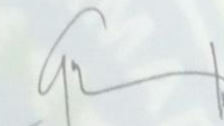
Diperiksa dan Disetujui Oleh :

Pembanding – I



(Khairul Umurani, S.T.,M.T.)

Pembanding – II



(Chandra A Siregar, S.T., M.T.)

Diketahui oleh :

Ka. Program Studi Teknik Mesin



(AFFANDI, S.T.)

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**  
**MEDAN**  
**2018**



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN**

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Basri No.3 Telp. (061) 6611233 – 6624567 –  
6622400 – 6610450 – 6610056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238  
Website : <http://www.umau.ac.id>

**DAFTAR SPESIFIKASI**  
**TUGAS SARJANA**

Nama : MUHAMMAD YUSRON  
NPM : 1107230147  
Semester : 14  
SPESIFIKASI :

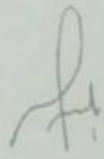
Analisis Termodinamika Pemasangan Turbocharger  
Pada Mesin Toyota Kijang Innova 2000 CC Tipe II-4  
Terhadap Ujuc Kerja Daya Mesin

Diberikan Tanggal : 10 - Desember - 2017  
Selesai Tanggal : 22 - Februari - 2018  
Asistensi : 23 - Februari - 2018  
Tempat Asistensi : Di kampus

Diketahui oleh :  
Ka. Program Studi Teknik Mesin

  
(Afandi, S.T.)

Medan,.....  
Dosen Pembimbing - I

  
(H. MUHARNIF, S.T., M.Sc.)



MAJELIS PENDIDIKAN TINGGI MUHAMMADIYAH  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA  
FAKULTAS TEKNIK  
PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Pusat Administrasi: Jalan Kapten Mukhtar Beari No.3 Telp. (061) 6611233 - 6624567 -  
6622400 - 6610450 - 6619056 Fax. (061) 6625474 Medan 20238  
Website : <http://www.umsu.ac.id>

Di rangkaih baru in agar shematikan  
agar dia terorganisir

DAFTAR HADIR ASISTENSI  
TUGAS SARJANA

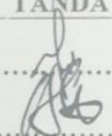
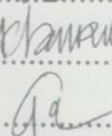
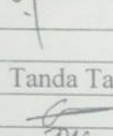
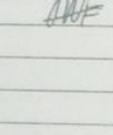
NAMA : MHD YUSRON  
NPM : 1107230147

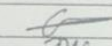
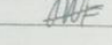
PEMBIMBING - I : H. MUHARNIF, S.T., M.Sc.  
PEMBIMBING - II : SUDIRMAN LUBIS, S.T., M.T.

NO	Hari / Tanggal	Uraian	Paraf
1	26- <del>8</del> -17	Persetujuan Judul	f
2	<del>19</del> -9-18	BAB I Pendahuluan	f
3	12-10-18	BAB II Tinjauan Pustaka dan Perbaikan	f
4	21-11-17.	BAB III Metodologi	Ah
5	18-12-17.	BAB IV Analisis data	Ah
6	20-1-18	BAB V Kesimpulan dan saran.	Ah
7	22-2-18	kembali ke Pembimbing I	Ah
8	23-2-18.	ACC seminar	f

**DAFTAR HADIR SEMINAR  
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK – UMSU  
TAHUN AKADEMIK 2017 – 2018**

Peserta Seminar  
 Nama : Muhammad Yusran  
 NPM : 1107230147  
 Judul Tugas Akhir : Analisis Termodinamika Pemasangan Turbechanger Pada Mesin Toyota Kijang Innova 2000 cc tipe 11-4 Terhadap Unjuk Kerjanya daya Mesin.

DAFTAR HADIR	TANDA TANGAN
Pembimbing – I : H.Muharnif.S.T.M.Sc	: 
Pembimbing – II : Sudirman Lubis.S.T.M.T	: 
Pemanding – I : Khairul Umurani.S.T.M.T	: 
Pemanding – II : Chandra A Siregar.S.T.M.T	: 

No	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1407230202	Abimanyu Rizkiandi	
2	1307230148	IMAM MAULANA NST	
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			

Medan, 19 Djum. Akhir 1439 H  
08 Maret 2018 M

Ketua Prodi. T Mesin



**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

---

NAMA : Muhammad Yusran  
NPM : 1107230147  
Judul T.Akhir : Analisis Termodinamika Pemasangan Turbchanger Pada Mesin -  
Toyota Kijang Innova 2000 cc tipe 1L - 4 Terhadap Unjuk Kerja-  
Nya daya Mesin.

Dosen Pembimbing - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc  
Dosen Pembimbing - II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - I : Khairul Umurani.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

**KEPUTUSAN**

1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

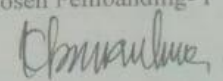
.....*Lubis. Catatan pada Ruku skripsi*.....  
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali  
Perbaikan :

.....  
.....  
.....  
.....

Medan 19 Djum.Akhir 1439H  
08 Maret 2018 M

Diketahui :  
Ketua Prodi. T. Mesin  
  
Affandi.S.T

Dosen Pembanding- I  
  
Khairul Umurani.S.T.M.T

**DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA**

---

NAMA : Muhammad Yusran  
NPM : 1107230147  
Judul T.Akhir : Analisis Termodinamika Pemasangan Turbchanger Pada Mesin -  
Toyota Kijang Innova 2000 cc tipe 1L - 4 Terhadap Unjuk Kerja-  
Nya daya Mesin.

Dosen Pembimbing - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc  
Dosen Pembimbing - II : Sudirman Lubis.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - I : Khairul Umurari.S.T.M.T  
Dosen Pembanding - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T

**KEPUTUSAN**

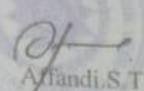
1. Baik dapat diterima ke sidang sarjana ( collogium)
2. Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

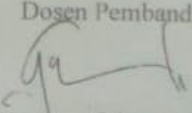
.....libat..... dalam..... tugas..... sarjana.....  
.....  
.....

3. Harus mengikuti seminar kembali  
Perbaikan :

.....  
.....  
.....

Medan 19 Jum.Akhir 1439H  
08 Maret 2018 M

Diketahui :  
Ketua Prodi. T. Mesin  
  
Afandi.S.T

Dosen Pembanding- II  
  
Chandra A Siregar.S.T.M.T



## SURAT PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS SARJANA

Saya yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama Lengkap : MUHAMMAD YUSRON  
Tempat / Tgl Lahir : Medan/16 Februari 1992  
NPM : 1107230147  
Bidang Keahlian : Konversi Energi  
Program Studi : Teknik Mesin  
Fakultas : Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara  
(UMSU)

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan tugas sarjana saya ini yang berjudul :

"ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN *TURBOCHARGER* PADA MESIN BENSIN TOYOTA KIJANG INNOVA 2000cc TIPE IL-4 TERHADAP UNJUK KERJA DAYA MESIN"

Bukan merupakan pencurian hasil karya milik orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material maupun non material, ataupun segala kemungkinan yang lain, ataupun segala kemungkinan lain yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis tugas sarjana saya secara orsinil dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidak sesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh tim Fakultas yang dibentuk untuk verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 10 Maret 2018

Saya yang menyatakan,



MUHAMMAD YUSRON

## ABSTRAK

*Turbocharger* adalah sebuah kompresor sentrifugal yang mendapat daya dari turbin radial yang sumber tenaganya berasal dari asap gas buang kendaraan. Kunci keuntungan dari *turbocharger* adalah alat ini menawarkan sebuah peningkatan yang cukup banyak dalam tenaga mesin hanya dengan sedikit menambah berat. Tujuan analisis ini adalah untuk mendapatkan parameter termodinamika motor bakar bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger*, mendapatkan performansi motor bakar bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger*, dan mendapatkan daya dan putaran turbin gas dan kompresor pada *turbocharger*. Dalam kajian teoritis ini menggunakan data spesifikasi teknis mesin mobil Toyota Kijang Innova. Hasil analisa termodinamika daya bersih  $W_{net}$  dengan penggunaan *turbocharger* meningkat sebanyak 21,62% dibandingkan tanpa penggunaan *turbocharger*. Performansi mesin tanpa *turbocharger* diperoleh  $p_{mep}$  sebesar 2666,667 kPa,  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 177,532 kW,  $P_s$  sebesar 7,7912 kW,  $sfc$  sebesar 2976,897 gram/kW.jam,  $\eta_m$  sebesar 17,55% dan  $\eta_v$  sebesar 98,47%. Performansi dengan *turbocharger* diperoleh  $p_{mep}$  sebesar 3242,1021 kPa,  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 215,942 kW,  $P_s$  sebesar 7,7912 kW,  $sfc$  sebesar 3612,168 gram/kW.jam,  $\eta_m$  sebesar 14,43% dan  $\eta_v$  sebesar 98,59%. Daya *turbocharger* sebesar 1,6194 kW dengan putaran 59200 rpm pada saat putaran mesin bensin 5600 rpm.

***Kata kunci: Turbocharger, performansi, mesin bensin.***

## KATA PENGANTAR



*Assalaamu'alaikum Warahmatullaahi Wabarakaatuh*

Puji dan syukur kehadirat Allah SWT, karena dengan rahmat dan hidayahNya maka penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini, yang mana sudah menjadi kewajiban yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara Jurusan Teknik Mesin dalam menyelesaikan Studinya, untuk memenuhi syarat tersebut penulis dengan bimbingan dari dosen pembimbing merencanakan sebuah ” **ANALISA TERMODINAMIKA PEMASANGAN TURBOCHARGER PADA MESIN BENSIN TOYOTA KIJANG INNOVA 2000cc TIPE 1L-4 TERHADAP UNJUK KERJA DAYA MESIN**”.

Untuk menyelesaikan tugas ini penulis banyak mengalami hambatan dan rintangan yang disebabkan minimnya pengetahuan dan pengalaman penulis, namun berkat petunjuk Allah SWT yang terus menerus hadir dan atas kerja keras penulis, dan atas banyaknya bimbingan dari dosen pembimbing, serta bantuan moril maupun materil dari berbagai pihak akhirnya penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana ini.

Dalam kesempatan yang berbahagia ini, dengan segenap hati penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. ALLAH SWT, yang telah memberikan penulis anugerah terindah dalam hidup ini yaitu iman dan taqwa.
2. Kedua orang tua penulis Bapak **Ngatiran** dan Ibu **Fatmawati** yang telah memberikan kasih sayangnya yang tak ternilai kepada penulis sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas sarjana.
3. Bapak, **Munawar Alfansury Siregar, S.T.,M.T.**, selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
4. Bapak, **Dr. Ade Faisal.**,selaku Wakil Dekan I Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
5. Bapak, **Khairul Umurani, S.T., M.T.**, selaku Wakil Dekan III Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara dan selaku Dosen Pembanding I yang telah memberikan saran, masukkan dan perhatian sehingga tugas sarjana ini dapat diselesaikan dengan baik.
6. Bapak **H. Muharnif, S.T., M.Sc.** , selaku Dosen Pembimbing I Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
7. Bapak, **Sudirman Lubis ,S.T., M.T.** , selaku Dosen Pembimbing II Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
8. Bapak, **Chandra A Siregar, S.T., M.T.**, selaku Dosen Pembanding II yang telah memberikan saran, masukkan dan perhatian sehingga tugas sarjana ini dapat diselesaikan dengan baik.
9. Bapak, **Affandi,S.T.**, selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

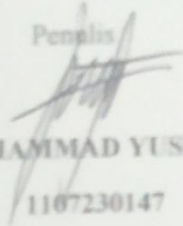
- 10 Seluruh staf pengajar dan birokrasi Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
- 11 Rekan-rekan mahasiswa Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak membantu penyelesaian tugas sarjana ini.

Akhirnya Penulis mengharapkan semoga Tugas Sarjana ini dapat bermanfaat bagi kita semua. Amin Ya Rabbal Alamin.

Wassalamualaikum Wr. Wb

Medan, 10 Maret 2018

Penulis

  
MUHAIMAD YUSRON

1107230147

## DAFTAR ISI

	Halaman
Cover	
Lembar Pengesahan	
Lembar Speksifikasi	
Lembar Asistensi	
Lembar Pernyataan	
Abstrak	i
Kata Pengantar	ii
Daftar Isi	v
Daftar Gambar	vii
Daftar Tabel	viii
Daftar Notasi	ix
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b>	<b>1</b>
1. Latar Belakang	1
2. Perumusan Masalah	3
3. Batasan Masalah	3
4. Tujuan Penelitian	4
5. Manfaat Penelitian	4
6. Sistematika Penulisan	5
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b>	<b>6</b>
1. Prinsip Kerja Motor Bakar Bensin	6
2. Siklus Otto	9
2.1. Siklus Otto Udara Standar (Siklus Volume Konstan)	10
2.2. Siklus Otto Aktual	13
3. Turbocharger	14
3.1. Klasifikasi Turbocharger	15
3.2. Komponen Turbocharger	18
3.2.1. Turbin	18
3.2.2. Kompresor	20
3.2.3. <i>Center Housing &amp; Rotating Assembly(CHRA)</i>	21
3.2.4. <i>Wastegates</i>	22
3.2.5. <i>Blow-Off Valve</i>	24
3.2.6. Saluran Pipa	25
3.3. Model Turbocharger Untuk Motor Bakar Bensin	25
3.3.1. Turbocharger Garrett	26
3.3.2. Turbocharger Mitsubishi	26
3.3.3. Turbocharger SJ44 Series	27
3.3.4. Turbocharger Toyota	27
3.4. Keuntungan Penggunaan Turbocharger	28
3.4.1. Aman & Responsif	28
3.4.2. Ekonomis	29
3.4.3. Ramah Lingkungan	29
3.5. Siklus Otto dengan Turbocharger	29
3.6. Daya dan Putaran Turbocharger	32
4. Parameter Performansi Motor Bakar Bensin	33

4.1.	Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ )	33
4.2.	Daya Indikator ( $P_i$ )	34
4.3.	Daya Poros ( $P_s$ )	34
4.4.	Konsumsi bahan bakar spesifik ( $sfc$ )	34
4.5.	Efisiensi Termal	35
4.6.	Efisiensi Mekanis	35
4.7.	Efisiensi Volumetrik	35
<b>BAB 3</b>	<b>METODOLOGI PENELITIAN</b>	36
1.	Diagram Alir Analisis	36
2.	Tempat dan Waktu	37
2.1.	Tempat	37
2.2.	Waktu	37
3.	Data awal penelitian	38
4.	Persiapan pemasangan Turbocharger	40
<b>BAB 4</b>	<b>ANALISA TERMODINAMIKA DAN PERFORMANSI MESIN</b>	42
1.	Analisa Termodinamika Motor Bakar Bensin	42
1.1.	Tanpa penggunaan Turbocharger	42
1.2.	Dengan penggunaan Turbocharger	47
1.2.1.	Analisa Termodinamika pada Turbin Turbocharger	49
1.2.2.	Analisa Termodinamika pada Kompresor Turbocharger	51
2.	Performansi Motor Bakar Bensin	59
2.1.	Performansi tanpa penggunaan Turbocharger	59
2.1.1.	Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ )	59
2.1.2.	Daya Indikator ( $P_i$ )	59
2.1.3.	Daya Poros ( $P_s$ )	59
2.1.4.	Konsumsi bahan bakar spesifik ( $sfc$ )	60
2.1.5.	Efisiensi Mekanis	60
2.1.6.	Efisiensi Volumetrik	60
2.2.	Performansi dengan penggunaan Turbocharger	60
2.2.1.	Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ )	60
2.2.2.	Daya Indikator ( $P_i$ )	61
2.2.3.	Daya Poros ( $P_s$ )	61
2.2.4.	Konsumsi bahan bakar spesifik ( $sfc$ )	61
2.2.5.	Efisiensi Mekanis	62
2.2.6.	Efisiensi Volumetrik	62
2.3.	Perbandingan Performansi Bahan Bakar	62
3.	Daya dan putaran Turbocharger	63
3.1.	Perhitungan daya Turbin dan Kompresor Turbocharger	63
3.2.	Putaran Turbocharger	64
4.	Hasil performansi mesin tanpa Turbocharger dengan menggunakan Turbocharger	66
4.1.	Efisiensi termal dengan Wneet	66
4.2.	Efisiensi termal dengan $mep$	67
4.3.	Efisiensi termal dengan $sfc$	67

<b>BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN</b>	69
1. Kesimpulan	69
2. Saran	71

