



Analisis prestasi mesin mobil diesel *turbocharger* yang diuji dengan *dynamometer*

Yusvardi Yusuf^{a,1}, Ni Ketut Caturwati^a, Imron Rosyadi^a, Haryadi^a, Aswata^a, Syarif Abdullah^a

^aJurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sultan Ageng Tirtayasa, Jl Jenderal Sudirman KM 3, Cilegon 42435, Indonesia

¹E-mail: yus_umsat@yahoo.com

INFO ARTIKEL

Riwayat artikel:

Diajukan pada 15 September 19

Direvisi pada 04 November 19

Disetujui pada 18 November 19

Tersedia daring pada 26 November 19

Kata kunci:

Diesel, *dynamometer*, prestasi mesin, *turbocharger*.

Keywords:

Diesel, *dynamometer*, engine performance, *turbocharger*

ABSTRAK

Gas buang kendaraan adalah salah satu penyebab polusi udara di dunia khususnya kota-kota besar yang disebabkan oleh pembakaran yang tidak sempurna. Untuk menghasilkan pembakaran yang sempurna pada mesin diesel dibutuhkan kompresi udara pada tekanan dan temperatur tinggi dan jumlah bahan bakar yang sesuai dimana kondisi udara tersebut harus mampu membakar bahan bakar pada saat diinjeksikan ke ruang bakar. Untuk itu diperlukan *turbocharger* untuk menghasilkan pembakaran yang lebih baik sehingga gas buang yang dihasilkan lebih ramah lingkungan. *Turbocharger* selain digunakan untuk menghasilkan pembakaran yang lebih baik juga membantu meningkatkan daya mesin menjadi lebih besar dengan kapasitas silinder yang sama. Dari pengujian didapatkan kenaikan torsi maksimum sebesar 18,31 N.m pada 2000 rpm dan tanpa *turbocharger* torsi maksimumnya sebesar 16,52 N.m pada 1800 rpm. Untuk maksimum daya dengan *turbocharger* dicapai 3800 rpm yaitu 57,24 kW dan tanpa *turbocharger* pada 3800 rpm yaitu 52,15 kW. Untuk konsumsi bahan bakar spesifik pada torsi maksimum dengan *turbocharger* sebesar 154,8 gr/ps.h dan tanpa *turbocharger* yaitu 172,3 gr/ps.h. Dengan *turbocharger* tekanan efektif rata-rata maksimum dicapai pada 2000 rpm yaitu 9,20 kg/cm² dan tanpa *turbocharger* pada 1800 rpm sebesar 8,30 kg/cm². Untuk batas asap pada mesin yang menggunakan *turbocharger* hasil pengukuran batas asap maksimum 2,07g/m³ sedangkan pada mesin tanpa *turbocharger* hasilnya adalah 4,53g/m³.

ABSTRACT

Vehicle exhaust gas is one of the causes of air pollution throughout the world in big cities caused by incomplete combustion. To produce complete combustion in a diesel engine, compressed air at high pressure and temperature and appropriate amount of fuel must be able to burn fuel when injected into the combustion chamber. That requires a turbocharger to produce better combustion so that the resulting exhaust gas is more environmentally friendly. Turbochargers besides being used to produce better combustion also help increase engine power to be greater with the same cylinder capacity. From the test, the maximum torque increase was 18.31 N.m at 2000 rpm and without the turbocharger the maximum torque was 16.52 N.m at 1800 rpm. For maximum power with a turbocharger 3800 rpm is achieved which is 57.24 kW and without a turbocharger at 3800 rpm which is 52.15 kW. For specific fuel consumption at maximum torque with a turbocharger of 154.8 gr/ps.h and without a turbocharger that is 172.3 gr/ps.h. With a turbocharger the maximum average effective pressure is achieved at 2000 rpm which is 9.20 kg/cm² and without a turbocharger at 1800 rpm at 8.30 kg/cm². For smoke limits on engines that use turbochargers the maximum smoke limit measurement results are 2.07g/m³ while for engines without turbochargers the result is 4.53g/m³.

Tersedia pada: <http://dx.doi.org/10.36055/tjst.v15i2.6815>

1. Pendahuluan

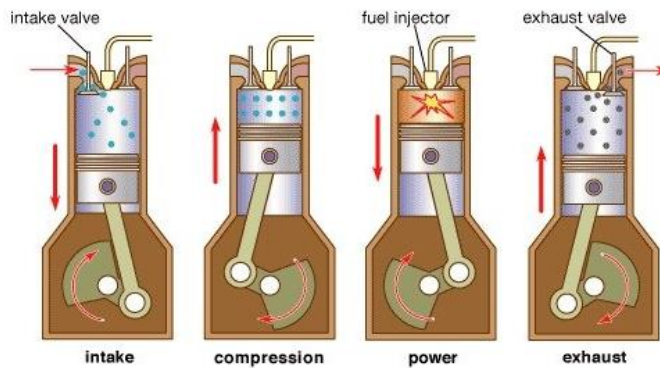
Kemajuan teknologi industri kendaraan bermotor telah tumbuh dan berkembang dengan pesat. Pabrik kendaraan bermotor dituntut untuk menghasilkan kendaraan yang berkualitas baik, yaitu kendaraan dengan daya keluaran optimal, bahan bakar irit dan memenuhi standar pemerintah dengan kadar gas buang yang ramah lingkungan. Menurut katalog BPS Indonesia 2004, kendaraan di Jakarta terdiri dari: mobil pribadi berjumlah 1.237.778, bus 311.627, truk 397.076 dan sepeda motor 2.212.967. Dalam hal ini mesin diesel yang bahan bakarnya solar ditetapkan pemerintah Indonesia harus menghasilkan kepekatan gas buang maksimal 40 % untuk melaju di jalan umum.

