

## KAJIAN TEORITIS PENGGUNAAN *TURBOCHARGER* TERHADAP PERFORMANSI MESIN BENSIN TIPE 3SZ-VE 1500 CC DAIHATSU TERIOS

Dian Morfi Nasution<sup>1\*</sup>, Amirsyam Nasution<sup>2</sup>, Surya Darma Ginting<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara, Medan, 20155, Indonesia

<sup>2</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Medan Area, Medan, 20233, Indonesia

<sup>3</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Harapan, Medan, 20228, Indonesia

\*E-mail: [dianmorfinasution@usu.ac.id](mailto:dianmorfinasution@usu.ac.id)

### Abstrak

Kunci keuntungan dari *turbocharger* adalah alat ini menawarkan sebuah peningkatan yang cukup banyak dalam tenaga mesin hanya dengan sedikit menambah berat. Tujuan kajian teoritis ini adalah untuk mendapatkan parameter termodinamika mesin bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger*, mendapatkan performansi mesin 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 tipe 3SZ-VE. Hasil analisa termodinamika daya bersih  $W_{\text{net}}$  dengan penggunaan *turbocharger* meningkat sebanyak 20,29% dibandingkan tanpa penggunaan *turbocharger*. Performansi mesin tanpa *turbocharger* diperoleh mep sebesar 2691,906 kPa,  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 147,5613 kW,  $P_s$  sebesar 65,09 kW, sfc sebesar 292,675 gram/kW.jam,  $\eta_m$  sebesar 44,11%, dan  $\eta_v$  sebesar 98,46%. Performansi dengan *turbocharger* diperoleh mep sebesar 3238,314 kPa,  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 177,5136 kW,  $P_s$  sebesar 65,09 kW, sfc sebesar 355,379 gram/kW.jam,  $\eta_m$  sebesar 36,66% dan  $\eta_v$  sebesar 98,45%. Daya *turbocharger* sebesar 3,54915 kW dengan putaran 59200 rpm pada saat putaran mesin bensin 6000 rpm.

**Kata kunci:** *turbocharger*, performansi, mesin bensin

### Abstract

The key advantage of a *turbocharger* is that it offers a considerable increase in engine power with just a little added weight. The purpose of this theoretical study is to obtain thermodynamic parameters of motor gasoline without and with the use of a *turbocharger*, get gasoline motor fuel performance without and with the use of a *turbocharger*, and get the power and gas turbine wheel and compressor on the *turbocharger*. In this theoretical study, data on the technical specifications of the 3SZ-VE type car engine are used. Thermodynamic analysis results with the use of *turbocharger* for net power increased by 20.29% compared to without the use of a *turbocharger*. The performance of the engine without a *turbocharger* obtained mep at 2691.906 kPa,  $P_i$  for 4400 rpm is 147.5613 kW, of 65.09 kW, sfc amounted to 292.675 gram/kWh, amounted to 44.11%, and by 98, 46%. The performance of the *turbocharger* obtained mep at 3238.314 kPa,  $P_i$  for 4400 rpm is 177.5136 kW, of 65.09 kW, sfc amounted to 355.379 gram/kWh, amounted to 36.66% and amounted to 98.45%. *Turbocharger* power of 3.54915 kW at 59200 rpm when the gasoline engine revolution of 6000 rpm.

**Keywords:** *turbocharger*, performance, gasoline engine

## PENDAHULUAN

*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 [1]. Pengembangan otomotif bertujuan membuat mobil ramah terhadap lingkungan sekaligus tetap baik dikendarai. Kendati 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, pencangkokkan *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. Tahun depan makin banyak mobil Eropa yang

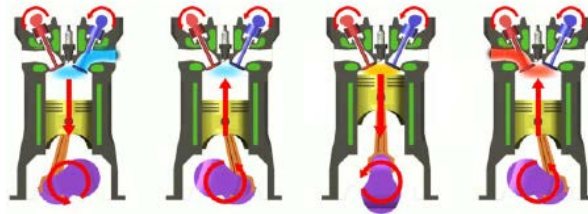
menggunakan platform turbo. Teknologi tersebut diberi nama antara lain, *Efficient Dynamics* (BMW), *Blue Efficiency* (MB) dan *Blue Motion* (VW).