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar	2.1.	Langkah kerja motor bakar bensin 4 langkah	9
Gambar	2.2.	Diagram $p - V$ dan Diagram $T - s$ Siklus Otto	11
Gambar	2.3.	Diagram $p - V$ siklus Otto aktual	13
Gambar	2.4.	Skema instalasi sederhana <i>turbocharger</i>	14
Gambar	2.5.	Turbocharger sistem tekanan konstan (constant pressure system)	15
Gambar	2.6.	Turbocharger sistem pulsa ( <i>pulse system</i> )	16
Gambar	2.7.	Turbocharger sistem converter- pulsa ( <i>pulse-converter system</i> )	18
Gambar	2.8.	Komponen <i>turbocharger</i>	19
Gambar	2.9.	Roda turbin <i>turbocharger</i>	19
Gambar	2.10.	Aliran fluida pada <i>turbocharger</i>	20
Gambar	2.11.	Kompresor pada <i>Turbocharger</i>	21
Gambar	2.12.	Sistem <i>Center Housing &amp; Rotating Assembly</i>	22
Gambar	2.13.	<i>Wastegates</i> pada <i>Turbocharger</i>	23
Gambar	2.14.	<i>Blow-Off Valve</i>	24
Gambar	2.15.	Saluran Pipa <i>Turbocharger</i>	25
Gambar	2.16.	<i>Turbocharger</i> Garrett GT1544	26
Gambar	2.17.	<i>Turbocharger</i> Mitsubishi TD04	27
Gambar	2.18.	<i>Turbocharger</i> SJ44 Series	27
Gambar	2.19.	<i>Turbocharger</i> Toyota model CT9	28
Gambar	2.20.	Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan <i>turbocharger</i>	29
Gambar	2.21.	Diagram $T-s$ untuk turbin	31
Gambar	2.22.	Diagram $T-s$ untuk kompresor	32
Gambar	2.23.	Grafik karakteristik kompresor sentrifugal	33
Gambar	3.1.	Diagram alir pelaksanaan penelitian	36
Gambar	3.2.	Foto assembling dari mesin IL-4 DOHC VVT-i	39
Gambar	3.3.	<i>Turbocharger</i> Toyota model CT9	40
Gambar	4.1.	Diagram $p - V$	42
Gambar	4.2.	Diagram $p - V$ siklus Otto ideal menggunakan <i>turbocharger</i>	47
Gambar	4.3.	Diagram $T-s$ untuk turbin	50
Gambar	4.4.	Diagram $T-s$ untuk kompresor	51
Gambar	4.5.	Grafik karakteristik kompresor sentrifugal	65
Gambar	4.6.	Efisiensi termal vs $W_{net}$	67
Gambar	4.7.	Efisiensi termal vs $mep$	67
Gambar	4.8.	Efisiensi termal vs $sfc$	68



## DAFTAR TABEL

Tabel	3.1.	Waktu Penelitian	37
Tabel	4.1.	Parameter untuk kondisi tiap titik siklus Otto udara standar	48
Tabel	4.2.	Hasil analisa termodinamika turbocharger	52
Tabel	4.3.	Kondisi tiap titik siklus Otto udara standar dengan turbocharger	58
Tabel	4.4.	Perbandingan performansi bahan bakar	62

## DAFTAR NOTASI

$p_1$	= Tekanan pada titik 1 (kPa)
$p_2$	= Tekanan pada titik 2 (kPa)
$T_1$	= Temperatur spesifik pada titik 1 (K)
$T_2$	= Temperatur spesifik pada titik 2 (K)
$V_1$	= Volume udara pada titik 1 (m <sup>3</sup> )
$V_2 = V_c$	= Volume udara pada titik 2 atau <i>clearance volume</i> (m <sup>3</sup> )
$V_d$	= <i>Displacement volume</i> atau volume langkah torak (m <sup>3</sup> )
$W_{1-2}$	= Kerja pada langkah 1-2 (kJ)
$m_m$	= Massa campuran gas di dalam silinder (kg)
$r_c$	= Rasio kompresi
$k = c_p / c_v$	= Rasio kalor spesifik, diambil 1,4
$D$	= Diameter silinder atau <i>Bore</i> (m)
$L$	= Panjang langkah atau <i>Stroke</i> (m)
$c_v$	= Panas jenis gas pada volume konstan (kJ/kg K)
$p_3$	= Tekanan pada titik 3 (kPa)
$Q_{in}$	= Kalor yang masuk (kJ)
$m_f$	= Massa bahan bakar (kg)
$Q_{HV}$	= Nilai kalori bahan bakar (kJ/kg)
$\eta_c$	= Efisiensi pembakaran (%)
$T_3$	= Temperatur pada titik 3 (K)
$P_4$	= Tekanan pada titik 4 (kPa)
$V_3$	= Volume pada titik 3 (m <sup>3</sup> )
$V_4$	= Volume pada titik 4 (m <sup>3</sup> )
$T_4$	= Temperatur pada titik 4 (K)
$W_{3-4}$	= Kerja pada langkah 3-4 (kJ)
$Q_{out}$	= Kalor yang dibuang (kJ)
$W_{3-4}$	= Kerja pada langkah 3-4 (kJ)
$\eta_{th}$	= Efisiensi thermal siklus (%)
$mep$	= Tekanan efektif rata-rata (kPa)
$P_i$	= Daya indikator (kW)
$N$	= Putaran mesin (revolution per minutes/rpm)
$n$	= Jumlah putaran dalam satu siklus, untuk 4 tak nilai $n = 2$ (putaran/siklus)
$P_s$	= Daya poros (kW)
$T$	= Torsi yang dihasilkan (Nm)
$sfc$	= Konsumsi bahan bakar spesifik (gr/kWh)
$\dot{m}_f$	= Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
$\eta_{th}$	= Efisiensi termal (%)
$LHV_{BB}$	= <i>Low heating value</i> atau nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)
$\eta_m$	= Efisiensi mekanis (%)
$\eta_v$	= Efisiensi volumetrik (%)
$m_u$	= Massa udara yang masuk (kg)
$\rho_u$	= Kerapatan udara yang masuk (kg/m <sup>3</sup> )

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1. Latar Belakang**

Turbocharger adalah sebuah kompresor sentrifugal yang mendapat daya dari turbin radial yang sumber tenaganya berasal dari asap gas buang kendaraan. Biasanya digunakan di mesin pembakaran dalam untuk meningkatkan keluaran tenaga dan efisiensi mesin dengan meningkatkan tekanan udara yang memasuki mesin. Kunci keuntungan dari Turbocharger adalah alat ini menawarkan sebuah peningkatan yang cukup banyak dalam tenaga mesin hanya dengan sedikit menambah berat. Turbocharger ditemukan oleh seorang insinyur Swiss, Alfred Buchi. Patennya untuk Turbocharger diaplikasikan untuk dipakai tahun 1905. Lokomotif dan kapal bermesin diesel dengan Turbocharger mulai terlihat tahun 1920-an. Komponen mesin ini memiliki tiga bagian penting yaitu roda turbin, roda kompresor dan rumah as. Roda turbin yang bersudu-sudu ini berputar memanfaatkan tekanan gas buang keluar, kemudian melalui as terputarnya roda turbin ini berputar pula roda kompresor dengan sudu-sudunya sehingga memompa udara masuk dalam massa yang padat (Wikipedia).

Pengembangan otomotif bertujuan membuat mobil ramah terhadap lingkungan sekaligus tetap baik dikendarai. Sehingga yang didapat dari suatu komponen kecil, namun dengan jumlahnya yang banyak, hasilnya akan menjadi besar. Karena itulah berbagai pengembangan dilakukan terhadap komponen mesin. Untuk membuat ukuran mesin makin kecil namun tetap menghasilkan tenaga dan torsi besar, pancangkokkan Turbocharger pada mesin bensin makin

mewabah. Utamanya dilakukan oleh produsen dari Jerman yang umumnya memproduksi mobil premium atau mewah. BMW membanggakan *twin turbo*, *Mercedes-Benz* dengan CGI. Bahkan produsen yang disebut terakhir berani mengganti teknologi kompresor yang dulu dibanggakannya dengan Turbocharger. Hal yang sama juga dilakukan oleh Audi dan VW. Pada masa mendatang makin banyak mobil Eropa yang menggunakan komponen Turbocharger. Teknologi tersebut diberi nama antara lain: *Efficient Dynamics* (BMW), *Blue Efficiency* (MB) dan *Blue Motion* (VW). Makin tertariknya produsen mobil mewah menggunakan Turbocharger karena pengontrol kerjanya makin canggih. Turbocharger sudah bekerja pada putaran rendah. Aliran gas buang yang mengaktifkan Turbocharger, kini diatur oleh katup yang bekerja secara elektrik.

Agustinus Made (2011) merancang kompresor sentrifugal pada Turbocharger motor bensin 1500 cc untuk menaikkan daya maksimal mesin sebesar 25%. Hasil yang diperoleh tekanan udara dapat ditingkatkan sebesar 0,382 atm dengan putaran Turbocharger 50000 rpm.

Ibrahim Santoso (2006) melakukan perancangan turbin gas dan blower pada Turbocharger untuk motor bensin kelas sedan 1500 cc. Hasil perhitungan diperoleh peningkatan daya efektif mesin mencapai 42% dan mengurangi konsumsi bahan bakar spesifik 6%.

Dari kedua penelitian yang telah dilakukan tersebut, penulis ingin melakukan analisis termodinamika pemakaian Turbocharger pada mesin bensin Toyota Kijang Innova 2000cc tipe IL-4 untuk mendapatkan unjuk kerja termodinamika mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin, kerja yang dihasilkan, kalor yang

dibuang, efisiensi termal, siklus, tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, efisiensi mekanis, efisiensi volumetrik, serta perbandingan untuk kerja. Keuntungannya karena kerja Turbocharger lebih efektif dalam menyediakan udara yang diperlukan untuk proses pembakaran. Udara yang biasanya dihisap karena proses kevakuman mesin, tetapi dengan Turbocharger justru udara dimampatkan untuk diteruskan ke dalam ruang pembakaran.

## **2. Perumusan Masalah**

1. Bagaimanakah menganalisis termodinamika pemasangan turbocharger pada mesin Toyota kijang innova 2000cc IL-4
2. Bagaimanakah perbandingan hasil efisiensi termal tanpa menggunakan turbocharger dan dengan menggunakan turbocharger
3. Bagaimanakah perbandingan daya dan turbin tanpa menggunakan turbocharger dan dengan menggunakan turbocharger

## **3. Batasan Masalah**

Sesuai perumusan masalah di atas, cakupan kajian teoritis ini dilakukan dengan batasan sebagai berikut:

1. Analisa dan perhitungan menggunakan teori termodinamika dengan asumsi keadaan stedi, adiabatik (tidak terpengaruh dari luar sistem) dan proses yang reversibel (dapat kembali ke kondisi awal).
2. Jenis fluida yang mengalir dalam Turbocharger adalah udara yang dianggap sebagai gas ideal.
3. Tidak melakukan perhitungan dimensi Turbocharger secara detail dan tidak melakukan analisa material untuk konstruksi Turbocharger.

#### **4. Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari penelitian ini terbagi atas 2, yaitu tujuan umum dan tujuan khusus.

4.1. Tujuan umum dari penelitian ini adalah :

1. Untuk mengetahui hasil akhir perbandingan antara tanpa menggunakan turbocharger dan dengan menggunakan turbocharger.

4.2. Tujuan khusus analisa pemakaian Turbocharger ini sebagai berikut:

1. Mendapatkan unjuk kerja termodinamika mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin, kerja yang dihasilkan, kalor yang dibuang, dan efisiensi termal siklus.
2. Mendapatkan unjuk kerja mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger berupa tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, efisiensi mekanis, efisiensi volumetrik, serta perbandingan untuk kerja.
3. Mendapatkan daya dan putaran Turbocharger.

#### **5. Manfaat Penelitian**

Manfaat dari analisa pemakaian Turbocharger ini sebagai berikut :

1. Menghasilkan informasi ilmiah dalam penerapan Turbocharger pada mesin bensin skala kecil.
2. Sebagai pengembangan teknologi di bidang otomotif.
3. Sebagai referensi bagi penelitian mahasiswa Teknik Mesin pada topik yang sama.

## 6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan dibuat agar pokok-pokok pembahasan dari setiap bab lebih mudah untuk di pahami. Sistematika penulisan tersebut sebagai berikut:

### 1. Bab 1 Pendahuluan

Bab ini membahas latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, dan sistematika penulisan.

### 2. Bab 2 Tinjauan Pustaka

Bab ini membahas penjelasan ulasan singkat tentang teori-teori dasar tentang prinsip kerja motor bakar bensin, siklus otto, pengertian Turbocharger, dan parameter untuk kerja.

### 3. Bab 3 Metodologi Penelitian

Bab ini mencakup spesifikasi mesin, langkah perhitungan, serta diagram alir.

### 4. Bab 4 Analisa Termodinamika dan Performansi Mesin

Bab ini berisikan tentang analisa termodinamika mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger dan perhitungan untuk kerja mesin standar dan mesin dengan pemakaian Turbocharger.

### 5. Bab 5 Kesimpulan dan saran

Bab ini berisikan tentang ringkasan hasil kajian yang berupa informasi perhitungan termodinamika dan perhitungan untuk kerja mesin serta saran untuk kelanjutan kajian ini ke depannya.

### 6. Daftar Pustaka

Berisikan daftar referensi yang digunakan dalam penulisan kajian ini.

## **BAB 2**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **1. Prinsip Kerja Motor Bakar Bensin**

Apabila meninjau mesin apa saja, pada umumnya adalah suatu pesawat yang dapat merubah bentuk energi tertentu menjadi kerja mekanik, misalnya, mesin listrik, merupakan mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber listrik. Sedangkan mesin gas atau mesin bensin adalah mesin yang kerja mekaniknya diperoleh dari sumber pembakaran gas atau bensin. Mesin bensin dikategorikan sebagai mesin kalor. Yang dimaksud dengan mesin kalor disini adalah mesin yang menggunakan sumber energi termal untuk menghasilkan kerja mekanik, atau mesin yang dapat merubah energi termal menjadi kerja mekanik.

Jika ditinjau dari cara memperoleh sumber energi termal, jenis mesin kalor dapat dibagi menjadi dua bagian, yaitu mesin pembakaran luar (*external combustion engine*) dan mesin pembakaran dalam (*internal combustion engine*). Yang dimaksud dengan mesin pembakaran luar adalah mesin dimana proses pembakaran terjadi di luar mesin, energi termal dari hasil pembakaran dipindahkan ke fluida kerja mesin melalui beberapa dinding pemisah, contohnya adalah mesin uap. Sedangkan yang dimaksud dengan mesin pembakaran dalam, adalah mesin dimana proses pembakaran berlangsung didalam mesin itu sendiri, sehingga gas pembakaran yang terjadi sekaligus berfungsi sebagai fluida kerja. Mesin pembakaran dalam ini umumnya dikenal dengan sebutan motor bakar, contoh dari mesin kalor pembakaran dalam ini adalah motor bakar torak dan sistem turbin gas. Selanjutnya jenis motor bakar torak itu sendiri terdiri dari dua



bagian utama yaitu, mesin bensin atau motor bensin dikenal dengan mesin Otto atau mesin *Beau Des Rochas*, dan motor *Diesel*. Perbedaan pokok antara kedua mesin ini adalah pada sistem penyalannya. Pada mesin bensin penyalan bahan bakar dilakukan oleh percikan bunga api listrik dari antara kedua elektroda busi. Oleh sebab itu mesin bensin dikenal juga dengan sebutan *Spark Ignition Engine*. Didalam mesin diesel, penyalan bahan bakar terjadi dengan sendirinya, oleh karena itu bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar yang berisi udara yang bertekanan dan bersuhu tinggi. Bahan bakar itu terbakar dengan sendirinya oleh udara yang mengandung O<sub>2</sub> bersuhu melampaui suhu titik nyala (*flash point*) dari bahan bakar. Mesin diesel ini dikenal juga dengan sebutan *Compression Ignition Engine*.

Motor bakar bensin bekerja dengan gerakan torak bolak balik (bergerak naik turun pada motor tegak). Motor bakar bensin bekerja menurut prinsip 4 langkah dan 2 langkah. Yang dimaksud dengan istilah langkah adalah pergerakan torak dari satu titik mati atas ke titik mati bawah. Definisi dari keempat langkah tersebut adalah sebagai berikut:

1. Langkah hisap

Pada langkah hisap torak bergerak ke bawah, katup masuk membuka, katup buang tertutup, terjadilah kevakuman pada waktu torak bergerak ke bawah, campuran bahan bakar udara mengalir ke dalam silinder melalui lubang katup masuk, campuran bahan bakar udara datang dari karburator (Gambar 2.1a).

## 2. Langkah kompresi

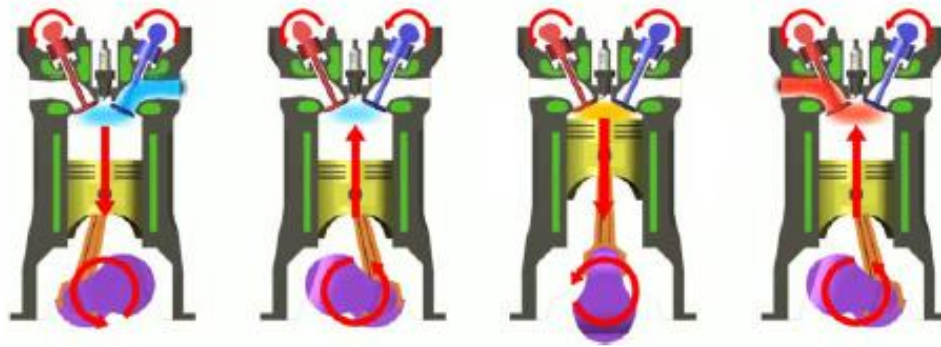
Setelah mencapai titik mati bawah, torak bergerak kembali menuju titik mati atas, sembari saat itu katup hisap dan katup buang dalam keadaan tertutup. Dengan demikian campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder tadi ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas. Akibatnya, tekanan dan suhu dalam silinder naik sehingga sangat mudah bagi bahan bakar untuk terbakar (gambar 2.1b).