Dalam kenyataannya pembakaran dalam motor diesel tersebut sering tidak dapat berlangsung dengan sempurna. Jumlah bahan bakar dalam ruang bakar yang tidak sesuai dengan kebutuhan, proses penginjeksian bahan bakar dengan udara dalam ruang bakar seringkali menjadi penyebab ketidaksempurnaan proses pembakaran [1]. Untuk itu, diperlukan suatu teknologi untuk menghasilkan pembakaran yang sempurna sehingga gas buang yang terjadi ramah lingkungan. Alat ini salah satunya adalah *turbocharger*, dimana alat tersebut digunakan untuk menghasilkan tenaga yang lebih besar dengan kapasitas silinder yang sama. Selain itu manfaat *turbocharger* adalah menekan gas buang agar gas sisa pembakaran ramah terhadap lingkungan. Meskipun demikian, penggunaan *turbocharger* pada kendaraan perlu dianalisis secara cermat agar mesin memiliki konsumsi bahan bakar yang efisien, daya output yang lebih besar dan gas buang yang rendah.

2. Studi Pustaka

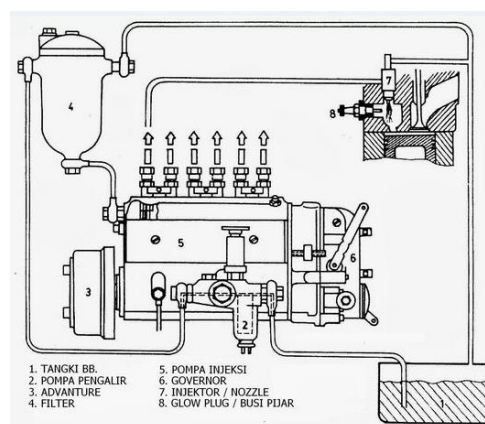
2.1. Prinsip kerja mesin diesel

Cara penyalan bahan bakar dilakukan dengan menyemprotkan ke dalam udara yang telah bertekanan dan bertemperatur tinggi. Sebagai akibat dari proses kompresi, maka dibutuhkan suatu alat untuk memompa bahan bakar sesuai yang dibutuhkan untuk proses pembakaran, alat ini disebut pompa bahan bakar. Cara kerja mesin diesel 4 langkah diilustrasikan pada Gambar 1.



Gambar 1. Cara kerja mesin diesel 4 langkah [2].

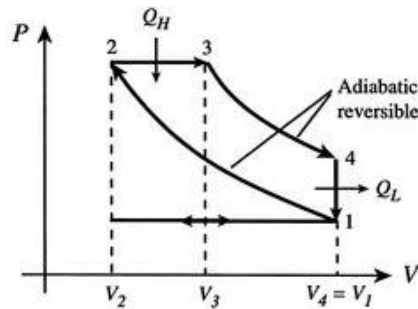
Beberapa tipe pompa yang ada yaitu: tipe pompa pribadi, distribusi dan akumulator. Ketiga sistem ini mempergunakan beberapa komponen yang sama yaitu tangki, saringan dan pompa (tekanan rendah) penyalur seperti pada Gambar 2. Saringan bahan bakar sangat diperlukan untuk mencegah masuknya kotoran ke dalam pompa penyalur, pompa tekanan tinggi dan penyemprot bahan bakar. Kotoran di dalam aliran bahan bakar dapat menyebabkan kerusakan, terutama keausan pompa dan penyemprot. Juga saluran bahan bakar bisa tersumbat, sehingga mengganggu kerja motor diesel. Pompa penyalur mengalirkan bahan bakar dari tangki ke pompa tekanan tinggi agar pompa tekanan tinggi selalu terisi bahan bakar dalam segala operasinya.



Gambar 2. Komponen sistem bahan bakar diesel [3].

2.2. Siklus diesel udara standar

Pada kenyataannya, analisis motor bakar secara termodinamika dan kimia sangat kompleks. Karena itu digunakan keadaan ideal yang membuat analisis menjadi lebih mudah dan sedapat mungkin keadaan ideal ini tidak menyimpang jauh dari keadaan sebenarnya. Gambar 3 di bawah ini adalah siklus ideal mesin diesel.



Gambar 3. Siklus ideal mesin diesel [4].

Pada Gambar 3 merupakan proses dari siklus ideal dari mesin diesel dengan proses siklusnya adalah sebagai berikut:

- Fluida kerja dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan
- Langkah isap (0→1) merupakan proses tekanan konstan
- Langkah kompresi (1→2) proses isentropik
- Langkah pembakaran (2→3) dianggap sebagai proses pembakaran (pemasukan kalor pada tekanan konstan)
- Langkah kerja (3→4) proses isentropik
- Langkah pembuangan (4→1) dianggap sebagai proses pengeluaran kalor pada volume konstan.
- Langkah buang (1→0) ialah proses tekanan konstan.