Semakin tertariknya produsen mobil mewah menggunakan *turbocharger* karena pengontrol kerjanya makin canggih dan *turbocharger* sudah bekerja pada putaran rendah. Aliran gas buang yang mengaktifkan turbo kini diatur oleh katup yang bekerja secara elektrik [2]. Ibrahim Santoso (2006), melakukan perancangan turbin gas dan *blower* pada *turbocharger* untuk motor bensin sekelas sedan 1500 cc. Hasil perhitungan diperoleh peningkatan daya efektif mesin mencapai 42% dan mengurangi konsumsi bahan bakar spesifik 6% [3]. 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 [4].

Tujuan penelitian ini adalah (1) mendapatkan parameter termodinamika mesin bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger* yaitu kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin, kerja yang dihasilkan, kalor yang dibuang, dan efisiensi termal siklus; (2) mendapatkan performansi mesin bensin tanpa dan dengan penggunaan *turbocharger* yaitu tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termal, efisiensi mekanis, efisiensi volumetrik, serta perbandingan performansi; dan (3) mendapatkan daya dan putaran turbin gas dan kompresor pada *turbocharger*.

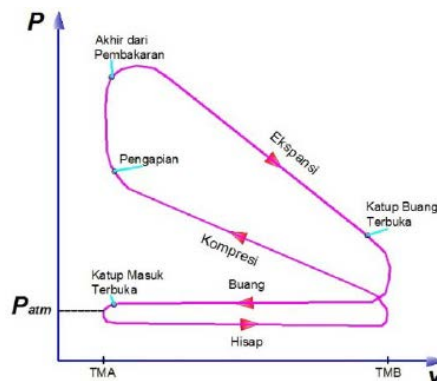
## METODE PENELITIAN

Mesin bensin atau motor bensin dikenal dengan mesin *Otto* yang bekerja dengan gerakan torak bolak balik (bergerak naik turun pada motor tegak) dengan prinsip 4 langkah dan 2 langkah (Gambar 1).



Gambar 1. Langkah kerja mesin bensin 4 langkah [5]

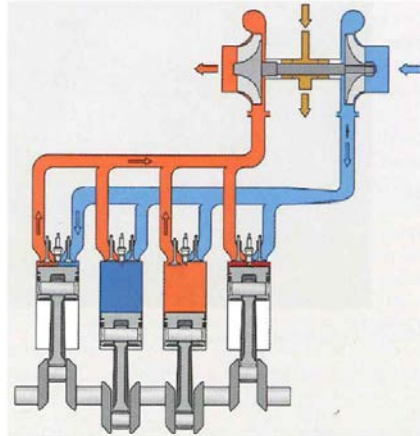
Siklus *Otto* dikemukakan oleh *Nikolaus A. Otto* setelah berhasil membangun sebuah mesin empat langkah pada tahun 1876 di Jerman menggunakan siklus yang diajukan oleh *Frenchman Beau de Rochas* pada tahun 1862 [6]. Siklus *Otto* adalah siklus ideal untuk mesin torak dengan pengapian nyala bunga api. 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* aktual diperlihatkan pada Gambar 2. 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. Diagram  $p - v$  Siklus *Otto* aktual [6]

### Turbocharger

Pada prinsipnya *supercharger* 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 3. Sebuah mesin 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.

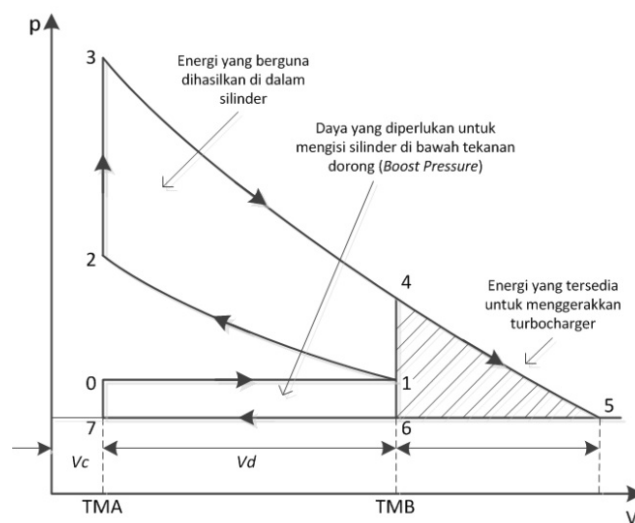


Gambar 3. Skema sederhana *turbocharger* [7]

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 [8].