## 3. Langkah kerja

Pada saat torak hampir mencapai titik mati atas, campuran bahan bakar dan udara dinyalakan, maka terjadilah ledakan atau proses pembakaran yang mengakibatkan suhu dan tekanan naik dengan cepat. Di lain pihak torak tetap meneruskan perjalanannya menuju titik mati atas, ini berarti ruang bakar atau silinder semakin menyempit sehingga suhu dan tekanan gas di dalam silinder semakin bertambah tinggi lagi. Akhirnya torak mencapai posisi titik mati atas, dan pada kondisi ini gas pembakaran mampu untuk mendorong torak kembali dari posisi titik mati atas ke posisi titik mati bawah dengan tetap katup hisap dan katup buang dalam tertutup. Pada langkah ini volume gas pembakaran di dalam silinder bertambah besar oleh karena itu tekanannya turun (gambar 2.1c).

## 4. Langkah buang

Kemudian pada saat torak mencapai posisi titik mati bawah, katup buang terbuka dan katup hisap tetap tertutup. Torak kembali ke titik mati atas dan mendesak gas pembakaran keluar silinder melalui saluran katup buang (Gambar 2.1d).



a. Langkah hisap    b. Langkah kompresi    c. Langkah kerja    d. Langkah buang

**Gambar 2.1. Langkah kerja motor bakar bensin 4 langkah**

## 2. Siklus Otto

Siklus ini dikemukakan oleh Nikolaus A. Otto setelah berhasil membangun sebuah mesin empat langkah pada tahun 1876 di Jerman menggunakan siklus yang diajukan oleh Frenchman Beau de Rochas pada tahun 1862. Siklus Otto adalah siklus ideal untuk mesin torak dengan pengapian nyala bunga api. Pada mesin pembakaran dengan sistem pengapian-nyala ini, campuran bahan bakar dan udara dibakar dengan menggunakan percikan bunga api dari busi. Piston bergerak dalam empat langkah (disebut juga mesin dua siklus) dalam silinder, sedangkan poros engkol berputar dua kali untuk setiap siklus termodinamika. Mesin seperti ini disebut mesin pembakaran internal empat langkah. Siklus Otto merupakan siklus termodinamika yang paling banyak digunakan dalam kehidupan manusia. Mobil dan sepeda motor berbahan bakar bensin (*Petrol Fuel*) adalah contoh penerapan dari sebuah siklus Otto.

Mesin bensin dibagi menjadi dua, yaitu mesin dua tak dan mesin empat tak. Mesin dua tak adalah mesin yang memerlukan dua kali gerakan piston naik turun untuk sekali pembakaran (agar diperoleh tenaga). Mesin tersebut banyak digunakan pada motor-motor kecil. Mesin dua tak menghasilkan asap sebagai

sisanya pembakaran dari oli pelumas. Mesin empat tak memerlukan empat kali gerakan piston untuk sekali pembakaran. Pada motor-motor besar biasanya menggunakan mesin empat tak. Akan tetapi, sekarang banyak motor-motor kecil bermesin empat tak. Mesin jenis ini sedikit menghasilkan sisa pembakaran karena bahan bakarnya hanya bensin murni.

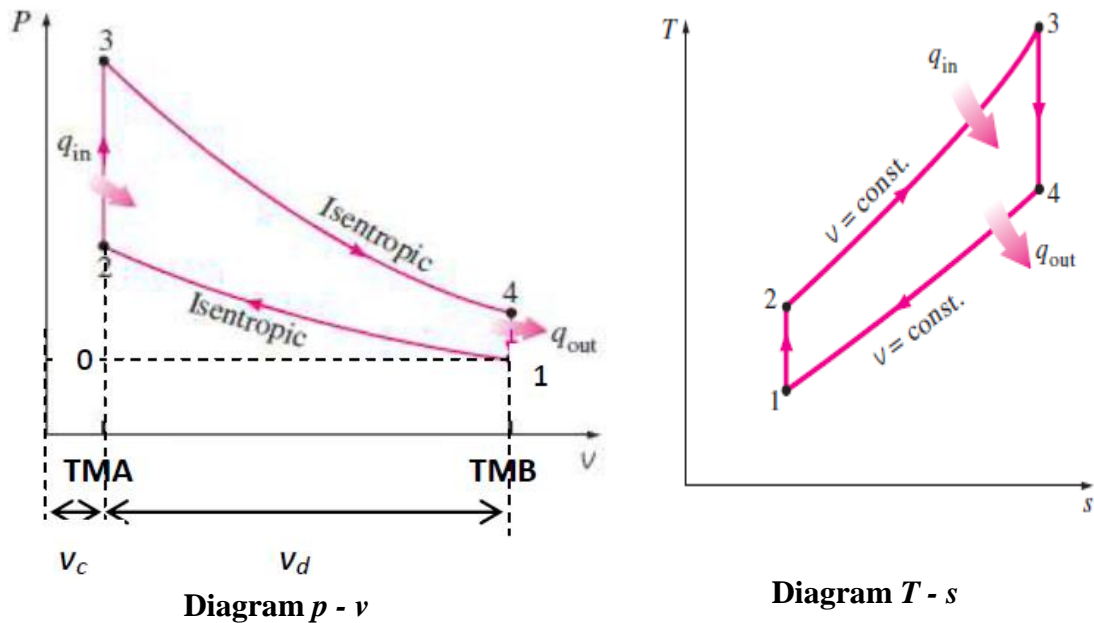
Siklus otto dibagi menjadi dua yaitu siklus otto udara standar (siklus volume konstan) dan siklus otto aktual dengan penjelasan sebagai berikut:

### 2.1 Siklus otto udara standar (siklus volume konstan)

Siklus otto udara standar diperlihatkan oleh diagram  $p - v$  dan  $T - s$  pada gambar 2.2. Proses yang terjadi sebenarnya berbeda dengan proses ideal.

Beberapa idealisasi pada siklus ideal antara lain:

- a. Fluida kerja dalam silinder adalah udara, dianggap gas ideal dengan konstanta kalor yang konstan.
- b. Proses kompresi dan ekspansi berlangsung secara isentropik.
- c. Proses pembakaran dianggap sebagai proses pemanasan fluida kerja.
- d. Pada akhir proses ekspansi, yaitu pada saat torak mencapai Titik Mati Bawah, fluida kerja didinginkan sehingga tekanan dan temperatur turun mencapai tekanan dan temperatur atmosfer.
- e. Tekanan fluida kerja di dalam silinder selama langkah buang dan langkah hisap adalah konstan dan sama dengan tekanan atmosfer.



**Gambar 2.2. Diagram  $p - v$  dan Diagram  $T - s$  Siklus Otto**

Proses siklusnya sebagai berikut:

- a. Proses 0 – 1 (langkah hisap) yaitu menghisap udara pada tekanan konstan, katup masuk terbuka dan katup buang tertutup. Campuran bahan bakar udara mengalir ke dalam silinder melalui lubang katup masuk.

$$p_o = p_1 \quad (2.1)$$

- b. Proses 1 – 2 (kompresi isentropik) yaitu semua katup tertutup. Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder tadi ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke titik mati atas (TMA). Akibatnya, tekanan dan suhu dalam silinder naik menjadi  $p_2$  dan  $T_2$ .

$$p_1 V_1 = m_m RT_1 \text{ atau } p_1 = \rho_u RT_1 \quad \dots(2.2)$$

$$V_1 = V_d + V_c \quad (2.3)$$

$$r_c = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

(2.4)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2.5)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k \Rightarrow p_2 = p_1 (r_c)^k \quad \dots(2.6)$$

$$w_{1-2} = \frac{m_m R(T_2 - T_1)}{(1 - k)} \quad (2.7)$$

$$r_c \frac{V_d + V_c}{V_c}, \text{ untuk } V_c = V_2 \quad (2.8)$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} D^2 L \quad (2.9)$$

c. Proses 2 – 3, proses penambahan kalor pada volume konstan.

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_v (T_3 - T_2) \quad (2.10)$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \quad (2.11)$$

$$V_2 = V_3 \quad (2.12)$$

d. Proses 3-4, proses ekspansi isentropik

$$\frac{p_4}{p_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = \left( \frac{1}{r_c} \right)^k \quad (2.13)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = \left( \frac{1}{r_c} \right)^{k-1} \quad (2.14)$$

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

e. Proses 4 – 1, proses pembuangan kalor pada volume konstan.

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

(2.16)

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = r_c^{k-1} \quad (2.17)$$

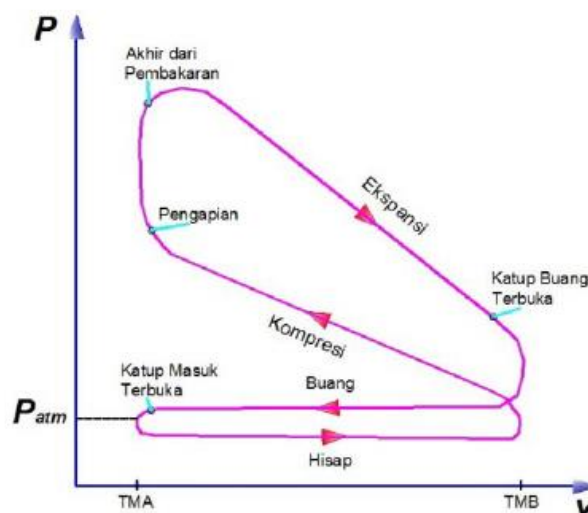
$$v_4 = v_1 \quad (2.18)$$

$$W_{nett} = W_{1-2} + W_{3-4} \quad (2.19)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} \quad (2.20)$$

## 2.2 Siklus Otto Aktual

Siklus Otto aktual diperlihatkan pada gambar 2.3. Fluida kerjanya adalah campuran bahan bakar – udara, jadi ada proses pembakaran untuk sumber panas. Pada langkah hisap, tekanannya lebih rendah dibandingkan dengan langkah buang. Proses pembakaran dimulai dari penyalaan busi (ignition) sampai akhir pembakaran. Proses kompresi dan ekspansi tidak adiabatik, karena terdapat kerugian panas yang keluar ruang bakar.



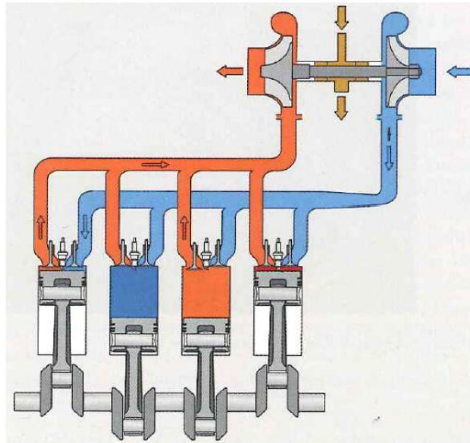
### Gambar 2.3. Diagram $p - v$ Siklus Otto actual

#### 3. Turbocharger

Pada prinsipnya supercarjer dan turbocharger mempunyai tujuan yang sama, yaitu memperbesar jumlah udara yang masuk ke dalam silinder. Hal ini bertujuan meningkatkan daya motor tanpa memperbesar kapasitas motor tersebut. Ada perbedaan dalam proses kerja antara supercharger dan turbocharger, yaitu pada penggerak impeler turbin dimana pada supercharger impeler turbin digerakkan oleh gerakan mekanik yang ditransfer dari putaran poros engkol, sedangkan pada turbocharger memanfaatkan gas buang sebagai penggerak impeler turbin. Skema instalasi turbocharger sederhana terlihat pada gambar 2.4.

Sebuah motor bensin empat langkah yang bekerja dengan turbocharger tekanan isapnya lebih tinggi dari tekanan atmosfer sekitarnya. Hal ini diperoleh dengan jalan memaksa udara atmosfer masuk kedalam silinder selama langkah isap. Dengan cara mendinginkan udara bertekanan sebelum masuk kedalam silinder turbocharger dengan *intercooler* diharapkan bisa memperoleh tekanan efektif rata-rata yang lebih besar dengan mengurangi turunnya kerapatan udara akibat temperatur yang tinggi. Sehingga akan dihasilkan daya yang lebih besar dengan ukuran mesin yang sama.





**Gambar 2.4. Skema instalasi sederhana turbocharger**

Tujuan utama penggunaan *turbocharger* adalah untuk memperbesar daya motor, turbo sudah bekerja pada putaran rendah. Boleh dikatakan bahwa mesin dengan *turbocharger* dapat bekerja lebih efisien, apabila mesin harus bekerja pada ketinggian lebih dari 1500 meter diatas permukaan laut, turbocharger mempunyai arti penting dalam usaha mengatasi kerugian daya yang disebabkan oleh berkurangnya kepadatan udara atmosfer di tempat tersebut.

### 3.1 Klasifikasi Turbocharger

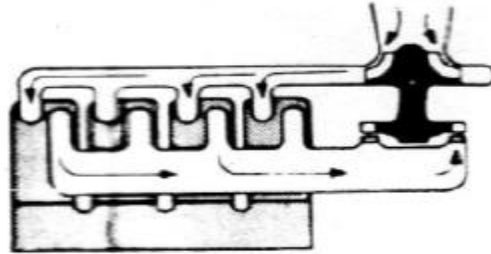
Dalam prakteknya ada tiga metode pengoperasian *turbocharger* yang dipergunakan untuk memanfaatkan energi yang berguna pada gas buang, yaitu:

#### a. Turbocharger sistem tekanan konstan (*constant pressure system*)

Pada sistem turbocharger tekanan konstan ini adalah bertujuan untuk menjaga atau memelihara agar tekanan buang pada motor bakar dalam keadaan konstan dan tekanan yang dihasilkan lebih tinggi dari pada tekanan atmosfer sehingga turbin turbocharger dapat beroperasi secara maksimum.

Tujuan pembuatan saluran gas buang yang besar dan lebar adalah untuk meyerap tekanan yang tidak konstan dan oleh karenanya energi

kinetik di dalam saluran gas buang harus dihilangkan. Gambar 2.5 merupakan gambar *Turbocharger* tekanan konstan.



**Gambar 2.5. Turbocharger sistem tekanan konstan (*constant pressure system*)**

Keuntungan memakai *turbocharger* pada metode tekanan konstan adalah

1. Fluktuasi pada turbin tidak ada.
2. Sangat efisien dan konsumsi bahan bakar yang ekonomis pada perbandingan tekanan kompresor dan turbin yang tinggi.
3. Kecepatan mesin tidak terbatas oleh gelombang tekanan pada saluran gas buang.
4. Penentuan titik operasional dari turbin dapat lebih mudah.

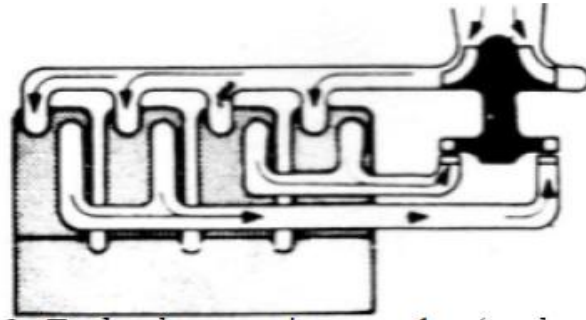
Kerugian memakai *turbocharger* pada metode tekanan konstan adalah

1. Tidak seluruh energi gas buang dapat digunakan untuk menggerakkan turbin.
2. Ada sebagian energi yang hilang pada *common large chamber*
3. Membutuhkan saluran gas yang besar.
4. Kurang responsif pada beban.

b. Turbocharger sistem pulsa (*pulse system*)

Turbocharger sistem pulsa (gambar 2.6) bertujuan untuk menggunakan energi kinetik didalam proses pembuangan (*blowdown*) untuk

mengerakkan turbin *turbocharger*, yang secara idealnya tidak ada terjadi peningkatan tekanan gas buang.



**Gambar 2.6. Turbocharger sistem pulsa (*pulse system*)**

Untuk mencapai tujuan tersebut saluran buang yang segaris haruslah lebih kecil, dan dikelompokkan untuk menerima gas buang dari silinder yang mana mengalir pada waktu yang berbeda. Perubahan kecepatan dan tekanan stagnasi dari pada turbin adalah tidak kondusif untuk turbin yang berefisiensi tinggi. Pada *turbocharger* dengan sistem pulsa ini, gas buang langsung dialirkan kedalam turbin. Keuntungan memakai *turbocharger* dengan system pulsa ini adalah

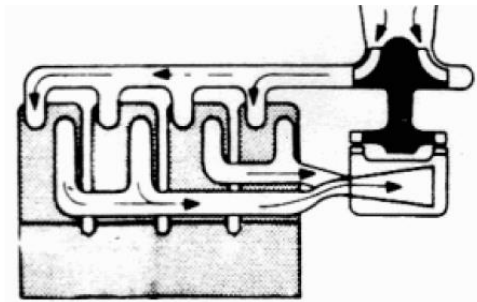
1. Sebagian besar energi kimia gas buang dapat digunakan langsung.
2. Menghasilkan percepatan putaran mesin yang responsive terhadap pembebeanan tiba-tiba.
3. Dapat memakai saluran gas buang yang lebih pendek dan diameter yang lebih kecil.

Kerugiannya memakai *turbocharger* dengan system pulsa ini adalah

1. Pemanfaatan energi gas buang tidak efektif untuk turbin dengan perbandingan tekanan yang lebih tinggi.
2. Fluktuasi tekanan yang lebih besar untuk jumlah silinder yang lebih sedikit.

c. Turbocharger sistem converter- pulsa (*pulse-converter system*)

Pada *turbocharger* sistem converter pulsa ini bertujuan untuk mengubah energi kinetik didalam proses pembuangan menjadi peningkatan tekanan pada turbin dengan membuat satu atau lebih diffuser. Turbocharger system converter-pulsa ditunjukkan pada gambar 2.7.