Untuk analisis termodinamika pada Gambar 3 pada titik 1, 2, 3 dan 4 dapat dibuat sebagai berikut:

Diasumsikan P_1 , V_1 dan T_1 diketahui, dan rasio volume $\frac{V_1}{V_2} = r$ juga diketahui, maka [5]

1. T_2 didapatkan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \\ \Leftrightarrow T_2 &= T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} \\ &= T_1 (r)^{\gamma-1} \end{aligned} \quad (1)$$

Sedangkan untuk P_2 didapatkan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_1 V_1^\gamma &= P_2 V_2^\gamma \\ \Leftrightarrow P_2 &= P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \\ &= P_1 (r)^\gamma \end{aligned} \quad (2)$$

2. Pada saat tekanan konstan $P_3 = P_2$ dan substitusi persamaan (1), maka didapatkan T_3 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{V_3}{T_3} &= \frac{V_2}{T_2} \\ \Leftrightarrow T_3 &= T_2 \cdot \left(\frac{V_3}{V_2} \right) \\ &= T_1 (r)^{\gamma-1} \cdot \left(\frac{V_3}{V_2} \right) \text{ Misalkan } \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = \beta \text{ adalah cut-off ratio, maka} \\ &= T_1 (r)^{\gamma-1} \beta \end{aligned} \quad (3)$$

3. Pembuangan kalor hasil pembakaran,

$$\begin{aligned} \frac{T_4}{T_3} &= \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} \\ \Leftrightarrow T_4 &= T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} \end{aligned} \quad (4)$$

Juga untuk $P_4 V_4^\gamma = P_3 V_3^\gamma$, maka

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^\gamma \quad (5)$$

4. Untuk jumlah panas yang dimasukan dapat dihitung dengan,

$$q_{in} = C_p(T_3 - T_2) \quad (6)$$

5. Untuk kalor yang dilepaskan dihitung dengan,

$$q_{out} = C_v(T_4 - T_1) \quad (7)$$

6. Kerja yang berguna dapat dihitung,

$$W = q_{in} - q_{out} \quad (8)$$

7. Efisiensi *thermal* yang merupakan perbandingan antara kerja berguna terhadap jumlah energi yang dimasukkan dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_2)}, \quad (9)$$

dengan $\gamma = \frac{C_v}{C_p}$.

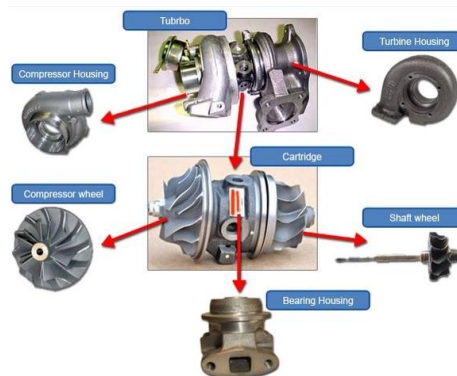
2.3. Turbocharger

Turbocharger adalah suatu pengkompresi udara yang digerakkan oleh gas buang digunakan untuk menaikkan tekanan yang dimasukkan ke mesin. Semua gas buang yang keluar dari mesin dilakukan melalui turbin (sudu-sudu) sebelum dikeluarkan ke udara luar. Ujung dari kompresor (sudu-sudu) *turbocharger* menghisap udara yang disaring dan dikirimkan pada tekanan yang lebih tinggi ke silinder mesin. Pada Gambar 4 dibawah ini merupakan skema *turbocharger* pada mesin diesel.



Gambar 4. Skema *turbocharger* pada mesin diesel [6].

Turbocharger dilengkapi dengan *wastegate* untuk mengontrol tekanan udara yang masuk (*boost pressure*) dan ada juga yang dilengkapi dengan *inter-cooler* untuk menurunkan temperatur udara masuk, seperti ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Konstruksi dan komponen *turbocharger* [7].

Turbocharger terdiri dari:

- Turbin housing
- Compressor housing
- Center housing
- Turbin wheel
- Compressor wheel
- Full-floating bearing
- Waste gate valve
- Actuator

2.4. Parameter pengujian prestasi mesin

Pengujian prestasi mesin diesel tanpa *turbocharger* dan dengan *turbocharger* ini memerlukan parameter uji untuk merupakan hasil pengujian. Parameter pengujian prestasi ini terdiri dari daya, torsi, konsumsi bahan bakar spesifik dan gas buang CO.