### Siklus Otto dengan Turbocharger

Siklus Otto udara standar dengan penggunaan *turbocharger* diperlihatkan dengan diagram  $p$ - $V$  pada Gambar 4.



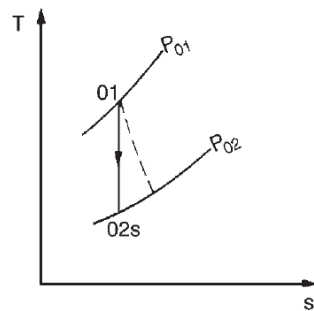
Gambar 4. Diagram  $p$  -  $V$  siklus Otto ideal menggunakan *turbocharger* [9]

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. Langkah untuk menganalisa penggunaan *turbocharger* antara lain:

1. Mengacu literatur [7] temperatur gas buang yang masuk ke turbin *turbocharger* untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara 550-855°C, sedangkan pada literatur [10] menyebutkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai 1050°C (1323 K) untuk mesin modern. Literatur [13] menyajikan temperatur gas masuk turbin diantara 500K sampai 1300 K 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) mengacu pada literatur [11] 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 5, dimana proses adiabatik ideal berubah menjadi kondisi stagnasi.



Gambar 5. Diagram  $T-s$  untuk turbin [12]

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan Persamaan (1) berikut

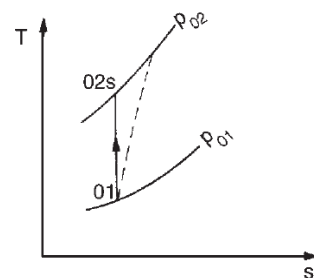
$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{.....(1)}$$

Temperatur gas keluar turbin pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  dapat diperoleh dengan Persamaan (2) berikut

$$\eta_T = \frac{T_{01} - T_{02}}{T_{01} - T_{02s}} \quad \text{.....(2)}$$

b) Analisa Termodinamika pada Kompresor *Turbocharger*

Proses termodinamika yang berlangsung pada kompresor ditunjukkan dengan diagram  $T-s$  pada Gambar 6 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 6. Diagram  $T-s$  kompresor [12]

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi isentropik  $T_{02s}$  dapat diperoleh dengan Persamaan (3) berikut

$$\frac{T_{02s}}{T_{01}} = \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{.....(3)}$$

Temperatur udara keluar kompresor pada kondisi stagnasi  $T_{02}$  dapat diperoleh dengan Persamaan (4) berikut

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad \text{.....(4)}$$

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

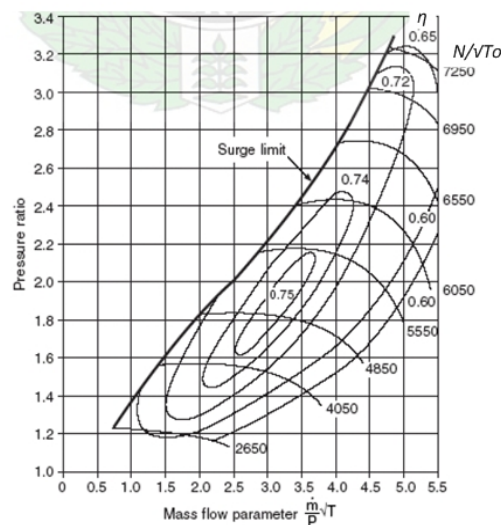
$$W_{Turbin} = W_{Kompresor} \quad \text{.....(5)}$$

$$\dot{m}_{ex}(h_{01} - h_{02}) = \dot{m}_{u,c}(h_{02} - h_{01}) \quad \text{.....(6)}$$

$h_{01}$  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 (7)

$$\dot{m}_u = \frac{\eta_v \times \rho_u \times V_d \times N \times z}{n} \quad \text{.....(7)}$$

Untuk  $z$  adalah jumlah silinder mesin. Putaran *turbocharger* ditentukan dengan grafik karakteristik kompresor Gambar 7 berikut ini.