**Gambar 2.7. Turbocharger sistem converter- pulsa**  
(*pulse-converter system*)

Secara umum, mesin-mesin diesel skala besar biasanya menggunakan turbocharger sistem pulsa, sedangkan untuk mesin-mesin otomotif menggunakan turbocharger tekanan konstan.

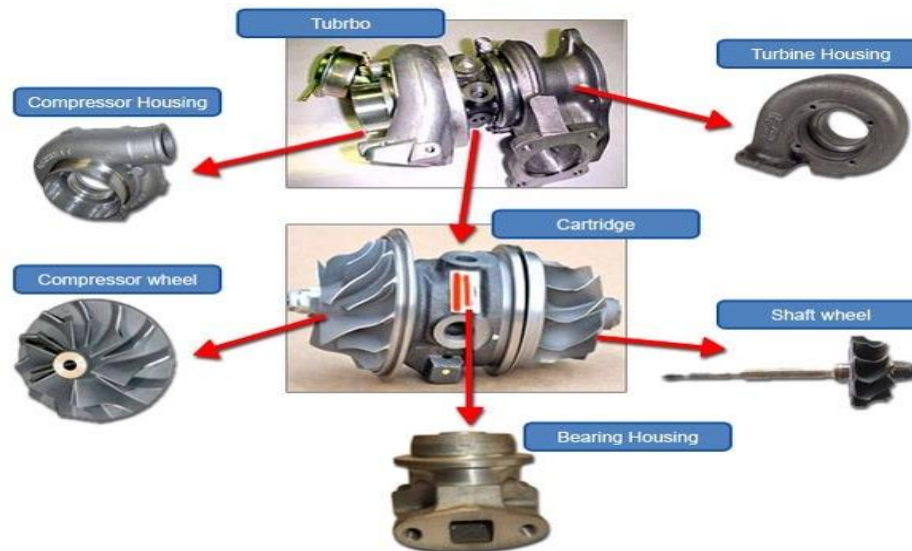
### 3.2 Komponen Turbocharger

Turbocharger tersusun atas beberapa komponen utama yakni turbin, kompresor, dan sistem *shaft*. Namun selain itu, sebuah sistem turbocharger juga dilengkapi dengan berbagai komponen pendukung (gambar 2.8).

#### 3.2.1 Turbin

Turbin adalah sebuah komponen mekanik yang berfungsi untuk mengkonversikan energi panas fluida yang melewatinya menjadi energi mekanis putaran poros turbin. Setiap turbin selalu melibatkan fluida yang mengandung energi panas yang mengalir melewati sudu-sudu turbin. Setiap

sudu turbin berdesain membentuk nozzle-nozzle sehingga disaat fluida melewatinya, fluida akan terekspansi diikuti dengan perubahan energi panas menjadi mekanis (Gambar 2.9).

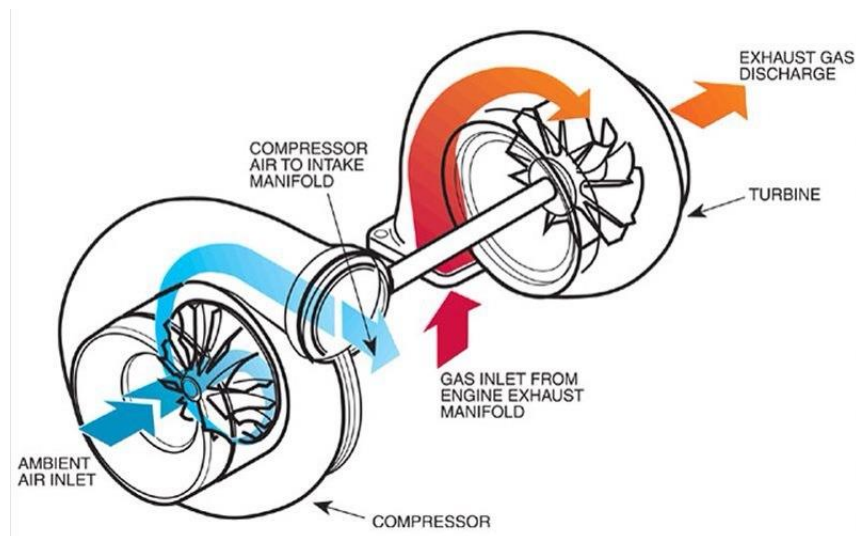


**Gambar 2.8. Komponen turbocharger**



**Gambar 2.9. Roda turbin turbocharger**

Fluida yang dikonversikan energi panasnya menjadi tenaga putaran poros pada sistem *turbocharger* tentu saja adalah udara gas buang dari hasil pembakaran motor bakar. Gas buang ini masih menyimpan cadangan energi berbentuk panas dan tekanan yang masih cukup bermanfaat (gambar 2.10).

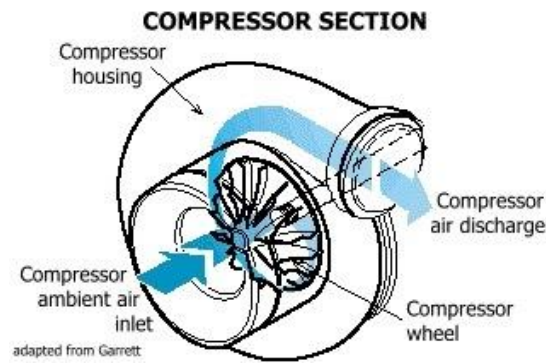


**Gambar 2.10. Aliran fluida pada turbocharger**

Turbin pada *turbocharger* tersusun atas rotor dan *casing*. Turbin ini biasa bertipe sentrifugal dengan *casing* berbentuk *volute* mirip seperti *casing* pompa sentrifugal. Gas buang masuk melalui sisi *casing*, mengalir mengikuti bentuk “keong” dan masuk ke sudu melalui tepi rotor. Selanjutnya gas buang mengalir mengikuti bentuk sudu turbin sekaligus mengalami proses penyerapan energi panas dan tekanan menjadi putaran sudu, dan berakhir ke sisi tengah rotor untuk keluar ke sisi *exhaust*.

### 3.2.2 Kompresor

Kompresor pada *turbocharger*, berfungsi untuk mengubah energi mekanis putaran poros *turbocharger* menjadi energi kinetik aliran udara. Kompresor berada pada satu poros dengan turbin, sehingga pada saat gas buang mesin mulai memutar turbin, kompresor juga akan ikut berputar dengan kecepatan putaran yang sama. Energi mekanis yang dihasilkan turbin akan langsung digunakan sebagai tenaga penggerak kompresor (gambar 2.11).



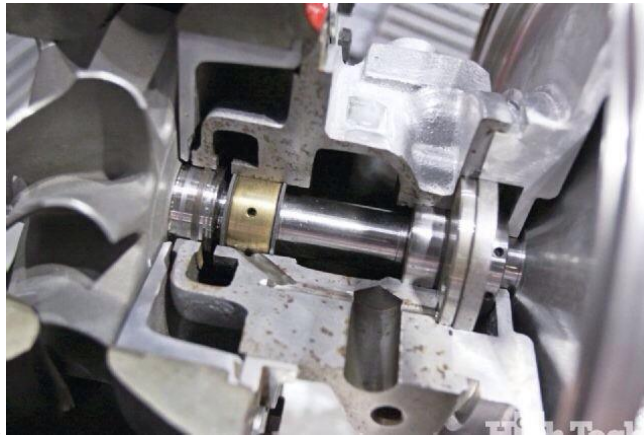
**Gambar 2.11. Kompresor pada *Turbocharger***

Kompresor *turbocharger* bertipe sentrifugal dan tersusun atas dua bagian utama yakni sudu-sudu rotor dan *casing*. Pada saat impeller rotor kompresor mulai berputar dengan kecepatan tinggi, udara atmosfer akan mulai terhisap dan masuk ke kompresor melalui sisi inlet. Udara ini akan diakselerasi oleh impeller secara radial menjauhi poros kompresor. Pada saat udara terakselerasi hingga ke *casing* kompresor yang juga berfungsi sebagai diffuser, kecepatan aliran udara akan turun dan tekanan statiknya akan meningkat. Peningkatan tekanan udara ini akan diikuti dengan kenaikan temperatur juga.

### 3.2.3 Center Housing & Rotating Assembly (CHRA)

Masing-masing turbin dan kompresor pada *turbocharger* tersusun atas bagian rotor dan rumah *casing*. Keduanya berada pada satu poros yang ditopang oleh sebuah sistem *bearing* (bantalan) di tengah-tengah antara turbin dan kompresor. Untuk kebutuhan *assembly*, *casing* turbin dan kompresor disatukan oleh sebuah sistem bernama *Center Housing & Rotating Assembly* (CHRA). Karena sistem *bearing* juga terletak pada

CHRA, maka sistem lubrikasi *turbocharge* juga berpusat pada CHRA. Putaran poros *turbocharger* dapat mencapai 100.000 rpm (gambar 2.12).



**Gambar 2.12 Sistem *Center Housing & Rotating Assembly***

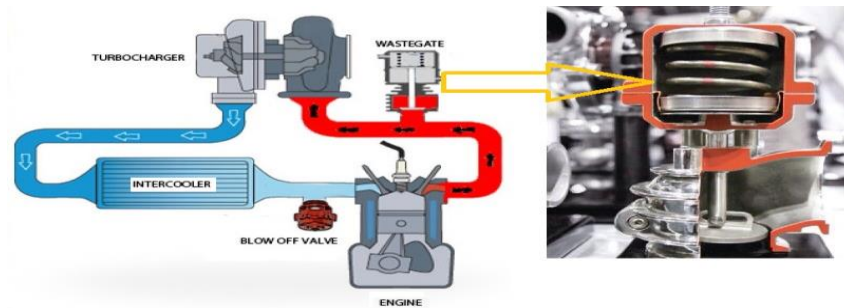
Dengan putaran secepat itu, dibutuhkan *bearing* dengan kualitas baik. *Thrust bearing* tradisional dari *turbocharge* biasanya terbuat dari perunggu. Pada perkembangan selanjutnya *bearing* modern *turbocharger* adalah berupa *ball bearing* dengan bahan keramik. Penggunaan *ball bearing* lebih banyak dipilih karena *lifetime turbocharger* menjadi lebih baik.

#### 3.2.4 *Wastegates*

Sebuah mesin kendaraan bermotor selalu bekerja pada rentang rpm putaran mesin yang bervariasi. Berbagai variasi rpm tersebut tentu saja menghasilkan jumlah gas buang yang bervariasi pula. Semakin tinggi putaran mesin, akan semakin banyak kuantitas gas buang dan temperatur gas buang pun juga semakin tinggi. Jika semua gas buang mesin masuk ke turbin *turbocharger*, dapat kita bayangkan putaran *turbocharger* pasti menjadi tidak terkontrol. Pada kondisi ini jika mesin kendaraan terlalu lama pada putaran tinggi, maka hal ini dapat menyebabkan *overheating* pada



turbin dan kompresor bahkan hingga mencapai titik lebur komponen-komponen *turbocharger*. Bahkan pada keadaan ekstrim, kondisi ini dapat langsung merusak piston motor bakar dengan meninggalkan lubang meleleh pada piston tersebut (gambar 2.13).



**Gambar 2.13. Wastegates pada Turbocharger**

*Wastegates* digunakan untuk mengatasi kondisi di atas. Komponen ini berfungsi sebagai *bypass valve* untuk membuang gas buang motor bakar pada kondisi tertentu untuk tidak masuk ke dalam turbin *turbocharger* melainkan langsung menuju *exhaust*. Pada kondisi mesin stabil, *wastegates* akan menutup. Sedangkan pada saat proses akselerasi, dimana tekanan gas buang meningkat, *wastegates* akan membuka sehingga putaran turbin *turbocharger* tidak mengalami sentakan yang berlebihan. *Wastegates* bekerja berdasarkan pegas-pegas keong yang dapat diatur ketegangannya, sehingga mekanik dapat mengatur ketegangannya untuk mendapatkan kinerja terbaik dari *turbocharger*.

### 3.2.5 *Blow-Off Valve*

*Blow-off valve* sejatinya adalah *pressure relief valve* yang berfungsi untuk membuang udara terkompresi ke atmosfer pada saat tekanan udara keluar kompresor *turbocharger* terlalu besar (gambar 2.14). Pada saat sopir sebuah mobil ber-*turbocharger* mengurangi tekanan pedal akselerasi, katup *intake manifold* akan menutup sehingga udara bertekanan dari *turbocharger* tidak dapat masuk ke ruang bakar. Jika *turbocharger* tidak dilengkapi dengan *blow-off valve*, maka tekanan udara terkompresi akan terus naik, dimungkinkan akan bocor keluar, merusak bagian-bagian *intake manifold*, atau bahkan dapat menyebabkan *surging/stall* pada *turbocharger*. Tentu saja hal ini dapat merusak berbagai komponen mesin.



**Gambar 2.14. *Blow-Off Valve***

*Blow-off valve* memiliki konstruksi yang mirip dengan *wastegates*. Pada saat mesin berakselerasi maupun beroperasi stasioner, katup ini akan menutup. Ia akan membuka pada saat mesin mengurangi kecepatan putarannya, sehingga tekanan udara yang berlebih cukup kuat untuk mendorong pegas *blow-off valve* ini.

### 3.2.6 Saluran Pipa

Penggunaan *turbocharger* tidak dapat dipisahkan dengan saluran pipa yang menghubungkan berbagai komponen mesin. Saluran pipa *turbocharger* dapat dikelompokkan menjadi dua bagian, yakni saluran panas dan saluran dingin. Pipa saluran panas mengalirkan gas buang dari ruang bakar ke sisi inlet turbin *turbocharger*, serta membuang gas buang keluaran turbin menuju sistem exhaust (knalpot). Sedangkan pipa saluran dingin mengalirkan udara atmosfer masuk ke kompresor, udara bertekanan dari outlet kompresor ke *intercooler*, serta mengalirkan udara dingin bertekanan dari *intercooler* ke *intake manifold* motor bakar. Dikarenakan perbedaan tipe fluida yang melewati kedua saluran tersebut, tentu saja karakteristik material yang digunakan oleh keduanya juga berbeda. Sisi gas buang harus menggunakan material yang tahan terhadap temperatur, tekanan tinggi, *backpressure*, dan tegangan (*stress*). Sedangkan sisi udara terkompresi digunakan material yang kuat untuk tekanan tinggi (gambar 2.15).



**Gambar 2.15. Saluran Pipa Turbocharger**

### 3.3 Model Turbocharger untuk motor bakar bensin

Terdapat empat model turbocharger yang sering diaplikasikan pada motor bakar bensin yaitu

### 3.3.1 Turbocharger Garrett

Turbocharger produksi perusahaan garrett yang populer digunakan yaitu model GT1544 seperti pada Gambar 2.16. Turbocharger ini dapat bekerja pada batasan daya mesin 100 HP sampai 150 HP dan diaplikasikan untuk mesin dengan kapasitas 1000 cc sampai 1600 cc. Diameter roda kompresor untuk inlet 32,9 mm dan outlet 43,9 mm, sedangkan diameter roda turbin 42,2 mm. Putaran turbin dan kompresor berkisar antara 90000 rpm sampai dengan 210000 rpm.



**Gambar 2.16. Turbocharger Garrett GT1544**

### 3.3.2 Turbocharger Mitsubishi

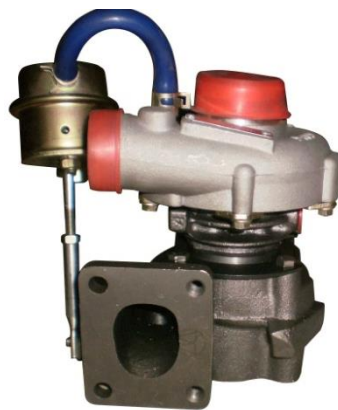
Model TD04 merupakan model turbocharger produksi mitsubishi yang populer digunakan untuk mesin bensin kelas sedan (gambar 2.17). Diameter roda kompresor untuk *inlet* 40.56 mm dan *outlet* 55.98 mm, sedangkan diameter turbin 41.18 mm. Putaran maksimum 190,000 rpm dan bekerja pada mesin dengan daya sampai 150 HP.



**Gambar 2.17. Turbocharger Mitsubishi TD04**

### 3.3.3 Turbocharger SJ44 Series

Turbocharger ini cocok untuk mesin berkapasitas 1500 cc sampai 2000 cc dengan daya mesin 27kW sampai 56kW. Memiliki diameter roda kompresor inlet 34mm dan outlet 44mm serta diameter turbin 42mm. Beroperasi pada putaran maksimum 220000 rpm dengan rasio tekanan 2,5. Model turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 2.18 berikut.