2.4.1. Daya

Daya yang diperoleh dari mesin dan yang diserap oleh dinamometer adalah hasil dari torsi dan kecepatan sudutnya.

$$\begin{aligned}
 P &= \omega.T, \text{ dengan } \omega \text{ adalah kecepatan sudut} \\
 &= 2\pi n.T, \text{ dengan } n \text{ adalah putaran poros engkol [8]} \\
 &= \text{Load (kg)} \times n \text{ (rpm)} \times \frac{k}{1000}, \text{ dengan } k \text{ adalah faktor koreksi.}
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

2.4.2. Torsi

Torsi merupakan parameter indikator yang cukup baik untuk mengetahui kemampuan mesin dalam melakukan suatu usaha. Torsi didefinisikan sebagai gaya yang bekerja pada jarak tertentu dan memiliki satuan Nm atau lbf-ft. Besarnya torsi suatu mesin dapat diperoleh dari hasil pengujian dengan menggunakan alat *dynamometer test* [9]. Mesin ditempatkan pada *test bench*, kemudian poros dihubungkan pada rotor dinamometer. Gambar 6 menggambarkan pengujian prestasi mesin dengan alat *dynamometer test*.



Gambar 6. Pengujian prestasi mesin dengan alat test *dynamometer* [10].

Perhitungan torsi yang bekerja pada mesin didapatkan dengan

$$T = \frac{\text{Load (kg)} \times \text{Arm length (mm)} \times k \text{ [kg.m]}}{1000},
 \tag{11}$$

dengan k adalah faktor koreksi.

2.4.3. Batas asap

Proses pembakaran berlangsung seperti diterangkan di atas, tetapi jika butir-butir bahan bakar yang terjadi karena penyemprotan itu terlalu besar atau apabila beberapa butir terkumpul menjadi satu, maka akan terjadi dikompresikan. Hal ini disebabkan karena pemanasan udara yang bertemperatur tinggi, tetapi penguapan dan pencampuran dengan udara yang ada di dalam silinder tidak dapat berlangsung sempurna. Terutama pada saat-saat ketika terlalu banyak bahan bakar yang disemprotkan, yaitu pada waktu daya mesin akan diperbesar, misalnya untuk akselerasi, maka terjadinya *angus* itu tidak dihindarkan. Jika *angus* yang terjadi itu terlalu banyak, gas buang yang keluar dari mesin akan berwarna hitam dan mengotori udara. Batas yang diperoleh biasanya dinamakan Batas Asap, yaitu salah satu kondisi yang membatasi daya motor diesel.

3. Metode Pengujian

3.1. Variabel pengujian

Pengujian dilakukan dengan:

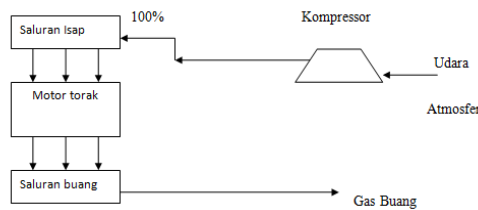
- Pengujian *performance* mesin tanpa *turbocharger*
- Pengujian *performance* mesin dengan *turbocharger*

Sedangkan data tentang prestasi kerja mesin yang diteliti mencakup:

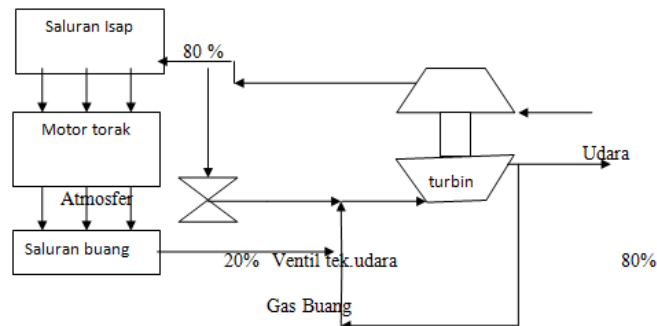
- Daya
- Torsi
- Konsumsi bahan bakar spesifik
- Gas buang CO

Skema pengujian dilakukan dengan:

- Skema pengujian tanpa *turbocharger*, yang diilstrasikan pada Gambar 7
- Skema pengujian dengan *turbocharger*, yang diilstrasikan pada Gambar 8



Gambar 7. Skema pengujian tanpa turbocharger.



Gambar 8. Skema pengujian dengan turbocharger.

3.2. Pelaksanaan pengujian

1. Memasang perlengkapan pengujian keakuratan mesin:
 - Paket piranti lunak ADS (*Advance Dyno Station*)
 - *Remote control* untuk mengatur kecepatan, rpm dan torsi
 - Pengait rantai untuk meletakkan kendaraan pada alat uji
 - Alat ukur Bosch untuk mengukur kepekatan gas buang pada knalpot.
2. Melakukan pemanasan awal (*motoring*), batasan *motoring* adalah *thermostat* pada saat *thermostast housing* membuka pada temperatur 70 °C. Hal ini dapat dilihat dengan naiknya temperatur air pendingin keluar mesin pada *thermister set*.
3. Melengkapi lembar pengujian selama pemanasan
4. Pengujian tanpa turbocharger dan dengan turbocharger
 - Setelah proses pemanasan terakhir (4000 rpm) atur tekanan gas:
 - Mesin diesel tanpa turbocharger; 0,28 kg/cm² pada 4000 rpm
 - Mesin diesel dengan turbocharger; 0,30 kg/cm² pada 4000 rpm
5. Naikkan akselerasi (*engine speed control cable*) perlahan-lahan sampai posisi maximum; isi data pengujian untuk setiap percepatan tertentu
6. Ambil data:
 - Kepekatan gas buang 2 kali untuk setiap kecepatan mesin
 - Tekanan kompresi silinder
 - Torsi dan daya tiap kecepatan.