Gambar 7. Grafik karakteristik kompresor sentrifugal

### Parameter Performansi Mesin Bensin

#### a) 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 (8) [6].

$$mep = \frac{W_{nett}}{V_d} \quad \text{.....(8)}$$

*mep* merupakan tekanan efektif rata-rata (kPa).

b) Daya Indikator ( $P_i$ )

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder mesin sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran di dalam silinder dengan bentuk Persamaan (9).

$$P_i = \frac{W_{nett} \times N}{n} \quad \dots(9)$$

$P_i$  adalah daya indikator (kW),  $N$  sebagai putaran mesin (revolution per minutes/rpm), dan  $n$  jumlah putaran dalam satu siklus, untuk 4 tak nilai  $n$  adalah 2 (putaran/siklus).

c) 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 (10).

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T}{60 \times 1000} \quad \dots(10)$$

$P_s$  daya poros (kW) dan  $T$  torsi yang dihasilkan (Nm). 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.

d) 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 (11).

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P_s} \quad \dots(11)$$

$sfc$  konsumsi bahan bakar spesifik (gr/kWh) dan  $\dot{m}_f$  laju aliran massa bahan bakar (kg/s).

## e) Efisiensi Termal

Efisiensi termal suatu mesin didefinisikan sebagai perbandingan antara energi keluaran dengan energi kimia yang masuk yang terkandung 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 (12).

$$\eta_{th} = \frac{P_i}{\dot{m}_f \times LHV_{BB}} \times 100\% \quad \dots(12)$$

$\eta_{th}$  efisiensi termal (%) dan  $LHV_{BB}$  *low heating value* atau nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg).

## f) Efisiensi Mekanis

Besarnya kerugian daya diperhitungkan dalam efisiensi mekanis yang dirumuskan pada Persamaan (13).

$$\eta_m = \frac{P_s}{P_i} \times 100\% \quad \dots(13)$$

$\eta_m$  efisiensi mekanis (%).

## g) 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 (14).

$$\eta_v = \frac{m_u}{\rho_u \times v_d} \times 100\%$$



.....(14)

$\eta_v$  efisiensi volumetrik (%),  $m_u$  massa udara yang masuk (kg), dan  $\rho_u$  kerapatan udara yang masuk ( $\text{kg/m}^3$ ).

Dalam kajian teoritis ini menggunakan data spesifikasi teknis mesin mobil Daihatsu Terios dengan spesifikasi pada Tabel 1. Model *turbocharger* yang cocok untuk diaplikasikan pada mesin Daihatsu Terios 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 133HP. CT-9 ini memiliki diameter roda kompresor inlet 34 mm dan outlet 48 mm serta diameter turbin 46 mm. Model *turbocharger* ini diperlihatkan pada Gambar 8 [14].

**Tabel 1. Spesifikasi mesin Daihatsu Terios**

Tipe mesin	3SZ-VE DOHC VVT-i, berpendingin air, 4 langkah
Kapasitas silinder	1495 cc ( $\text{cm}^3$ )
Jumlah silinder	4 buah segaris
Jumlah katup	16 buah
Diameter x langkah	72,0 mm x 91,8 mm
Tenaga maksimum	109 PS @ 6000 rpm atau 80.169 kW @ 6000 rpm
Torsi maksimum	14,4 kgf.m @ 4400 rpm
Sistem bahan bakar	<i>Electronic Fuel Injection</i> (EFI)
Bahan bakar	Bensin tanpa timbal
Rasio kompresi	10 : 1
Rasio udara bahan bakar	12 : 1
Kapasitas tangki bahan bakar	45 Liter

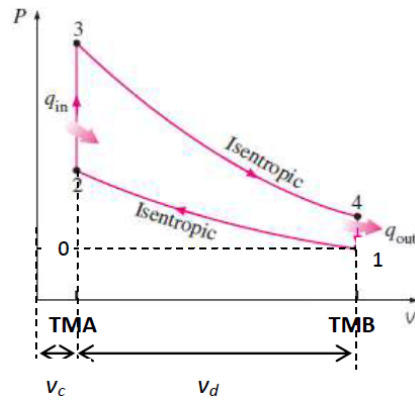


**Gambar 8. Turbocharger Toyota model CT9**

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Analisa Termodinamika

Analisa termodinamika pada siklus *Otto* udara standar yang diperlihatkan dengan diagram  $p$ - $V$  pada Gambar 9.