**Gambar 2.18. Turbocharger SJ44 Series**

### 3.3.4 Turbocharger Toyota

Model CT-9 merupakan model turbocharger toyota yang familiar untuk mesin bensin, turbo ini pernah dipakai pada mesin toyota Starlet dengan kapasitas 1300 cc dan daya 133HP. CT-9 Turbocharger,

aslinya merupakan bawaan dari mesin Toyota 4EFTE ( Starlet GT ), namun karena ukurannya yang kecil, maka turbocharger jenis ini banyak diaplikasikan untuk mobil mobil lain untuk mendongkrak performanya. Termasuk entry level turbo, karena minim perawatan dan daya yang dihasilkan tidak sampai memerlukan banyak rubahan internal mesin, sehingga masih dapat untuk digunakan sehari hari. CT-9 ini memiliki diameter roda kompresor inlet 34mm dan outlet 48mm serta diameter turbin 46mm. Model turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 2.19 berikut.



**Gambar 2.19. Turbocharger Toyota model CT9**

### 3.4 Keuntungan penggunaan Turbocharger

Peraturan mengenai emisi gas buang yang semakin ketat di seluruh dunia menantang produsen otomotif untuk membuat mesin yang dapat memenuhi kebutuhan lingkungan. Tiga keuntungan dari penggunaan turbocharger yaitu:

#### 3.4.1 Aman dan responsif

Sebuah mesin turbocharger dapat menghasilkan daya 7 kali lebih besar dari mesin standar (tanpa turbocharger) dalam kapasitas mesin yang sama. Sangat realistis untuk melipatgandakan kemampuan mesin melalui

turbocharger yang mampu membuat kendaraan lebih responsif dan lebih aman untuk dikendarai.

### 3.4.2 Ekonomis

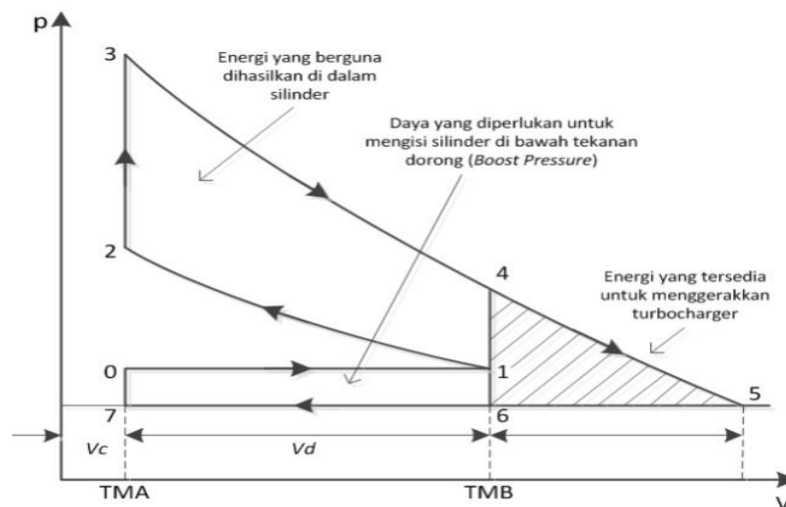
Turbocharger mendaur ulang energi yg dihasilkan oleh mesin, mengubah lebih dari energi bahan bakar yang dikonsumsi menjadi tenaga dengan menghasilkan panas yang lebih sedikit emisi dan gesekan. Sehingga memberikan penghematan biaya bahan bakar yang signifikan dibandingkan mesin standar.

### 3.4.3 Ramah lingkungan

Turbocharger mengirimkan lebih banyak udara ke dalam ruang bakar sehingga pembakaran berlangsung lebih mudah dan lebih bersih. Emisi NO<sub>x</sub> dan CO<sub>2</sub> mampu lebih rendah 50% daripada mesin-mesin konvensional.

## 3.5 Siklus Otto dengan Turbocharger

Siklus Otto udara standar dengan penggunaan turbocharger diperlihatkan dengan diagram  $p - V$  pada Gambar 2.20 berikut.



**Gambar 2.20. Diagram  $p - V$  siklus Otto ideal menggunakan turbocharger**

Energi ideal yang dapat digunakan untuk menggerakkan turbocharger berasal dari energi gas buang yang digambarkan dalam area 4-5-6 pada Gambar 2.20 dan selanjutnya diekspansi hingga tekanan atmosfer ( $p_6 = p_{atm}$ ). Area 6-7-0-1 menggambarkan jumlah energi yang dibutuhkan untuk mengisi silinder. Dengan kata lain bahwa area 4-5-6 merupakan tugas turbin untuk menggerakkan kompresor dan area 6-7-0-1 merupakan tugas kompresor untuk menyediakan kebutuhan silinder. Area 1-2-3-4 proses siklusnya sama dengan siklus Otto udara standar pada subbab 2.2.1. Langkah untuk menganalisa penggunaan turbocharger antara lain:

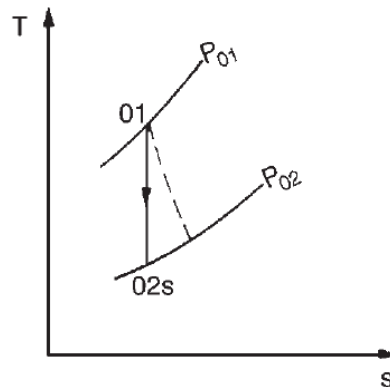
1. Temperatur gas buang yang masuk ke turbin turbocharger untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara 550-855 °C, sedangkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai 1050°C (1323K) untuk mesin modern. Temperatur gas masuk turbin diantara 500K sampai 1300K dengan tekanan masuk antara 120 kPa sampai 300 kPa.
2. Tekanan gas keluar turbin sama dengan tekanan udara atmosfer.
3. Tekanan dan temperatur udara masuk kompresor adalah standar atmosfer.
4. Tekanan udara yang disuplai kompresor ke dalam silinder (tekanan udara keluar kompresor) untuk penggunaan turbocharger tanpa pendinginan udara yaitu berkisar antara 1,2 sampai 1,5 atm.

Setelah ditetapkan parameter untuk kondisi turbocharger selanjutnya dilakukan analisa termodinamika pada turbin dan kompresor turbocharger sebagai berikut.



a. Analisa Termodinamika pada Turbin Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada turbin ditunjukkan dengan diagram  $T-s$  pada Gambar 2.21 dimana proses adiabatik ideal berubah menjadi kondisi stagnasi.



**Gambar 2.21. Diagram  $T-s$  untuk turbin**

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.21 berikut

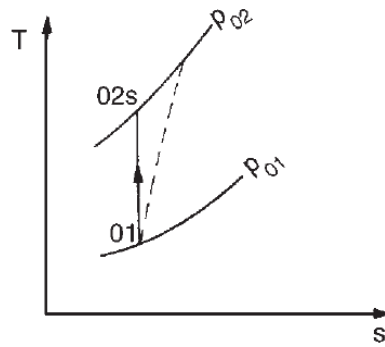
$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.21)$$

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.22 berikut

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}} \quad (2.22)$$

b. Analisa Termodinamika pada Kompresor Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada kompresor ditunjukkan dengan diagram  $T-s$  pada Gambar 2.22 dimana keadaan udara masuk stagnasi ditunjukkan pada titik 01, sedangkan keadaan udara keluar kompresor kondisi stagnasi pada titik 02, dan titik 02s menunjukkan kondisi pada keadaan isentropik.



**Gambar 2.22. Diagram  $T$ - $s$  untuk kompresor**

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.23 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.23)$$

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.24 berikut

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (2.24)$$

### 3.6 Daya dan putaran Turbocharger

Turbin digerakkan oleh gas buang dari motor bakar yang mengkopel langsung kompresor, sehingga daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan turbin.

$$W_{Turbin} = W_{Kompresor} \quad (2.25)$$

$$\dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01}) \quad (2.26)$$

$h_{01}$  merupakan harga entalpi pada  $T_{01}$  dan  $h_{02}$  merupakan harga entalpi pada  $T_{02}$  pada masing-masing turbin dan kompresor.

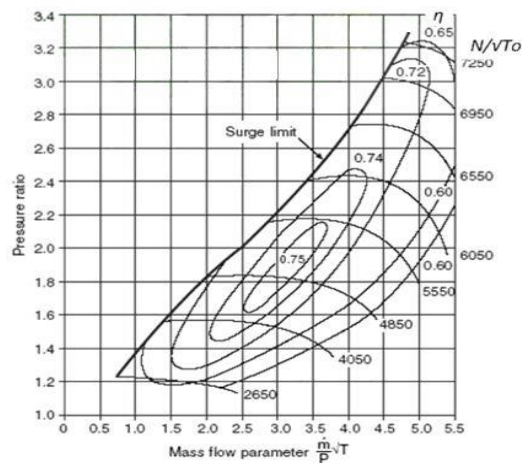
Laju aliran udara melalui kompresor dengan persamaan 2.27

$$\dot{m}_u = \frac{\eta_v \times \rho_u \times V_d \times N \times z}{n} \quad (2.27)$$

Untuk  $z$  adalah jumlah silinder mesin.

Putaran turbocharger ditentukan dengan grafik karakteristik kompresor

Gambar 2.23 berikut ini.



**Gambar 2.23. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal**

#### 4 Parameter Performansi Motor Bakar Bensin

##### 4.1 Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ )

Selama siklus berlangsung, temperatur dan tekanannya selalu berubah-ubah. Oleh karena itu sebaiknya dicari harga tekanan tertentu (konstan) yang apabila mendorong torak sepanjang langkahnya dapat menghasilkan kerja persiklus yang sama dengan siklus yang dianalisis. Tekanan tersebut dinamai tekanan efektif rata-rata ( $mep$ ) yang diperoleh menggunakan persamaan 2.28.

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} \quad (2.28)$$

#### 4.2 Daya Indikator ( $P_i$ )

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder motor bakar sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran di dalam silinder dengan bentuk persamaan 2.29.

$$P_i = \frac{W_{nett} \times N}{n} \quad (2.29)$$

#### 4.3 Daya Poros ( $P_s$ )

Daya yang dihasilkan suatu mesin pada poros keluarannya disebut sebagai daya poros (atau biasa dikenal dengan *brake horse power*) yang dihitung berdasarkan persamaan 2.30.

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} \quad (2.30)$$

Seperti yang telah diketahui, dari sejumlah gaya yang dihasilkan mesin, maka sebagian darinya dipakai untuk mengatasi gesekan/friksi antara bagian-bagian mesin yang bergerak, sebagian lagi dipakai untuk mengisap udara dan bahan bakar serta mengeluarkannya dalam bentuk gas buang.

#### 4.4 Konsumsi bahan bakar spesifik ( $sfc$ )

Konsumsi bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi. Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi mesin dalam menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar yang dihitung dengan persamaan 2.31.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} \quad (2.31)$$

#### 4.5 Efisiensi Termal

Efisiensi termal suatu mesin didefinisikan sebagai perbandingan antara energi keluaran dengan energi kimia yang masuk yang dikandung bahan bakar dalam bentuk bahan bakar yang dihisap ke dalam ruang bakar. Efisiensi termal merupakan parameter untuk mengukur efisiensi bahan bakar yang diberikan dengan persamaan 2.32.

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

#### 4.6 Efisiensi Mekanis

Besarnya kerugian daya diperhitungkan dalam efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33.

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% \quad (2.32)$$

#### 4.7 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi ini didefinisikan sebagai perbandingan antara massa udara yang masuk karena dihisap torak pada langkah hisap dan massa udara pada tekanan dan temperatur atmosfer yang dapat dihisap masuk ke dalam volume langkah torak yang sama dengan bentuk persamaan 2.34.

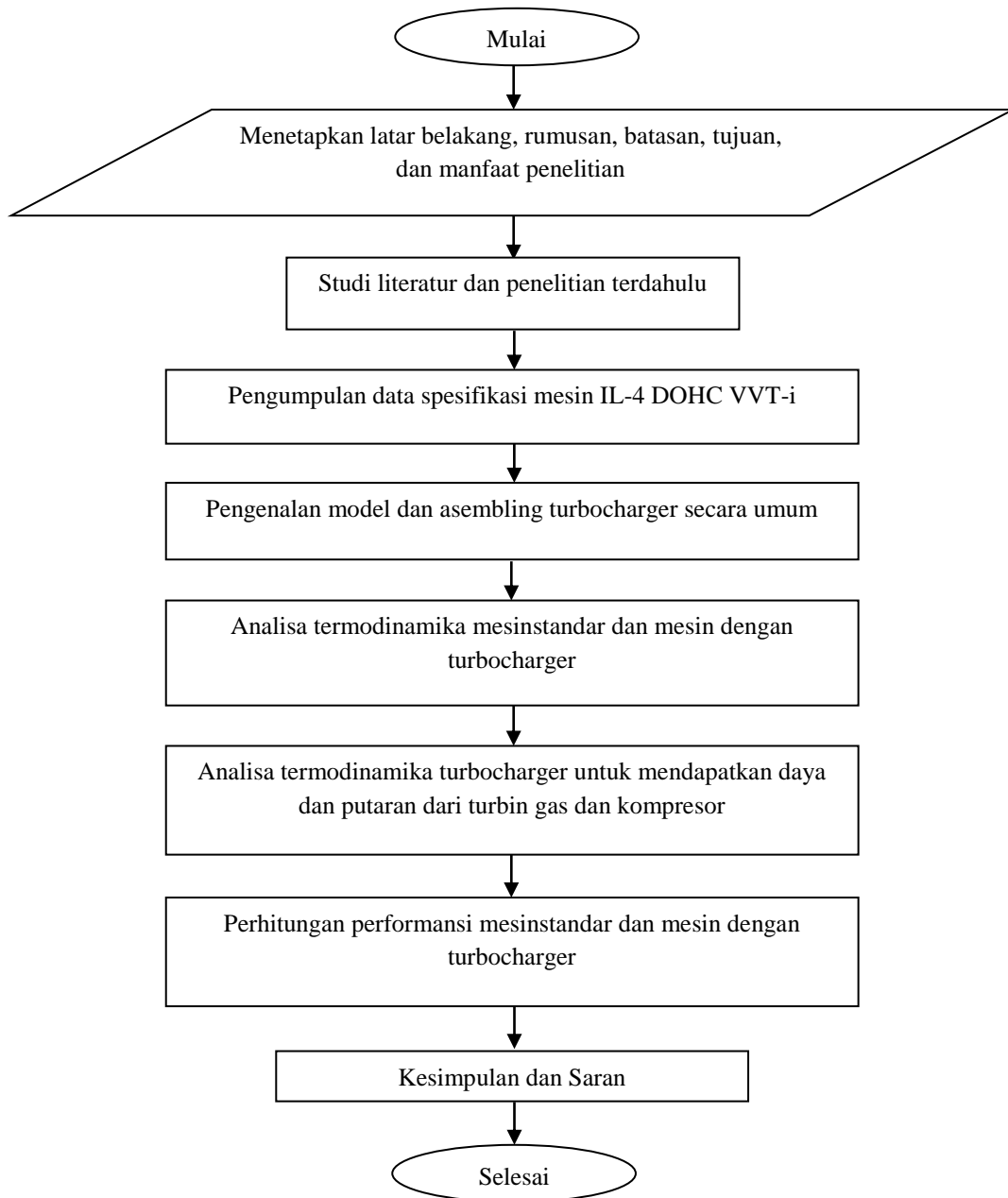
$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times v_d} \times 100\% \quad (2.34)$$

## BAB 3

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 1. Diagram Alir Analisis

Secara garis besar penulisan analisis teoritis ini dilaksanakan berurutan dan sistematis dengan diagram alir yang ditunjukkan pada Gambar 3.1 berikut.



**Gambar 3.1. Diagram alir pelaksanaan penelitian**

## 2. Tempat dan Waktu

### 2.1 Tempat

Pengambilan data dilakukan di Dealer Toyota Service dan Parts, PT. Perintis Perkasa yang beralamat di Jl. H. Adam Malik No. 11 Medan.

### 2.2 Waktu

Analisis ini dikerjakan selama 6 (enam) bulan dimulai sejak persetujuan pengajuan judul skripsi, konsultasi dengan dosen pembimbing, pengambilan data, perhitungan analisis, penulisan laporan skripsi sampai dinyatakan selesai dan disetujui untuk diseminarkan.

**Table 3.1. Waktu Penelitian**

No	Jenis Kegiatan	Bulan				
		1	2	3	4	5
1	Menetapkan latar belakang, rumusan, batasan, tujuan, dan manfaat penelitian					
2	Studi literatur dan penelitian terdahulu					
3	Pengumpulan data spesifikasi mesin IL-4 DOHC VVT-i					
4	Pengenalan model dan assembling <i>turbocharger</i> secara umum					
5	Analisa termodinamika mesin standar dan mesin dengan <i>turbocharger</i>					
6	Analisa termodinamika <i>turbocharger</i> untuk mendapatkan daya dan putaran dari turbin gas dan kompresor					
7	Perhitungan performansi mesin standar dan mesin dengan <i>turbocharger</i>					

8	Kesimpulan dan Saran					
9	Selesai					

### 3. Data Awal Penelitian

Analisis ini menggunakan data spesifikasi teknis mesin mobil Toyota Rush (gambar 3.1) dengan spesifikasi sebagai berikut:

1. Tipe mesin : IL-4 DOHC VVT-i, Berpendingin air, 4 langkah
2. Kapasitas silinder : 1998 cc (cm<sup>3</sup>)
3. Jumlah silinder : 4 Buah segaris
4. Jumlah Katup : 16 Buah
5. Diameter x langkah : 86 mm X 86 mm
6. Tenaga maksimum : 136 PS @5600 rpm atau 99,96 kW  
@5600 rpm
7. Torsi maksimum : 18,6 kgf.m @4000 rpm
8. Sistem bahan bakar : *Variable valve Timing intelligent*  
(VVTI)
9. Bahan bakar : Bensin tanpa timbal
10. Rasio kompresi : 9,8 : 1



11. Rasio udara bahan bakar : 12 : 1

12. Kapasitas tangki bahan bakar : 55 Liter



**Gambar 3.2. Foto assembling dari mesin IL-4 DOHC VVT-i**

Berdasarkan model-model Turbocharger yang telah dijelaskan pada Bab 2, maka dalam analisis ini model Turbocharger yang cocok untuk diaplikasikan pada mesin Toyota Rush yaitu Turbocharger Toyota Model CT-9 yang merupakan model Turbocharger toyota yang familiar untuk mesin bensin, turbo ini pernah dipakai pada mesin toyota Starlet dengan kapasitas 1300 cc dan daya 133 HP. CT-9 ini memiliki diameter roda kompresor inlet 34 mm dan outlet 48 mm serta

diameter turbin 46mm. Model Turbocharger ini diperlihatkan pada Gambar 3.2 berikut.