Hasil pengujian dapat dilihat dalam beberapa tabel di bawah ini:

Tabel 1. Daya mesin pada rpm berbeda.

Rpm	Tanpa Turbocharger		Dengan Turbocharger	
	W (kg)	P.max(kW)	W (kg)	P. max (kW)
1000	20,24	15,47	20,10	15,06
1200	21,60	19,81	22,20	19,97
1400	21,85	23,37	22,60	23,71
1600	21,92	26,80	23,90	28,66
1800	22,21	30,55	24,60	33,19
2000	22,06	33,72	25,10	37,62
2200	21,96	36,92	23,60	38,91
2300	21,85	38,40	23,40	40,33
2400	21,65	39,71	23,50	42,27
2600	20,92	41,56	23,00	44,82
2800	20,83	44,57	22,00	46,17
3000	20,58	47,18	21,60	48,57
3200	20,09	49,13	21,40	51,32
3400	19,58	50,87	20,80	53,00
3600	18,73	51,53	20,30	54,77

Rpm	Tanpa Turbocharger		Dengan Turbocharger	
	W (kg)	P.max(kW)	W (kg)	P. max (kW)
3800	17,96	52,15	20,10	57,24
3900	17,20	51,26	19,00	55,54
4000	16,60	50,67	18,20	54,56

Pada Tabel 1 dapat dilihat perbandingan daya mesin dengan *turbocharger* dan tanpa *turbocharger* pada rpm berbeda. Untuk daya maksimum tertinggi diperoleh pada 3800 rpm dimana mesin dengan menggunakan *turbocharger* memiliki daya maksimum sebesar 57,24 kW, sedangkan mesin tanpa *turbocharger* memiliki daya maksimum sebesar 52,15 kW. Pada putaran mesin maksimum yaitu 4000 rpm, diperoleh daya maksimum untuk mesin dengan *turbocharger* sebesar 54,56 kW dan mesin tanpa *turbocharger* sebesar 50,67 kW. Jika dilihat perbandingan dari putaran mesin yang berbeda dapat dikatakan bahwa mesin dengan *turbocharger* memiliki keunggulan dari sisi keluaran daya maksimum dibandingkan dengan mesin tanpa *turbocharger*.

Tabel 2. Torsi mesin pada rpm berbeda.

Rpm	Tanpa Turbocharger		Dengan Turbocharger	
	W (kg)	T (N.m)	W (kg)	T (N.m)
1000	20,24	15,06	20,10	14,67
1200	21,60	16,07	22,20	16,20
1400	21,85	16,25	22,60	16,49
1600	21,92	16,31	23,90	17,44
1800	22,21	16,52	24,60	17,95
2000	22,06	16,41	25,10	18,31
2200	21,96	16,34	23,60	17,22
2300	21,85	16,25	23,40	17,07
2400	21,65	16,11	23,50	17,15
2600	20,92	15,56	23,00	16,78
2800	20,83	15,50	22,00	16,05
3000	20,58	15,31	21,60	15,76
3200	20,09	14,95	21,40	15,61
3400	19,58	14,57	20,80	15,18
3600	18,73	13,93	20,30	14,81
3800	17,96	13,36	20,10	14,67
3900	17,20	12,80	19,00	14,86
4000	16,60	12,35	18,20	13,28

Pada Tabel 2 dapat dilihat perbandingan torsi mesin pada putaran mesin yang berbeda. Torsi mesin tertinggi diperoleh nilai 18,31 N.m pada putaran 2000 rpm untuk mesin dengan *turbocharger* sedangkan untuk mesin tanpa *turbocharger* diperoleh nilai 16,41 N.m. Pada putaran mesin maksimum di posisi 4000 rpm nilai torsi untuk mesin dengan *turbocharger* adalah 13,28 N.m lebih tinggi jika dibandingkan dengan mesin tanpa *turbocharger* yang memperoleh nilai torsi sebesar 12,35 N.m.

Tabel 3. Konsumsi bahan bakar spesifik mesin pada rpm berbeda.

Rpm	Tanpa Turbocharger			Dengan Turbocharger		
	Q (lt/h)	P max (kW)	SFC (gr/kWh)	Q (lt/h)	P.max (kW)	SFC (gr/kWh)
1000	4,13	15,47	223,99	4,12	15,06	229,53
1200	5,15	19,81	218,11	5,22	19,97	219,31
1400	6,30	23,37	226,17	6,18	23,71	218,68
1600	7,27	26,80	227,59	7,23	28,66	211,65
1800	8,57	30,55	235,36	8,31	33,19	210,07
2000	9,65	33,72	240,11	9,44	37,62	210,53
2200	10,59	36,92	240,66	10,17	38,91	219,29
2300	10,90	38,40	238,15	10,55	40,33	218,44
2400	11,02	39,71	232,83	10,99	42,27	218,14
2600	11,73	41,56	236,80	11,63	44,82	217,71
2800	13,04	44,57	245,47	12,27	46,17	222,97
3000	14,06	47,18	250,03	13,51	48,57	223,37
3200	15,13	49,13	258,38	14,52	51,32	237,38
3400	16,34	50,87	269,50	15,46	53,00	244,73
3600	17,32	51,53	282,00	16,29	54,77	249,54
3800	17,65	52,15	283,96	17,22	57,24	252,40
3900	17,92	51,26	293,31	17,24	55,54	260,43
4000	17,95	50,67	297,22	17,47	54,56	268,65