Gambar 9. Diagram  $p - V$ 

Dari hasil analisa diperoleh nilai-nilai untuk kondisi titik 1,2,3, dan 4 yang diberikan pada Tabel 2.

Tabel 2. Parameter untuk kondisi tiap titik siklus *Otto* udara standar

Kondisi titik 1	Kondisi titik 2
$p_1 = 101,325 \text{ kPa}$	$p_2 = 2545,1689 \text{ kPa}$
$T_1 = 300 \text{ K (27 °C)}$	$T_2 = 753,5659 \text{ K}$
$V_1 = 0,00041527 \text{ m}^3$	$V_2 = 0,000041527 \text{ m}^3$
Kondisi titik 3	Kondisi titik 4
$p_3 = 18514,067 \text{ kPa}$	$p_4 = 737,058 \text{ kPa}$
$T_3 = 5481,589 \text{ K}$	$T_4 = 2182,259 \text{ K}$
$V_3 = 0,000041527 \text{ m}^3$	$V_4 = 0,00041527 \text{ m}^3$

Parameter nilai yang ditetapkan untuk menganalisa penggunaan *turbocharger* antara lain:

1. Mengacu literatur [7] temperatur gas buang yang masuk ke turbin *turbocharger* untuk aplikasi mesin bensin berkisar antara 550-855 °C, sedangkan pada literatur [10] menyebutkan temperatur gas buang maksimum masuk turbin mencapai 1050°C (1323K) untuk mesin modern. Literatur [13] menyajikan temperatur gas masuk turbin diantara 500K sampai 1300K dengan tekanan sampai 300 kPa. Dalam kajian ini diambil nilai temperatur gas buang masuk turbin  $T_{T,in} = 1300 \text{ K (1027°C)}$  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:

$$\frac{T_{T,in}}{T_4} = \left( \frac{p_{T,in}}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$p_{T,in} = p_5 = \left( \frac{\frac{k-1}{k} \frac{T_{T,in}}{T_4}}{\sqrt{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right) p_4 = \left( \frac{\frac{1,4-1}{1,4} \frac{1300}{2182,259}}{\sqrt{\frac{1,4-1}{1,4}}} \right) \times 737,058 = 120,262 \text{ kPa}$$

3. Tekanan gas keluar turbin sama dengan tekanan udara atmosfer yaitu  $p_{T,out} = p_6 = 101,325 \text{ kPa}$ .
4. Tekanan dan temperatur udara masuk kompresor yaitu  $p_{c,in} = p_0 = 101,325 \text{ kPa}$  dan  $T_{c,in} = T_0 = 300 \text{ K (27 °C)}$ .
5. Tekanan udara yang disuplai kompresor ke dalam silinder (tekanan udara keluar kompresor) mengacu pada literatur [20] untuk penggunaan *turbocharger* tanpa pendinginan udara yaitu berkisar antara 1,2 sampai 1,5 atm. Dalam kajian ini diambil tekanan udara yang disuplai  $p_{c,out} = p_1 = 1,35 \text{ atm} = 136.788 \text{ kPa}$ .

Hasil analisa termodinamika pada kondisi kerja turbin dan kompresor *turbocharger* dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Hasil analisa termodinamika *turbocharger*

Turbin
Tekanan gas masuk turbin $p_{T,in} = p_{01} = 120,262 \text{ kPa}$



Temperatur gas masuk turbin $T_{T,in} = T_{01} = 1300\text{ K}$
Entalpi gas masuk turbin $h_{01} = 1395,97\text{ kJ/kg}$
Tekanan gas keluar turbin $p_{T,out} = p_{02} = 101,325\text{ kPa}$
Temperatur gas keluar turbin $T_{T,out} = T_{02} = 1250,312\text{ K}$
Entalpi gas keluar turbin $h_{02} = 1337,108\text{ kJ/kg}$
<b>Kompresor</b>
Tekanan udara masuk kompresor $p_{c,in} = p_{01} = 101,325\text{ kPa}$
Temperatur udara masuk kompresor $T_{c,in} = T_{01} = 300\text{ K}$
Entalpi udara masuk kompresor $h_{01} = 300,19\text{ kJ/kg}$
Tekanan udara keluar kompresor (suplai) $p_{c,out} = p_{02} = 136,788\text{ kPa}$
Temperatur udara keluar kompresor (suplai) $T_{c,out} = T_{02} = 333,57\text{ K}$
Entalpi udara keluar kompresor $h_{02} = 333,94\text{ kJ/kg}$

Parameter untuk kondisi tiap titik dari siklus *Otto* udara standar dengan *turbocharger* dirangkumkan pada Tabel 4.