**Gambar 3.3. Turbocharger Toyota model CT9**

#### **4. Persiapan pemasangan Turbocharger**

Berikut ini beberapa persiapan yang dilakukan dalam pemasangan Turbocharger pada mesin bensin yaitu:

1. Mesin harus dalam kondisi baik dan tidak mengeluarkan asap putih dengan jumlah yang banyak.
2. Sebaiknya menurunkan kompresi dengan cara mengganti *piston low comp* atau mengganti *head* mesin dengan ukuran ruang bakar yang lebih besar.
3. Membersihkan kotoran dan karat yang menempel pada permukaan piston dan ruang bakar untuk menghindarkan suara mengelitik.

4. Mengganti paking *head* dan baut dengan kualitas yang baik serta menggunakan kunci torsi sesuai petunjuk pabrik pembuat.
5. Menyetel *wastegate* untuk tekanan yang dikehendaki.
6. Dalam pembuatan saluran *manifold* harus diperhatikan lokasi penempatan turbo yang cocok, Turbocharger harus diposisikan minimum 5 cm lebih tinggi dari level oli di dalam bak karter, dan saluran pipa oli yang kembali balik kebak karter tidak boleh berada di bawah level oli.
7. Tidak memposisikan Turbocharger dengan kompoen mesin yang sensitive terhadap panas seperti karet, plastik, unit elektronik.
8. Melakukan pengaturan pada waktu (*timing*) pengapian dengan menggunakan *electronic control unit* (ECU) produk dari *aftermarket*. Tujuan pengaturan pengapian ini adalah untuk mengkompensasi bertambahnya kecepatan pembakaran yang diakibatkan oleh meningkatnya kompresi dinamis agar tidak terjadi knocking / ngelitik.
9. Melakukan penggantian busi dengan tipe iridium dan bahan bakar yang baik.

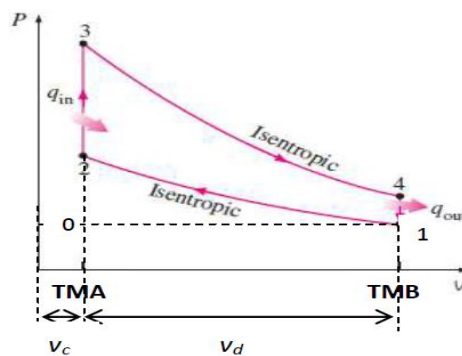
## BAB 4

### ANALISA TERMODINAMIKA DAN PERFORMANSI MESIN

#### 1. Analisa Termodinamika Motor Bakar Bensin

##### 1.1 Tanpa penggunaan Turbocharger

Analisa termodinamika pada siklus Otto udara standar yang diperlihatkan dengan diagram  $p - V$  pada Gambar 4.1 berikut.



Gambar 4.1. Diagram  $p - V$

Urutan proses siklusnya sebagai berikut:

##### 1. Proses 0 – 1 (Langkah hisap)

Tekanan konstan, katup buang tertutup sedangkan katup masuk terbuka. Udara dianggap sebagai gas ideal. Udara dihisap masuk ke silinder dengan tekanan 1 atm atau 101,325 kPa pada temperatur 27 °C atau 300 K, maka ditetapkan:

$$p_0 = p_1 = 101,325 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 303 \text{ K}$$

$$\text{Diameter Bore (D)} = 86 \text{ mm} = 0,086 \text{ m}$$

$$\text{Panjang Stroke (L)} = 86 \text{ mm} = 0,086 \text{ m}$$

Sifat fisik udara sebagai gas ideal mengacu pada Tabel A-2 Lampiran untuk temperatur 300 K diperoleh nilai:

$$R = 0,2870 \text{ kJ / kg.k}$$

$$C_p = 1,005 \text{ kJ / Kg.K}$$

$$C_v = 0,718 \text{ kJ / Kg.K}$$

Selanjutnya menentukan volume langkah torak atau *displacement volume* ( $v_d$ ) dengan menggunakan kapasitas total 4 silinder mesin yaitu 1998 cc ( $\text{cm}^3$ ), sehingga volume langkah untuk satu silinder adalah:

$$V_d = \frac{1998}{4} = 499,5 \text{ cc} = 0,0004995 \text{ m}^3$$

Kemudian menentukan volume sisa ( $v_c$  atau  $v_2$ ) menggunakan persamaan 2.8 dengan rasio kompresi 9,8 : 1 dan volume langkah  $0,0004995 \text{ m}^3$ . Maka diperoleh volume sisa sebagai berikut:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$$9,8 = \frac{0,0004995 + V_c}{V_c}$$

$$9,8 = 1 + \frac{0,0004995}{V_c}$$

$$V_c = 5,68 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Volume pada titik 1 ( $V_1$ ) diperoleh dengan persamaan 2.3

$$\begin{aligned} V_1 &= V_c + V_d \\ &= (5,68 \times 10^{-5}) + (4,995 \times 10^{-4}) \\ &= 5,56 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Selanjutnya dengan tekanan udara titik 1 ( $p_1$ ) 101,325 kPa dan temperatur titik 1 ( $T_1$ ) 300 K, massa campuran bahan bakar dan udara dapat diperoleh dengan persamaan 2.2 berikut ini:

$$P_1 V_1 = m_m R T_1$$

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{101,325 \times (5,56 \times 10^{-4})}{0,2870 \times 300} = 0,0006543 \text{ kg}$$

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 12:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan (sesuai spesifikasi mesin). Hal ini berarti untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 12 kg udara dengan massa campuran ( $m_m$ ) sebesar 0,0006531 kg serta diasumsikan residu gas *exhaust* ( $m_{ex}$ ) 4% tertinggal dari siklus sebelumnya yaitu 4% dari 1 kg bahan bakar sebesar 0,04 kg, maka besarnya massa udara, massa bahan bakar, dan massa gas *exhaust* adalah

$$m_u = \left(\frac{12}{13}\right) \times 0,96 \times 0,0006543 = 0,0005798 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{13}\right) \times 0,96 \times 0,0006543 = 0,00004832 \text{ kg}$$

$$m_{ex} = 0,04 \times 0,0006543 = 0,000026172 \text{ kg}$$

Densitas udara masuk mesin dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.2 berikut ini

$$P_1 = \rho_u R T_1$$

$$\rho_u = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{101,325}{0,2870 \times 300} = 1,1768 \text{ kg} / \text{m}^3$$

## 2. Proses 1 – 2 (Langkah kompresi isentropik)

Langkah kompresi isentropik, semua katup tertutup. Torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimampatkan oleh torak yang bergerak ke TMA sehingga temperatur dan tekanan dalam silinder akan naik. Temperatur dan tekanan pada titik 2 ( $T_2$  dan  $p_2$ ) dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 dan 2.6

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 (r_c)^{k-1} \\ &= 300(9,8)^{1,4-1} \\ &= 747,5008K \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 (r_c)^k \\ &= 101,325(9,8)^{1,4} \\ &= 2474,190kPa \end{aligned}$$

$$V_2 = V_c = 5,68 \times 10^{-5} m^3$$

Selanjutnya kerja siklus 1 – 2 didapat dengan persamaan 2.7 berikut

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} \\ W_{1-2} &= \frac{0,0006543 \times 0,2870 \times (747,5008 - 300)}{1 - 1,4} = (-0,2101)kJ \end{aligned}$$

## 3. Proses 2 – 3 (Penambahan kalor pada volume konstan)

Bahan bakar yang digunakan adalah bensin tanpa timbal jenis Pertamina dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna  $\eta_c = 1$ , maka besar kalor yang masuk dapat dicari dengan persamaan 2.10

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = 0,00004832 \times 46000 \times 1 = 2,22272 kJ$$

$$Q_{in} = m_m c_v (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \left( \frac{Q_{in}}{m_m c_v} \right) + T_2 = \left( \frac{2,22272}{0,0006543 \times 0,718} \right) + 747,5008$$

$$= 5478,8325 K$$

Dari diagram  $p - V$  siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa  $V_3$  sama dengan  $V_2$

$$V_3 = V_2 = 5,68 \times 10^{-5} m^3$$

Tekanan  $p_3$  diperoleh melalui persamaan 2.11

$$P_3 = \left( \frac{T_3}{T_2} \right) P_2 = \left( \frac{5478,8325}{747,5008} \right) 2474,190 = 18134,6596 kPa$$

4. Proses 3 – 4 (Langkah ekspansi isentropik)

Setelah torak mencapai titik mati bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga tekanan dan temperatur gas akan turun menjadi  $p_4$  dan  $T_4$  yang diperoleh dengan persamaan 2.13 dan 2.14 sebagai berikut

$$P_4 = P_3 \left( \frac{1}{r_c} \right)^k = 18134,6596 \times \left( \frac{1}{9,8} \right)^{1,4} = 742,66491 kPa$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{1}{r_c} \right)^{k-1} = 5478,8325 \times \left( \frac{1}{9,8} \right)^{1,4-1} = 2198,86 K$$

Dari diagram  $p - V$  siklus Otto ideal dapat dilihat bahwa  $V_4$  sama dengan  $V_1$

$$V_4 = V_1 = 5,56 \times 10^{-4} m^3$$

Selanjutnya kerja siklus 3 – 4 didapat dengan persamaan 2.15 berikut ini.

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



$$W_{3-4} = \frac{0,0006543 \times 0,2870 \times (2198,86 - 5478,8325)}{1 - 1,4} = 1,544 \text{ kJ}$$

5. Proses 4 – 1 (Pembuangan kalor pada volume konstan)

Kalor yang dibuang dihitung dengan persamaan 2.16

$$\begin{aligned} Q_{out} &= m_m c_v (T_4 - T_1) \\ &= 0,0006543 \times 0,718 \times (2198,86 - 300) \\ &= 0,8921 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Kerja bersih siklus yang dihasilkan ditentukan dengan persamaan 2.19

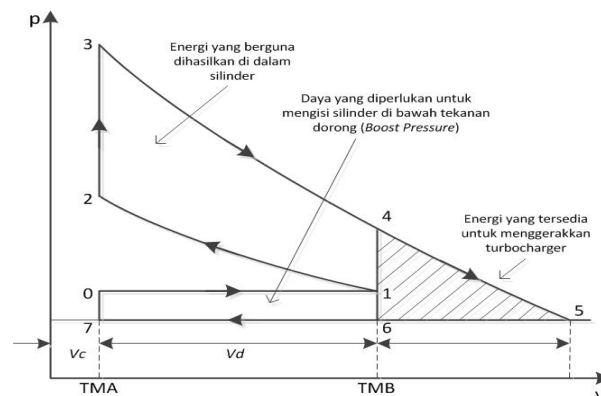
$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{1-2} + W_{3-4} \\ &= (-0,2125) + 1,544 \\ &= 1,3315 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Efisiensi termal siklus diperoleh dengan persamaan 2.20 yaitu

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} = \frac{1,3315}{2,22272} = 0,5990 \text{ (59,90\%)}$$

## 1.2 Dengan penggunaan Turbocharger

Analisa termodinamika pada siklus Otto udara standar dengan penggunaan turbocharger diperlihatkan dengan diagram  $p - V$  pada Gambar 4.2 berikut.



**Gambar 4.2. Diagram  $p - V$  siklus Otto ideal menggunakan turbocharger**

Energi ideal yang dapat digunakan untuk menggerakkan turbocharger berasal dari energi gas buang yang digambarkan dalam area 4-5-6 pada Gambar 4.2 dan selanjutnya diekspansi hingga tekanan atmosfer ( $p_6 = p_{atm}$ ). Area 6-7-0-1 menggambarkan jumlah energi yang dibutuhkan untuk mengisi silinder. Dengan kata lain bahwa area 4-5-6 merupakan tugas turbin untuk menggerakkan kompresor dan area 6-7-0-1 merupakan tugas kompresor untuk menyediakan kebutuhan silinder. Dari hasil analisa sebelumnya telah diperoleh nilai-nilai untuk kondisi titik 1,2,3, dan 4 yang diberikan pada Tabel 4.1 berikut.

**Tabel 4.1. Parameter untuk kondisi tiap titik siklus Otto udara standar**

Kondisi titik 1	Kondisi titik 2	Kondisi titik 3	Kondisi titik 4
$P_1 = 101,325kPa$	$P_2 = 2474,190kPa$	$P_3 = 18134,66kPa$	$P_4 = 742,665kPa$
$T_1 = 300K(27^\circ C)$	$T_2 = 747,5008K$	$T_3 = 5478,8325K$	$T_4 = 2198,86K$
$V_1 = 0,000556m^3$	$V_2 = 0,0000568m^3$	$V_3 = 0,0000568m^3$	$V_4 = 0,000556m^3$

Parameter nilai yang ditetapkan untuk menganalisa penggunaan turbocharger antara lain:

1. Temperatur gas buang yang masuk ke turbin turbocharger untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara  $550-855^\circ C$ , sedangkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai  $1050^\circ C$  ( $1323 K$ ) untuk mesin modern. Temperatur gas masuk turbin diantara  $500 K$  sampai  $1300 K$  dengan tekanan sampai  $300 kPa$ . Dalam kajian ini diambil nilai temperatur gas buang masuk turbin  $T_{T,in} = 1300 K$  ( $1027^\circ C$ ) dengan

melihat nilai temperatur  $T_4$ . Gas buang diasumsikan mengalami ekspansi pada saluran pipa menuju roda turbin turbocharger.

2. Tekanan gas buang masuk turbin diperoleh dengan hubungan berikut:

$$\frac{T_{T,in}}{T_4} = \left( \frac{P_{T,in}}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$P_{T,in} = \left( \sqrt[k]{\frac{T_{T,in}}{T_4}} \right) P_4 = \left( \sqrt[1,4]{\frac{1300}{2198,86}} \right) \times 742,665$$

$$P_{T,in} = P_5 = 118,0057 kPa$$

3. Tekanan gas keluar turbin sama dengan tekanan udara atmosfer yaitu

$$P_{T,out} = P_6 = 101,325 kPa$$

4. Tekanan dan temperatur udara masuk kompresor yaitu

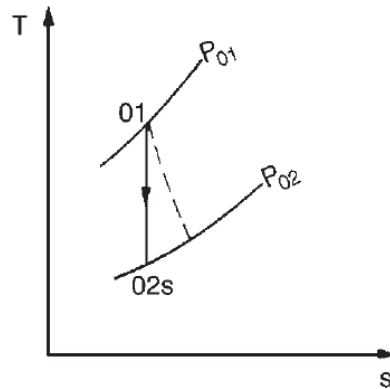
$$P_{c,in} = P_0 = 101,325 kPa \text{ dan } T_{c,in} = T_0 = 300K (27^\circ C).$$

5. Tekanan udara yang disuplai kompresor ke dalam silinder (tekanan udara keluar kompresor) untuk penggunaan turbocharger tanpa pendinginan udara yaitu berkisar antara 1,2 sampai 1,5 atm. Dalam kajian ini diambil tekanan udara yang disuplai  $P_{c,out} = P_1 = 1,35 atm = 136,788 kPa$ .

Setelah ditetapkan parameter untuk kondisi turbocharger selanjutnya dilakukan analisa termodinamika pada turbin dan kompresor turbocharger sebagai berikut.

### 1.2.1 Analisa Termodinamika pada Turbin Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada turbin ditunjukkan dengan diagram  $T-s$  pada gambar 4.3 dimana proses adiabatik ideal berubah menjadi kondisi stagnasi.



**Gambar 4.3. Diagram  $T$ - $s$  untuk turbin**

Untuk  $T_{01} = T_{T,in} = 1300K$  diperoleh harga entalpi  $h_{01} = 1395,97kJ/kg$  menggunakan Tabel A-21 Lampiran. Selanjutnya  $P_{01} = P_{T,in} = 120,088kPa$  dan  $P_{02} = P_{T,out} = 101,325kPa$ . Temperatur gas keluar turbin pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.21 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{02s} = T_{01} \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1300 \times \left( \frac{101,325}{120,088} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 1238,4044K$$

Diambil efisiensi isentropik turbin 80%, sehingga temperatur gas keluar turbin pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.22 berikut

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}}$$

$$T_{02} = T_{01} - \eta_T (T_{01} - T_{02s})$$

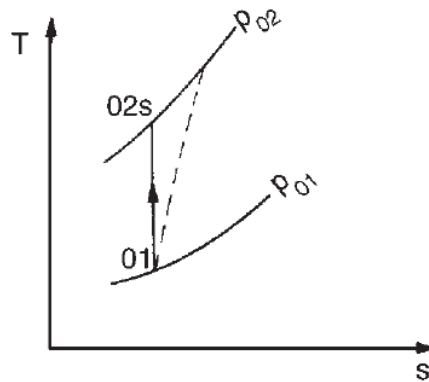
$$= 1300 - 0,8 (1300 - 1238,4044)$$

$$= 1251,52352K$$

Dengan menggunakan Tabel A-21 Lampiran diperoleh harga entalpi  
 $h_{02} = 1337,108 \text{ kJ/kg}$ .