Pada Tabel 3 dapat dilihat perbandingan konsumsi bahan bakar spesifik mesin pada rpm berbeda, dimana nilai SFC terkecil untuk mesin tanpa *turbocharger* sebesar 218,11 gr/kWh terjadi pada putaran mesin 1200 rpm, sedangkan untuk mesin dengan *turbocharger* diperoleh nilai SFC terkecil sebesar 210,07 gr/kWh pada putaran mesin 1800 rpm. Pada saat daya maksimum di putaran mesin 3800 rpm nilai SFC mesin dengan *turbocharger* lebih irit dibandingkan mesin tanpa *turbocharger* dengan nilai perbandingan 252,40 gr/kWh:283,96 gr/kWh. Pada putaran mesin maksimum yaitu diposisi 4000 rpm nilai SFC untuk mesin dengan *turbocharger* adalah 268,65 gr/kWh dan mesin tanpa *turbocharger* 297,22 gr/kWh.

Tabel 4. Gas buang CO mesin pada rpm berbeda.

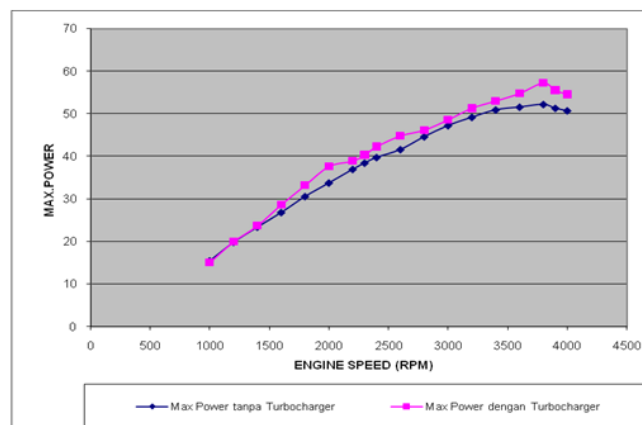
Rpm	Kandungan CO (g/m ³)	
	Tanpa Turbocharger	Dengan Turbocharger
1000	2,65	2,07
1200	3,90	1,78
1400	4,20	1,38
1600	4,31	0,99
1800	4,53	0,79
2000	4,51	0,66
2200	4,29	0,49
2300	4,05	0,86
2400	3,40	0,57
2600	4,05	0,56
2800	4,01	0,47
3000	4,61	0,54
3200	4,47	0,88
3400	4,75	0,66
3600	4,78	0,86
3800	4,35	1,17
3900	4,08	0,96
4000	3,55	0,99

Pada Tabel 4 dapat dilihat perbandingan gas buang CO mesin pada rpm berbeda untuk mesin tanpa *turbocharger* dan mesin dengan *turbocharger*. Nilai gas buang CO terkecil untuk mesin tanpa *turbocharger* adalah 2,65 g/m³ pada putaran mesin 1000 rpm dan untuk mesin dengan *turbocharger* adalah 0,47 g/m³ pada putaran mesin 2800 rpm. Nilai gas buang CO tertinggi untuk mesin tanpa *turbocharger* adalah 4,78 g/m³ pada putaran mesin 3600 rpm dan untuk mesin dengan *turbocharger* diperoleh nilai sebesar 2,07 g/m³ pada putaran mesin 1000 rpm. Pada saat daya maksimum mesin tercapai pada rpm 3800, nilai gas buang CO untuk mesin tanpa *turbocharger* adalah 4,35 g/m³ sedangkan untuk mesin dengan *turbocharger* adalah 1,17 g/m³. Pada putaran mesin maksimum diperoleh nilai gas buang CO mesin tanpa *turbocharger* adalah 3,55 g/m³ dan untuk mesin dengan *turbocharger* adalah 0,99 g/m³.

4. Pembahasan Hasil Pengujian

Berdasarkan data-data pengujian mesin pada tabel 1, 2, 3 dan 4, maka selanjutnya dibuat ke dalam bentuk grafik-grafik untuk mempermudah dalam menganalisis hasil pengujian. Grafik-grafik analisis yang dibuat yaitu grafik daya mesin, torsi mesin, konsumsi bahan bakar spesifik dan gas buang CO.