**Tabel 4. Kondisi tiap titik siklus *Otto* udara standar dengan *turbocharger***

Kondisi titik 1	Kondisi titik 2
$p_1 = 136,788\text{ kPa}$	$p_2 = 3424,90\text{ kPa}$
$T_1 = 333,57\text{ K}$	$T_2 = 835,193\text{ K}$
$V_1 = 0,00041527\text{ m}^3$	$V_2 = 0,000041527\text{ m}^3$
Kondisi titik 3	Kondisi titik 4
$p_3 = 22770,252\text{ kPa}$	$p_4 = 909,427\text{ kPa}$
$T_3 = 5552,733\text{ K}$	$T_4 = 2217,72\text{ K}$
$V_3 = 0,000041527\text{ m}^3$	$V_4 = 0,00041527\text{ m}^3$

### Performansi Mesin Bensin

Perbandingan performansi mesin bensin tanpa dan dengan penggunaan *Turbocharger* diperlihatkan pada Tabel 5.

**Tabel 5. Perbandingan performansi**

Parameter	Tanpa <i>turbocharger</i>	Dengan <i>turbocharger</i>
$mep$	2691,906 kPa	3238,314 kPa
$P_i$ pada 4400 rpm	147,5613 kW	177,5136 kW
$P_s$ pada 4400 rpm	65,09 kW	65,09 kW
$sfc$ pada 4400 rpm	292,675 gr/kW.jam	355,379 gr/kW.jam
$\eta_m$	44,11%,	36,66%
$\eta_v$	98,46%	98,45%

Dari perbandingan performansi pada Tabel 5 dapat dilihat bahwa daya indikator meningkat 16,87% dengan penggunaan *turbocharger*, namun konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi mekanis, dan efisiensi volumetris mengalami penurunan dibanding tanpa *turbocharger*.

### Daya dan Putaran *Turbocharger*

Turbin digerakkan oleh gas buang dari mesin yang mengkopel langsung kompresor, sehingga daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan turbin. Turbin dan kompresor dihubungkan dengan satu poros sehingga putaran dan daya turbin dengan kompresor adalah sama. Laju aliran udara melalui kompresor dihitung dengan Persamaan (7) pada putaran mesin 6000 rpm. Daya yang dihasilkan turbin sebesar 3,54915 kW dan daya ini berlaku untuk memutar kompresor. Putaran turbin dan kompresor ditentukan dengan grafik karakteristik kompresor Gambar 7 pada putaran mesin 6000 rpm. Sehingga diperoleh putaran turbin dan kompresor *turbocharger* sebesar 59201,4966 rpm, dibulatkan menjadi 59200 rpm dengan efisiensi *turbocharger* pembacaan grafik sebesar 73%.

### KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa termodinamika dan perhitungan performansi mesin 3SZ-VE DOHC VVT-i diperoleh kesimpulan berikut:

- Hasil analisa termodinamika mesin bensin tanpa penggunaan *turbocharger* diperoleh nilai kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin  $Q_{in}$  sebesar 1,659 kJ, kalor yang dibuang  $Q_{out}$  sebesar 0,660 kJ, kerja bersih siklus yang dihasilkan  $W_{nett}$  sebesar 1,0061 kJ, dan efisiensi termal siklus sebesar 60,64%. Sedangkan hasil analisa termodinamika mesin bensin dengan penggunaan *turbocharger* diperoleh nilai kalor yang disuplai ke dalam silinder mesin  $Q_{in}$  sebesar 2,01526 kJ, kalor yang dibuang  $Q_{out}$  sebesar 0,8084 kJ, kerja bersih siklus yang dihasilkan  $W_{nett}$  sebesar 1,21032 kJ, dan efisiensi termal siklus sebesar 60,06%. Dalam hal ini daya bersih  $W_{nett}$  dengan penggunaan *turbocharger* meningkat sebanyak 20,29% dibandingkan tanpa penggunaan *turbocharger*.
- Hasil perhitungan performansi mesin bensin tanpa penggunaan *turbocharger* diperoleh tekanan efektif rata-rata  $mep$  sebesar 2691,906 kPa, daya indikator  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 147,5613 kW, daya poros  $P_s$  pada putaran 4400 rpm sebesar 65,09 kW, konsumsi bahan bakar spesifik  $sfc$  pada putaran 4400 rpm sebesar 292,675 gram/kW.jam, efisiensi mekanis  $\eta_m$  sebesar 44,11%, dan efisiensi volumetrik  $\eta_v$  sebesar 98,46%. Sedangkan hasil perhitungan performansi mesin bensin dengan penggunaan *turbocharger* diperoleh tekanan efektif rata-rata  $mep$  sebesar 3238,314 kPa, daya indikator  $P_i$  pada putaran 4400 rpm sebesar 177,5136 kW, daya poros  $P_s$  pada putaran 4400 rpm sebesar 65,09 kW, konsumsi bahan bakar spesifik  $sfc$  pada putaran 4400 rpm sebesar 355,379 gram/kW.jam, efisiensi mekanis  $\eta_m$  sebesar 36,66% dan efisiensi volumetrik  $\eta_v$  sebesar 98,45%.
- Daya yang diperlukan untuk memutar kompresor adalah daya yang dihasilkan oleh turbin, sehingga diperoleh  $W_{Turbin}$  sama dengan  $W_{Kompresor}$  sebesar 3,54915 kW dengan laju aliran gas buang masuk turbin  $\dot{m}_{ex}$  sebesar 0,03509 kg/s dan laju aliran udara melalui kompresor  $\dot{m}_{u,c}$  sebesar 0,10516 kg/s. Putaran *turbocharger* yang diperoleh menggunakan grafik karakteristik kompresor sentrifugal adalah 59200 rpm pada saat putaran mesin bensin 6000 rpm serta efisiensi *turbocharger* 73%.

### DAFTAR PUSTAKA

- <http://id.wikipedia.org/wiki/Turbocharger> diakses Tanggal 11 Juni 2015.
- <http://www.balipost.co.id/mediadetail.php?module=detailberita&kid=14&id=31900> diakses Tanggal 11 Juni 2015.
- Santoso, I., (2006). Perancangan Turbin Gas dan Blower pada *Turbocharger* untuk Motor Bensin 1500 cc. Universitas Muhammadiyah Malang.
- Agustinus., (2011). Perancangan Kompresor Sentrifugal pada *Turbocharger* Motor Bensin 1500 cc untuk Meningkatkan Daya Maksimal sebesar 25%. Jurusan Teknik Mesin, ITS, Surabaya.
- Maulana, F., (2009). Kajian Performansi Mesin Non Stationer (Mobile) Berteknologi VVT-i dan Non VVT-i. Departemen Teknik Mesin, USU, Medan.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach. 4th ed.* McGraw-Hill, New York.
- Aghaali, H. (2012). *On-Engine Turbocharger Performance Considering Heat Transfer*. Licentiate Thesis, Department of Machine Design, Royal Institute of Technology.
- Kusmawadi, A. (2008). Kajian studi pengaruh penggunaan turbocarjer dengan interkuler terhadap performansi mesin diesel 130 PS penggerak kendaraan truk. DTM, FT-USU, Medan.
- Rajput, R. K., (2005). *A Textbook of Internal Combustion Engine*. First Edition. Laxmi Publication, New Delhi, India.

- [10]. Simon, V., Mayer, M. (2000). *Exhaust Gas Temperature 1050°C, An engineering challenge*. BorgWarner Turbo Systems.
- [11]. Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc-Graw Hill.
- [12]. Dixon, S. L. (1998). *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Fourth Edition. Jordan Hill, Oxford.
- [13]. Mitianiec, W., Rodak, L. (2011). *Control Problems in a Turbocharged Spark-Ignition Engine*. Journal of Kones Powertrain and Transport, vol. 18.
- [14]. <http://www.kadekticaret.com/turbobenefits.htm> diakses tanggal 24 Agustus 2015.