### 1.2.2 Analisa Termodinamika pada Kompresor Turbocharger

Proses termodinamika yang berlangsung pada kompresor ditunjukkan dengan diagram  $T-s$  pada Gambar 4.4 dimana keadaan udara masuk stagnasi ditunjukkan pada titik 01, sedangkan keadaan udara keluar kompresor kondisi stagnasi pada titik 02, dan titik 02s menunjukkan kondisi pada keadaan isentropik.



**Gambar 4.4. Diagram  $T-s$  untuk kompresor**

Untuk  $T_{01} = T_1 = 300 \text{ K}$  diperoleh harga entalpi  $h_{01} = 300,19 \text{ kJ/kg}$  menggunakan Tabel A-21 Lampiran. Selanjutnya  $P_{01} = P_1 = 101,325 \text{ kPa}$  dan  $P_{02} = P_{c,out} = 136,788 \text{ kPa}$  Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan persamaan 2.23 berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{02s} = T_{01} \left( \frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 300 \times \left( \frac{136,788}{101,325} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 326,857 \text{ K}$$

Diambil efisiensi isentropik kompresor 80%, sehingga temperatur udara keluar kompresor pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  diperoleh dengan persamaan 2.24 berikut

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}}$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{(T_{02s} - T_{01})}{\eta_c} = 300 + (326,857 - 300)/0,8 = 333,57K$$

Dengan menggunakan Tabel A-21 Lampiran diperoleh harga entalpi  $h_{02} = 333,94kJ/kg$ . Dengan demikian hasil analisa termodinamika pada kondisi kerja turbin dan kompresor turbocharger dapat dilihat pada Tabel 4.2.

**Tabel 4.2. Hasil analisa termodinamika turbocharger**

<b>Turbin</b>	<b>Kompresor</b>
Tekanan gas masuk turbin $P_{T,in} = P_{01} = 120,088kPa$	Tekanan udara masuk kompresor $P_{c,in} = P_{01} = 101,325kPa$
Temperatur gas masuk turbin $T_{T,in} = T_{01} = 1300K$	Temperatur udara masuk kompresor $T_{c,in} = T_{01} = 300K$
Entalpi gas masuk turbin $h_{01} = 1395,97kJ/kg$	Entalpi udara masuk kompresor $h_{01} = 300,19kJ/kg$
Tekanan gas keluar turbin	Tekanan udara keluar kompresor (suplai)

$P_{T,out} = P_{02} = 101,325kPa$	$P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$
Temperatur gas keluar turbin  $T_{T,out} = T_{02} = 1251,52352K$	Temperatur udara keluar kompresor (suplai)  $T_{c,out} = T_{02} = 333,57K$
Entalpi gas keluar turbin  $h_{02} = 1337,108kJ/kg$	Entalpi udara keluar kompresor  $h_{02} = 333,94kJ/kg$

Berdasarkan diagram  $p$ - $V$  pada Gambar 4.2 ditetapkan bahwa kondisi titik 1 merupakan pemasukan udara hasil turbocharger pada langkah hisap silinder dengan harga tekanan  $P_1 = P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$  dan temperatur  $T_1 = T_{c,out} = T_{02} = 333,57K$ . Selanjutnya volume pada titik 1 dan 2 diambil dari Tabel 4.1 yaitu  $V_1 = 0,000556m^3$  dan  $V_2 = 0,0000568m^3$ . Sifat fisik udara sebagai gas ideal pada temperatur yang bervariasi mengacu pada Tabel A-2 Lampiran untuk temperatur 333,57 K diperoleh nilai:

$$C_p = 1,0070142kJ/kg.K$$

$$C_v = 0,7200142kJ/kg.K$$

$$k = 1,3986$$

$$R = 0,280 kJ/kg.K$$

Massa campuran bahan bakar dan udara dapat diperoleh dengan persamaan 2.2 berikut ini:

$$P_1 V_1 = m_m RT_1$$

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = \frac{136,788 \times 0,000556}{0,287 \times 333,57} = 0,000794 \text{ kg}$$

Sejumlah udara dihisap masuk ke dalam silinder dengan perbandingan 12:1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan (sesuai spesifikasi mesin). Hal ini berarti untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 12 kg udara dengan massa campuran ( $m_m$ ) sebesar 0,000794 kg serta diasumsikan residu gas *exhaust* ( $m_{ex}$ ) 4% tertinggal dari siklus sebelumnya [7] yaitu 4% dari 1 kg bahan bakar sebesar 0,04 kg, maka besarnya massa udara, massa bahan bakar, dan massa gas *exhaust* adalah

$$m_u = \left(\frac{12}{13}\right) \times 0,96 \times 0,000794 = 0,0007036 \text{ kg}$$

$$m_f = \left(\frac{1}{13}\right) \times 0,96 \times 0,000794 = 0,00005863 \text{ kg}$$

$$m_{ex} = 0,04 \times 0,000794 = 0,00003176 \text{ kg}$$

Densitas udara masuk mesin dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan 2.2 berikut ini

$$P_1 = \rho_u RT_1$$

$$\rho_u = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{136,788}{0,287 \times 333,57} = 1,4288 \text{ kg} / \text{m}^3$$



Temperatur dan tekanan pada kondisi titik 2 dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 dan 2.6 berikut

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \\ &= 333,57 \times \left( \frac{0,000556}{0,0000568} \right)^{1,3986-1} \\ &= 828,115 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k \\ &= 101,325 \times \left( \frac{0,000556}{0,0000568} \right)^{1,3986} \\ &= 2462,3321 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Selanjutnya kerja siklus 1 – 2 didapat dengan persamaan 2.7 berikut

$$W_{1-2} = \frac{m_m R (T_2 - T_1)}{1 - k} = \frac{0,000793 \times 0,287 \times (828,115 - 333,57)}{1 - 1,3986} = (-0,28237) \text{ kJ}$$

Bahan bakar yang digunakan adalah bensin tanpa timbal jenis Pertamina dengan nilai kalori bahan bakar 46000 kJ/kg [5] dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna  $\eta_c = 1$ , maka besar kalor yang masuk dapat dicari dengan persamaan 2.10

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = 0,00005863 \times 46000 \times 1 = 2,69698 \text{ kJ}$$

$$Q_{in} = m_m c_v (T_3 - T_2)$$

$$\begin{aligned} T_3 &= \left( \frac{Q_{in}}{m_m c_c} \right) + T_2 = \left( \frac{2,69698}{0,000794 \times 0,7200142} \right) + 828,115 \\ &= 5545,6612 \text{ K} \end{aligned}$$

Volume pada titik 3 diambil dari Tabel 4.1 yaitu  $V_3 = 0,0000568m^3$

Tekanan  $p_3$  diperoleh melalui persamaan 2.11

$$P_3 = \left( \frac{T_3}{T_2} \right) P_2 = \left( \frac{5545,6612}{828,115} \right) 2462,3321 = 16.489,57kPa$$

Tekanan dan temperatur pada titik 4 diperoleh dengan persamaan 2.13 dan 2.14

$$P_4 = P_3 \left( \frac{1}{rc} \right)^k = 16.489,57 \times \left( \frac{1}{10} \right)^{1,3986} = 658,5812kPa$$

$$T_4 = T_3 \left( \frac{1}{rc} \right)^{k-1} = 5545,6612 \times \left( \frac{1}{10} \right)^{1,3986-1} = 2214,896K$$

Volume pada titik 4 diambil dari Tabel 4.1 yaitu  $V_4 = 0,000555m^3$ .

Selanjutnya kerja siklus 3 – 4 didapat dengan persamaan 2.15 berikut ini.

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

$$W_{3-4} = \frac{0,000793 \times 0,287 \times (2214,896 - 5545,6612)}{1 - 1,3986}$$

$$= 1,9018 \text{ kJ}$$

Kalor yang dibuang dihitung dengan persamaan 2.16

$$Q_{out} = m_m c_v (T_4 - T_1)$$

$$= 0,000793 \times 0,7200142 \times (2214,896 - 333,57) = 1,0741831kJ$$

Kerja bersih siklus yang dihasilkan ditentukan dengan persamaan 2.19

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$= (-0,28237) + 1,9018$$

$$= 1,61943 \text{ kJ}$$

Efisiensi termal siklus diperoleh dengan persamaan 2.20 yaitu

$$\eta_{th} = \frac{W_{nett}}{Q_{in}} = \frac{1,61943}{2,69698} = 0,6005(60,05\%)$$

Peningkatan daya bersih  $W_{nett}$  dengan penggunaan turbocharger dibandingkan tanpa penggunaan turbocharger adalah

$$\frac{1,61943kJ - 1,3315kJ}{1,3315kJ} \times 100\% = 21,62\%$$

Parameter untuk kondisi tiap titik dari siklus Otto udara standar dengan turbocharger dirangkumkan pada Tabel 4.3 berikut ini.

Tabel 4.3. Kondisi tiap titik siklus Otto udara standar dengan turbocharger

Kondisi titik 1	Kondisi titik 2	Kondisi titik 3	Kondisi titik 4	Kondisi titik 5	Kondisi titik 6	Kondisi titik 7
$P_1 = 136,79 \text{ kPa}$	$P_2 = 2462,33 \text{ kPa}$	$P_3 = 16.489,57 \text{ kPa}$	$P_4 = 658,58 \text{ kPa}$	$P_5 = 118,0057 \text{ kPa}$	$P_6 = 101,33 \text{ kPa}$	$P_7 = 136,79 \text{ kPa}$
$T_1 = 333,57 \text{ K}$	$T_1 = 828,115 \text{ K}$	$T_3 = 5545,6612 \text{ K}$	$T_4 = 1300 \text{ K}$	$T_5 = 1251,52352 \text{ K}$	$T_6 = 300 \text{ K}$	$T_7 = 333,57 \text{ K}$
$V_1 = 0,000556 \text{ m}^3$	$V_2 = 0,0000568 \text{ m}^3$	$V_3 = 0,0000568 \text{ m}^3$	$V_4 = 0,000556 \text{ m}^3$	$V_5 = 0,000556 \text{ m}^3$	$V_6 = 0,000556 \text{ m}^3$	$V_7 = 0,0000568 \text{ m}^3$

## 2. Performansi Motor Bakar Bensin

### 2.1 Performansi tanpa penggunaan Turbocharger

#### 2.1.1 Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ )

Tekanan efektif rata-rata ( $mep$ ) diperoleh menggunakan persamaan 2.28, untuk nilai  $W_{nett} = 1,3315kJ$  dan volume langkah torak

$$V_d = 0,0004995m^3.$$

$$mep = \frac{W_{nett}}{V_d} = \frac{1,3315}{0,0004995} = 2666,6657kPa$$

#### 2.1.2 Daya Indikator ( $P_i$ )

Besarnya harga daya Indikator ( $P_i$ ) diperoleh menggunakan persamaan 2.29. Diambil putaran mesin  $N = 4400$  rpm dan nilai  $n = 2$ .

$$P_i = \frac{W_{nett} \times N}{n} = \frac{1,3315 \times \frac{4000}{60}}{2} = 44,383kW$$

Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator

$$P_i = 4 \times 44,383kW = 177,532kW$$

#### 2.1.3 Daya poros

Daya poros atau biasa dikenal dengan *brake horse power* dihitung berdasarkan persamaan 2.30. Nilai torsi pada putaran 4000 rpm adalah 18,6 kgf.m (141,264 N-m) sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} = \frac{2\pi \times 4000 \times 18,6}{60 \times 1000} = 7,7912kW$$

#### 2.1.4 Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*)

Konsumsi bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi yang dihitung dengan persamaan 2.31. Untuk putaran mesin  $N = 4000$  rpm,  $m_f = 0,00004823$  kg, jumlah silinder  $z = 4$ , dan  $n = 2$ .

$$\begin{aligned} sfc &= \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} = \frac{0,00004823 \times \left(\frac{4000}{60}\right) \times 4 \times \frac{1}{2}}{P_s} \\ &= \frac{0,0064306667}{7,7912} = 0,0008269158 \frac{kg}{kW} \cdot s = 2976,897 \text{ gram} / kW \cdot \text{jam} \end{aligned}$$

#### 2.1.5 Efisiensi Mekanis

Efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% = \frac{7,7912}{44,383} \times 100\% = 17,55\%$$

#### 2.1.6 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi volumetrik diperoleh dengan menggunakan persamaan

2.34, untuk nilai  $m_u = 0,00043306$  kg dan  $\rho_u = 1,1768 \frac{kg}{m^3}$ .

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times V_d} = \frac{0,0005798}{1,1768 \times 0,0004995} = 0,98637 (98,637\%)$$

### 2.2 Performansi dengan penggunaan Turbocharger

#### 2.2.1 Tekanan efektif rata-rata (*mep*)

Tekanan efektif rata-rata (*mep*) diperoleh menggunakan persamaan

2.28, untuk nilai  $W_{net} = 1,61943$  kJ dan volume langkah torak

$$V_d = 0,0004995 m^3.$$

$$mep = \frac{W_{net}}{V_d} = \frac{1,61943}{0,0004995} = 3242,1021 kPa$$

### 2.2.2 Daya Indikator ( $P_i$ )

Besarnya harga daya Indikator ( $P_i$ ) diperoleh menggunakan persamaan 2.29. Diambil putaran mesin  $N = 4000$  rpm dan nilai  $n = 2$ .

$$P_i = \frac{W_{net} \times N}{n} = \frac{1,61943 \times \frac{4000}{60}}{2} = 53,981 kW$$

Untuk 4 silinder diperoleh daya indicator  $P_i = 4 \times 53,981 kW = 215,914 kW$

### 2.2.3 Daya poros

Daya poros atau biasa dikenal dengan *brake horse power* dihitung berdasarkan persamaan 2.30. Nilai torsi pada putaran 4000 rpm adalah 18,6 kgf.m (18,6 N-m) sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} = \frac{2\pi \times 4000 \times 18,6}{60 \times 1000} = 7,7912 kW$$

### 2.2.4 Konsumsi bahan bakar spesifik ( $sfc$ )

Konsumsi bahan bakar didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dikonsumsi persatuan unit daya yang dihasilkan perjam operasi yang dihitung dengan persamaan 2.31. Untuk putaran mesin  $N=4000$ rpm,  $m_f = 0,00005863$  kg, jumlah silinder  $z=4$ , dan  $n=2$ .

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} = \frac{m_f \times N \times z \times \frac{1}{n}}{P_s} = \frac{0,00005863 \times \left(\frac{4000}{60}\right) \times 4 \times \frac{1}{2}}{P_s}$$

$$= \frac{0,007808}{7,7912} = 0,00100338 \frac{kg}{kW} \cdot s = 3612,1678986 \text{ gram} / kW.jam$$

### 2.2.5 Efisiensi Mekanis

Efisiensi mekanis yang dirumuskan pada persamaan 2.33

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% = \frac{7,7912}{53,981} \times 100\% = 14,43\%$$

### 2.2.6 Efisiensi Volumetrik

Efisiensi Volumetrik diperoleh dengan menggunakan persamaan

2.34, untuk nilai  $m_u = 0,0007036 \text{ kg}$  dan  $\rho_u = 1,4288 \text{ kg/m}^3$ .