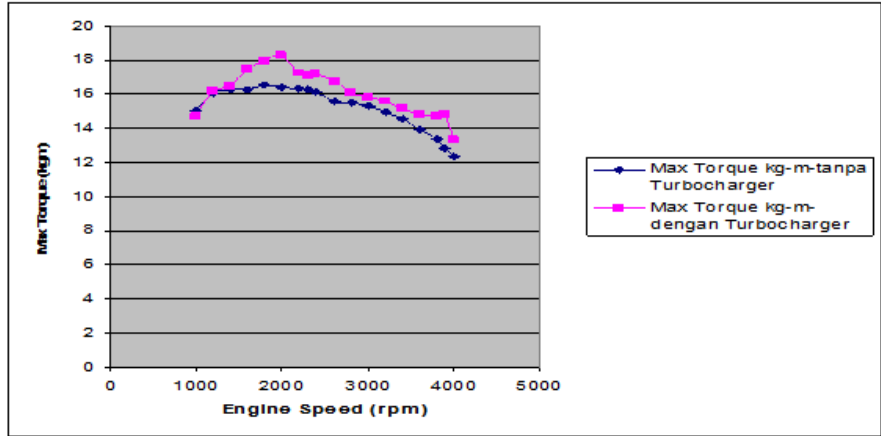
4.1. Grafik daya mesin



Gambar 9. Grafik daya maksimum terhadap kecepatan putaran mesin.

Pada Gambar 9 dapat disimpulkan bahwa daya yang dihasilkan mesin dengan menggunakan *turbocharger* lebih besar dari pada mesin tanpa *turbocharger*. Pada pengujian mesin dengan menggunakan *turbocharger* daya maksimum didapat pada putaran mesin 3800 rpm sebesar 57,24 kW, sedangkan pada mesin tanpa *turbocharger* daya maksimum didapat pada putaran mesin 3800 rpm sebesar 52,15 kW. Terjadi peningkatan nilai daya maksimum pada mesin dengan menggunakan *turbocharger* sebanyak 9,76 % dari kondisi mesin tanpa *turbocharger*.

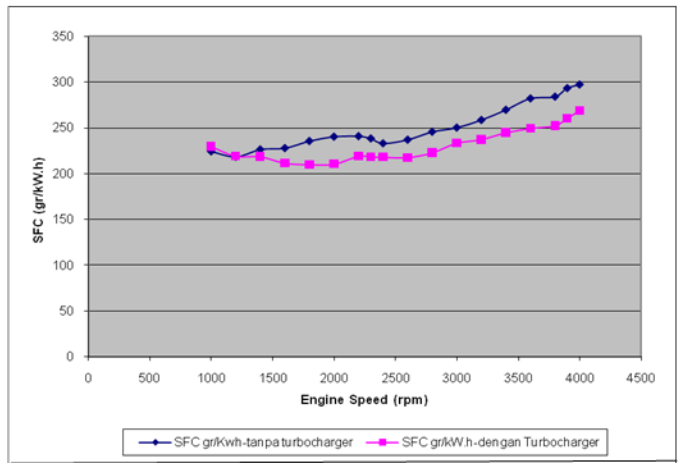
4.2. Grafik torsi mesin



Gambar 10. Grafik torsi maksimum terhadap kecepatan putaran mesin.

Pada Gambar 10 diperlihatkan torsi maksimum pada mesin tanpa *turbocharger* pengujian yang dilakukan didapat sebesar 16,52 N.m dicapai pada 1800 rpm dan dengan mesin dengan *turbocharger* pengujian yang dilakukan didapat torsi maksimum sebesar 18,31N.m dicapai pada 2000 rpm. Terjadi peningkatan nilai torsi maksimum pada mesin dengan menggunakan *turbocharger* sebanyak 10,84 % dari kondisi mesin tanpa *turbocharger*.

4.3. Grafik konsumsi bahan bakar spesifik

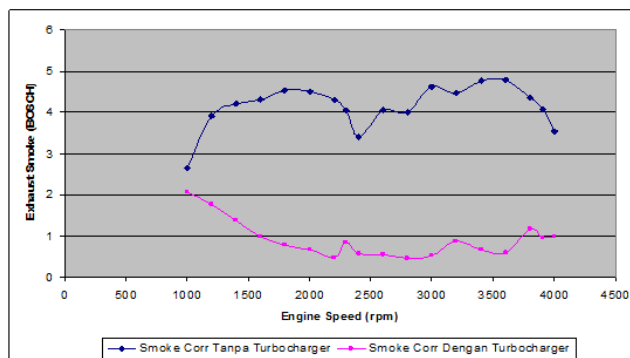


Gambar 11. Grafik konsumsi bahan bakar spesifik terhadap kecepatan putaran mesin

Pada Gambar 11 diperoleh konsumsi bahan bakar spesifik dari putaran mesin dengan *turbocharger* mengalami penurunan pemakaian bahan bakar spesifik dibandingkan dengan konsumsi bahan bakar spesifik dari putaran mesin tanpa *turbocharger*. Hal ini disebabkan karena kecepatan udara yang masuk ke karburator seimbang dengan kebutuhan pasokan udara di dalam ruang bakar. Pada penggunaan *turbocharger* hal ini disebabkan karena kompresor dari *turbocharger* meningkatkan kecepatan udara yang masuk ke karburator. Sehingga laju konsumsi bahan bakar yang keluar dari lubang *spuyer* karburator meningkat dan waktu yang dibutuhkan untuk mengkonsumsi bahan bakar. Dengan bertambahnya putaran pada kompresor akan meningkatkan laju aliran udara yang melalui saluran dari karburator, hal ini menyebabkan peningkatan jumlah bahan bakar yang keluar dari *spuyer* yang ada pada karburator.

Pada pengujian tanpa mesin *turbocharger* diperoleh konsumsi bahan bakar spesifik yang paling rendah sebesar 218,11gr/kWh dicapai pada putaran mesin 1200 rpm. Sedangkan pengujian mesin dengan *turbocharger* diperoleh konsumsi bahan bakar spesifik yang paling rendah sebesar 210,07 gr/kWh dicapai pada putaran mesin 1800 rpm.

4.4. Grafik gas buang CO



Gambar 12. Grafik gas buang CO terhadap kecepatan putaran mesin

Pada Gambar 12 diperlihatkan batas asap yang dihasilkan oleh mesin pada berbagai putaran hasil pengujian yang telah dilakukan. Hasil pengujian ini memakai standar BOSCH 5,5g/m³ untuk mesin tanpa *turbocharger* kepekatan gas buang maksimum yaitu 4,53 g/m³ pada putaran 1800 rpm, dan mesin dengan *turbocharger* kepekatan gas buang maksimum yaitu 2,07g/m³ pada putaran 1000 rpm, dengan batas asap yang diperbolehkan maksimal 5,5 g/m³ yang layak melaju dijalanan. Hasil pengujian yang telah dilakukan memperlihatkan bahwa untuk semua putaran mesin batas asap yang dihasilkan telah memenuhi standar, karena telah memenuhi standar yang digunakan dalam penentuan batas asap.

5. Kesimpulan

Turbocharger pada mesin diesel dapat menaikkan prestasi mesin yaitu kenaikan torsi maksimum sebesar 18,31 N.m pada 2000 rpm dan tanpa *turbocharger* torsi maksimumnya sebesar 16,52 N.m pada 1800 rpm. Untuk maksimum daya dengan *turbocharger* dicapai 3800 rpm yaitu 57,24 kW dan tanpa *turbocharger* pada 3800 rpm yaitu 52,15 kW. Untuk konsumsi bahan bakar spesifik pada torsi maksimum dengan *turbocharger* sebesar 154,8 gr/ps.h dan tanpa *turbocharger* yaitu 172,3 gr/ps.h. Dengan *turbocharger* tekanan efektif rata-rata maksimum dicapai pada 2000 rpm yaitu 9,20 kg/cm² dan tanpa *turbocharger* pada 1800 rpm sebesar 8,30 kg/cm². Untuk batas asap (metode Bosch) pada mesin yang menggunakan *turbocharger* hasil pengukuran batas asap maksimum 2,07g/m³, sedangkan pada mesin tanpa *turbocharger* hasil pengukuran batas asap maksimal 4,53g/m³.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Zheng, Z. (2016). Experimental study on the combustion and emission fueling biodiesel/n-butanol, biodiesel/ethanol and biodiesel/2,5-dimethylfuran on a diesel engine. *Journal of Energy*, 115, 539-549.
- [2] Guzella, L. and Onder, C.H. (2010). Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems. *Springer* (2nd Ed.). Verlag Berlin Heidelberg.
- [3] Heywood, J. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill USA.
- [4] Jatmiko RS dan Winangun K. (2019). Pengaruh Pencampuran Bahan Bakar Peralite dengan Bio Etanol terhadap Performa Mesin Injeksi Yamaha Vixion 150 cc. Turbo: *Jurnal Program Studi Teknik Mesin*.
- [5] Mafruddin, M, Segara, C.G. Dharma U.S. (2019). Motor dengan Sistem Vaporasi Bahan Bakar, Turbo: *Jurnal Program Studi Teknik Mesin International Europhysics Conference High Energy Physics*. Springer Nature.
- [6] M.F. Ferreira da Silva. (2012). Some Considerations about Thermodynamic Cycles. *European Journal of Physic*.
- [7] Cappenberg, A.D. (2017). Pengaruh Penggunaan Bahan Bakar Solar Biosolar dan Pertamina Dex Terhadap Prestasi Motor Diesel Silinder Tunggal. *Jurnal Konversi Energi dan Manufaktur UNJ Edisi terbit II – Oktober 2017*.
- [8] Ariani, F. et al. (2017). Karakteristik Kinerja Mesin Diesel Stasioner dengan Bahan Bakar Campuran Biodiesel dari Biji Kemiri Sunan. *Media Teknik Jurnal Teknologi*. Vol. 12, No.1 Juni 2017.
- [9] Tirtoatmodjo, R., Willyanto. (2000). Peningkatan Unjuk Kerja Motor Diesel dengan Penambahan Pemanas Solar. *Jurnal Teknik Mesin Volume 2 Nomor 1 April 2000 Fakultas Teknik Industri Universitas Kristen Petra*.
- [10] Ginting, A.S., Hazwi, M. (2014). Analisa Performansi Pada Mobil Toyota Fortuner Mesin Diesel Tipe 2KD-FTV VN Turbo Intercooler. *Jurnal e-Dinamis Volume 10, No.2 September 2014*.
- [11] www.autoexpose.org
- [12] <http://web.mit.edu>
- [13] <http://iloveturbos.wordpress.com>
- [14] www.scribd.com
- [15] <http://testindo.com>