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times V_d} = \frac{0,0007036}{1,4288 \times 0,0004995} = 0,9859(98,59\%)$$

## 2.3 Perbandingan Performansi Bahan Bakar Tanpa Turbocharger Dan Performansi Bahan Bakar Dengan Turbocharger

**Table 4.4 Perbandingan Performansi Bahan Bakar**

Keterangan	Tanpa Turbo Changer	Dengan Turbo Changer
Tekanan efektif rata-rata ( <i>mep</i> )	2666,6657 <i>kPa</i>	3242,1021 <i>kPa</i>
Daya Indikator ( $P_i$ )	$P_i = 44,383 \text{ kW}$  Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator $P_i = 177,532 \text{ kW}$	$P_i = 53,981 \text{ kW}$  Untuk 4 silinder diperoleh daya indikator $P_i = 215,924 \text{ kW}$



Daya poros	$P_s = 7,7912 \text{ kW}$	$P_s = 7,791 \text{ kW}$
Konsumsi bahan bakar spesifik ( <i>sfc</i> )	$sfc = 2976,897 \text{ gram} / \text{kW.jam}$	$sfc = 3612,168 \text{ gram} / \text{kW.jam}$
Efisiensi Mekanis	$\eta_m = 17,55\%$	$\eta_m = 14,43\%$
Efisiensi Volumetrik	$\eta_v = 0,9847 \text{ (98,47\%)}$	$\eta_v = 0,9859 \text{ (98,59\%)}$

### 3 Daya dan putaran Turbocharger

#### 3.1 Perhitungan daya Turbin dan Kompresor Turbocharger

Turbin digerakkan oleh gas buang dari motor bakar yang mengkopel langsung kompresor, sehingga daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan turbin.

$$W_{Turbin} = W_{Kompresor}$$

$$\dot{m}_{ex} (h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c} (h_{02} - h_{01})$$

Terlebih dahulu menentukan laju aliran udara melalui kompresor dengan persamaan. Efisiensi volumetrik dengan penggunaan turbocharger  $\eta_v = 0,9846$  dan putaran mesin diambil 5600 rpm sesuai data spesifikasi mesin pada Bab 3.

$$\dot{m}_{u,c} = \frac{\eta_v \times \rho_u \times V_d \times N}{n}$$

$$= \frac{0,9859 \times 1,1768 \times 0,0004995 \times \frac{5600}{60}}{2} = 0,027 \text{ kg/s}$$

Untuk 4 silinder laju aliran udara melalui kompresor menjadi

$$\dot{m}_{u,c} = 4 \times 0,027 \text{ kg/s} = 0,1082 \text{ kg/s}, \text{ maka diperoleh daya turbin dan}$$

kompresor sebesar

$$\dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01})$$

$$\dot{m}_{ex}(1395,97 - 1337,108) = 0,108(333,94 - 300,19)$$

$$\dot{m}_{ex}(58,862) = 3,65175 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{ex} = 0,06204 \text{ kg/s}$$

Laju aliran gas buang melalui turbin sebesar  $\dot{m}_{ex} = 0,06204 \text{ kg/s}$

a. Daya yang dihasilkan turbin :

$$\begin{aligned} W_{Turbin} &= \dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) \\ &= 0,06204(1395,97 - 1337,108) \\ &= 3,6518 \text{ kW} \end{aligned}$$

b. Daya untuk memutar turbin :

$$\begin{aligned} W_{Kompresor} &= \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01}) \\ &= 0,1082(333,94 - 300,19) \\ &= 3,65175 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 3.2 Putaran Turbocharger

Turbin dan kompresor dihubungkan dengan satu poros sehingga putaran dan daya turbin dengan kompresor adalah sama. Dengan grafik

karakteristik kompresor Gambar 4.5 dapat ditentukan putaran turbin dan kompresor pada saat putaran mesin 5600 rpm. Data yang telah diperoleh yaitu:

- Tekanan udara masuk kompresor  $P_{c,in} = P_{01} = 101,325kPa$
- Tekanan udara keluar kompresor (suplai)  $P_{c,out} = P_{02} = 136,788kPa$
- Temperatur udara masuk kompresor  $T_{c,in} = T_{01} = 300K$
- Laju aliran udara melalui kompresor  $\dot{m}_{u,c} = 0,027kg/s$

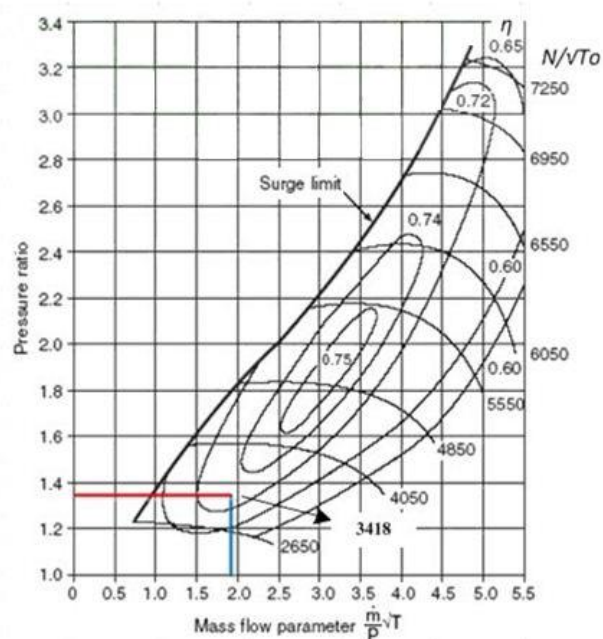
Komponen karakteristik kompresor:

- Corrected mass flow rate*

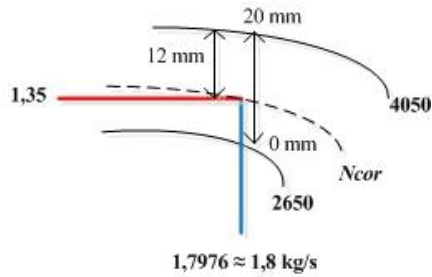
$$\dot{m}_{cor} = \frac{\dot{m}_{u,c}\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} = \frac{0,1082\sqrt{300}}{1,01325} = 1,84957 \text{ kg/s}$$

- Pressure ratio*

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \frac{136,788kPa}{101,325kPa} = 1,35$$



**Gambar 4.5. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal**



$$\frac{20 - 12}{20 - 0} = \frac{\log 4050 - \log N_{cor}}{\log 4050 - \log 2650}$$

$$0,4 = \frac{\log 4050 - \log N_{cor}}{0,1842}$$

$$\log N_{cor} = \log 4050 - (0,4 \times 0,1842) = 3,5337$$

$$\log N_{cor} = 3418$$

### c. Corrected speed

$$N_{cor} = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}$$

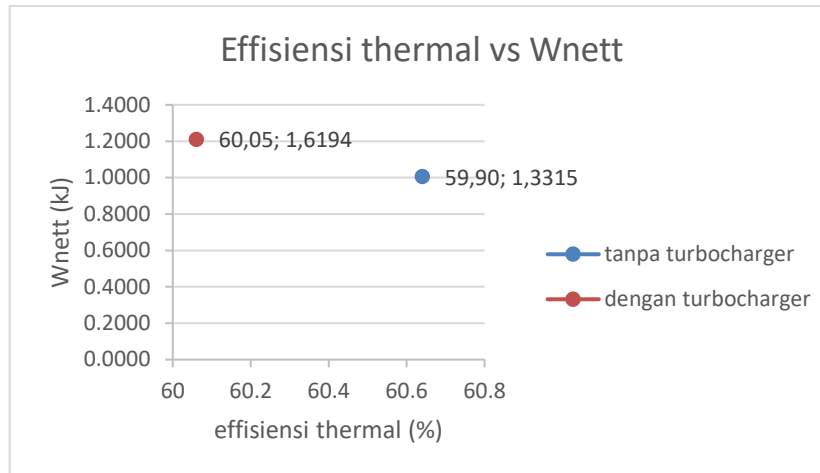
$$N = N_{cor} \times \sqrt{T_{01}} = 3417,99 \times \sqrt{300} = 59201,4966 \text{ rpm}$$

Sehingga diperoleh putaran turbin dan kompresor turbocharger sebesar 59201,4966 rpm, dibulatkan menjadi 59200 rpm dengan efisiensi turbocharger pembacaan grafik sebesar 73%.

## 4. Hasil perfomansi mesin tanpa Turbochager dengan menggunakan Turbochager

### 4.1 effisiensi thermal dengan Wnett

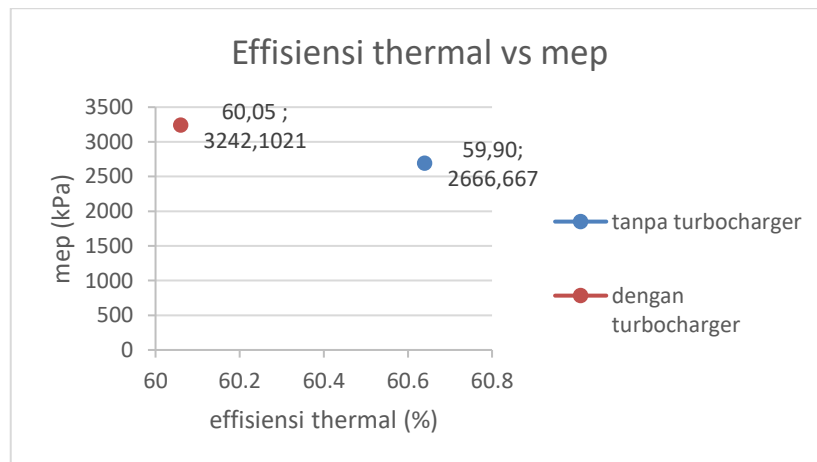
Dari hasil analisis perfomansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar 4.6.grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan Wneet mengalami peningkatan.



**Gambar 4.6 Effisiensi thermal vs Wneet**

#### 4.2 Effisiensi thermal dengan mep

Dari hasil analisis perfromansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar 4.7.garfik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan mep mengalami peningkatan.

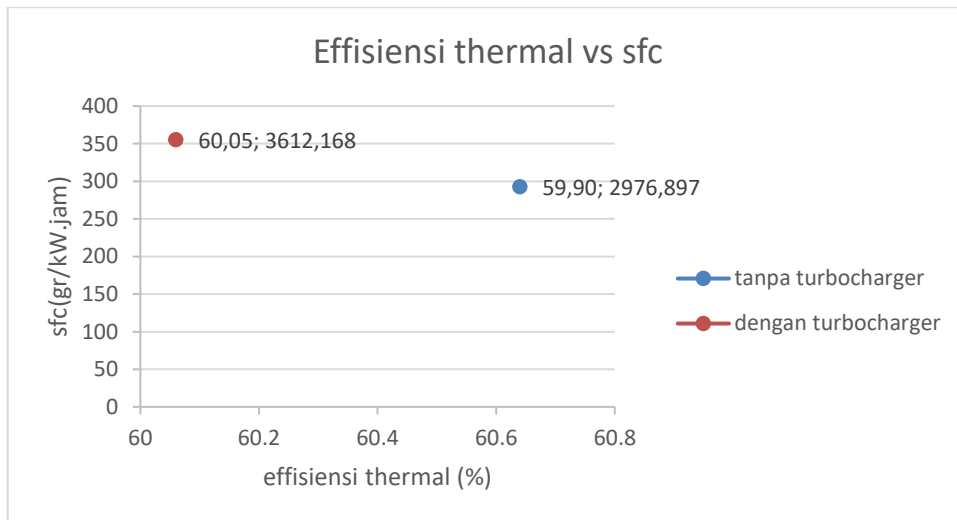


**Gambar 4.7 Effisiensi thermal vs mep**

#### 4.3 Effisiensi thermal dengan sfc

Dari hasil analisis perfromansi mesin tanpa turbocharger dan dengan turbocharger dapat di plot dalam bentuk grafik pada gambar

4.8.grafik menunjukkan bahwa dengan menggunakan turbocharger effisiensi thermal dengan mep mengalami peningkatan.



**Gambar 4.8. Effisiensi thermal vs sfc**

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa termodinamika dan perhitungan performansi mesin bensin Toyota Rush 1500cc tipe IL-4 diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil analisa termodinamika motor bakar bensin tanpa penggunaan turbocharger diperoleh nilai :
  - a. Kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin  $Q_{in}$  sebesar 2,22272 kJ.
  - b. Kalor yang dibuang  $Q_{out}$  sebesar 0,8921 kJ.
  - c. Kerja bersih siklus yang dihasilkan  $W_{nett}$  sebesar 1,3315 kJ.
  - d. Efisiensi termal siklus sebesar 59,90%.
2. Sedangkan hasil analisa termodinamika motor bakar bensin dengan penggunaan turbocharger diperoleh nilai :
  - a. Kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin  $Q_{in}$  sebesar 2,69698kJ.
  - b. Kalor yang dibuang  $Q_{out}$  sebesar 1,0741831 kJ
  - c. Kerja bersih siklus yang dihasilkan  $W_{nett}$  sebesar 1,61943 kJ.
  - d. Efisiensi termal siklus sebesar 60,05%.
3. Daya bersih  $W_{nett}$  dengan penggunaan turbocharger meningkat sebanyak 21,62% dibandingkan tanpa penggunaan turbocharger.
4. Hasil perhitungan performansi motor bakar bensin tanpa penggunaan turbocharger diperoleh nilai :
  - a. Tekanan efektif rata-rata  $mep$  sebesar 2666,6657 kPa

- b. Daya indikator  $P_i$  pada putaran 4000 rpm sebesar **177,532 kW**
  - c. daya poros  $P_s$  pada putaran 4000 rpm sebesar **7,7912 kW**
  - d. Konsumsi bahan bakar spesifik  $sfc$  pada putaran 4000 rpm sebesar **2976,897 gram/kW.jam**
  - e. Efisiensi mekanis  $\eta_m$  sebesar **17,55%**
  - f. Efisiensi volumetrik  $\eta_v$  sebesar **98,637%**.
  
5. Sedangkan hasil perhitungan performansi motor bakar bensin dengan penggunaan turbocharger diperoleh nilai :
  - a. Tekanan efektif rata-rata  $mep$  sebesar **3242,1021 kPa**
  - b. Daya indikator  $P_i$  pada putaran 4000 rpm sebesar **215,924 kW**
  - c. Daya poros  $P_s$  pada putaran 4000 rpm sebesar **7,791 kW**
  - d. Konsumsi bahan bakar spesifik  $sfc$  pada putaran 4000 rpm sebesar **3612,1678986 gram/kW.jam**
  - e. Efisiensi mekanis  $\eta_m$  sebesar **14,43%**
  - f. Efisiensi volumetrik  $\eta_v$  sebesar **98,59%**.
  
6. Daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan oleh turbin, sehingga diperoleh  $W_{Turbin}$  sama dengan  $W_{Kompresor}$  sebesar **3,65175 kW**
  
7. Laju aliran gas buang masuk turbin  $\dot{m}_{ex}$  sebesar **0,06204 kg/s**
8. Laju aliran udara melalui kompresor  $\dot{m}_{u,c}$  sebesar **0,027 kg/s**.
9. Putaran turbocharger yang diperoleh menggunakan grafik karakteristik kompresor sentrifugal adalah **59200 rpm** pada saat putaran mesin bensin **5600 rpm** serta efisiensi turbocharger **73%**.



## **2. Saran**

Untuk kelanjutan kajian teoritis ini kedepannya, perlu kiranya untuk dilakukan perhitungan dimensi turbocharger berdasarkan hasil analisa termodinamika pada kajian ini serta melakukan uji eksperimen dengan mengaplikasikan turbocharger langsung pada mesin bensin dengan dilengkapi alat ukur untuk dapat mengetahui performansinya secara aktual.

## DAFTAR PUSTAKA

Aghaali, H (2012). *On-Engine Turbocharger Performance Considering Heat Transfer*. Licentiate Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology.

Agustinus, (2011). Perancangan Kompresor Sentrifugal pada Turbocharger Motor Bensin 1500 cc untuk Meningkatkan Daya Maksimal sebesar 25%. Jurusan Teknik Mesin, ITS, Surabaya.

Cengel, Y. A.& Boles, M. A. (2006). *Thermodynamis: An Engineering Approach*. 4th ed. McGraw-Hill, New York.

Kusmawadi, A (2008). Kajian studi pengaruh penggunaan turbocarjer dengan interkuler terhadap performansi motor bakar diesel 130 PS penggerak kendaraan truk. DTM, FT-USU, Medan.

Maulana, F., (2009). Kajian Performansi Mesin Non Stationer (Mobile) Berteknologi VVT-i dan Non VVT-i. Departemen Teknik Mesin, USU, Medan.

Pulkrabek, W. W., (2005). *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Prentice Hall, New Jersey.

Rajput, R. K (2005). *A Textbook of Internal Combustion Engine*. First Edition. Laxmi Publication, New Delhi, India.

Santoso, I (2006). Perancangan Turbin Gas dan Blower pada Turbocharger untuk Motor Bensin 1500 cc. Universitas Muhammadiyah Malang.

<http://id.wikipedia.org/wiki/Turbocharger>. diakses pada tanggal 22 November 2017

<http://www.balipost.co.id/mediadetail.php?module=detailberita&kid=14&id=31900>. Diakses pada tanggal 6 Desember 2017

<http://otomotifonline147.blogspot.co.id/2015/03/komponen-turbocharger.html>.  
diakses pada tanggal 22 November 2017

[http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default\\_images/turbogroup/catalog\\_pdf/Garrett\\_GT1544\\_454082-2\\_454083-2.pdf](http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/default_images/turbogroup/catalog_pdf/Garrett_GT1544_454082-2_454083-2.pdf) diakses pada tanggal 18 Desember 2017

[http://team-rs.ru/technical/images/TD04\\_turbos.pdf](http://team-rs.ru/technical/images/TD04_turbos.pdf). diakses pada tanggal 18 Desember 2017

## CURRICULUM VITAE



### **A. DATA PRIBADI**

1. Nama : Muhammad Yusron
2. Jenis Kelamin : Laki – Laki
3. Tempat, Tanggal Lahir : Medan, 16 Februari 1992
4. Kebangsaan : Indonesia
5. Status : Belum Menikah
6. Tinggi / Berat Badan : 165 cm / 65 kg
7. Agama : Islam
8. Alamat : Jl. Alumunium I Gang Surau No. 7  
Kel. Tanjung Mulia  
Kec. Medan Deli  
Kot. Medan
9. No. Hp : 082167670831
10. Email : [mahongyu889@gmail.com](mailto:mahongyu889@gmail.com)

### **B. Riwayat Pendidikan**

1. 1998 – 2004 : Lulus SD Negeri 060873 Medan
2. 2004 – 2007 : Lulus SMP Negeri 24 Medan
3. 2007 – 2010 : Lulus SMK Sinar Husni
4. 2011 – 2018 : Kuliah di Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, Fakultas Teknik, Program Studi Teknik Mesin S1