

STUDI KOMPARASI PENGGUNAAN TURBOCHARGER PADA ENGINE PERKINS DALAM UNIT GENSET

Ir. Koos Sardjono, MSc¹, Achmad Mu'alimin²

Lecture¹, College student², Departement of machine, Faculty of Engineering, University Muhammadiyah Jakarta, Jalan Cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510, Tlp 021-4244016, 4256024, email : k.sardjono@yahoo.co.id

ABSTRAK

Turbocharger adalah pompa udara yang didesain untuk memanfaatkan energi yang terkandung dalam gas buang yang tidak terpakai. Karena turbocharger menggunakan energi yang tersimpan dalam gas buang, maka daya keluaran/output dari mesin dapat meningkat tanpa mempengaruhi efisiensi dari kerja engine itu sendiri. Turbocharger dilengkapi dengan waste gate valve yang berfungsi untuk mengontrol tekanan udara yang masuk (boost pressure) dan ada pula yang dilengkapi dengan inter-cooler yang berfungsi untuk menurunkan temperatur udara yang masuk ke silinder sehingga kerja spesifik pada saat proses pembakaran dapat meningkat. Udara yang dihisap masuk ke dalam silinder oleh compressor wheel ini memiliki tekanan yang lebih besar dibandingkan tekanan atmosfer, sehingga menyebabkan bertambahnya kepadatan udara di dalam ruang bakar. Engine yang tidak menggunakan turbocharger, efisiensi pengisian udara yang dihisap ke silinder hanya 65% - 85%, hal ini dikarenakan pengaruh tahanan pada sistem saluran hisap dan adanya gas buang yang tersisa pada sistem pembuangan. Dengan menggunakan turbocharger, mesin diharapkan memiliki efisiensi pengisian udara yang lebih sehingga daya yang dihasilkan juga ikut meningkat.

KATA KUNCI : *turbocharger, turbin wheel, compresor wheel, pressure.*

1. PENDAHULUAN

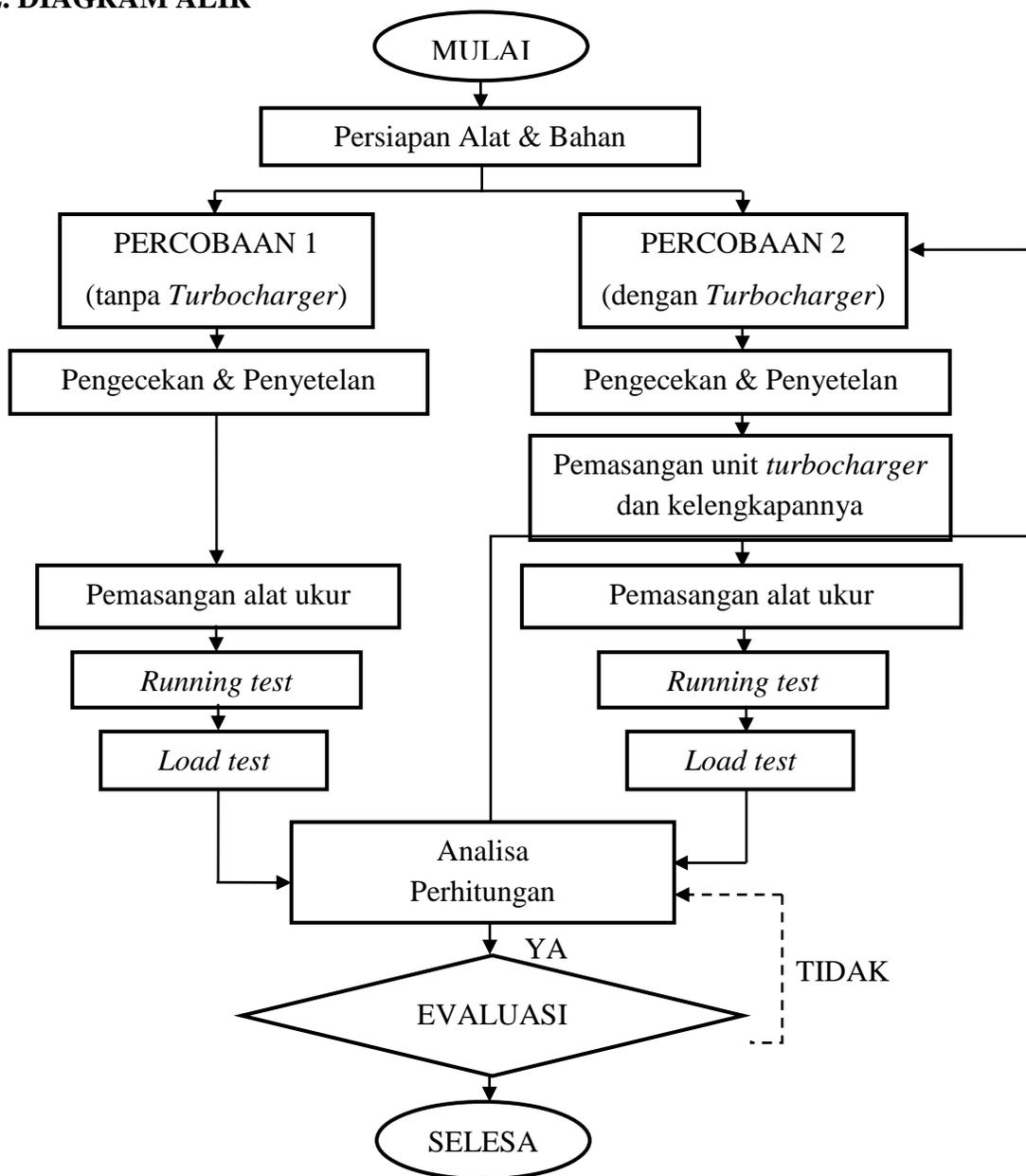
Dengan banyaknya variatif produk yang dihasilkan (termasuk modifikasi), maka timbul permasalahan-permasalahan pada saat pembebanan dilapangan. Salah satunya yaitu berkurangnya tenaga mesin yang dapat mempengaruhi efisiensi kerja mesin genset menjadi menurun. Hal ini dapat dilihat pada saat tahap pengetesan mesin genset dengan menggunakan *loadbank*, dimana *output* atau keluaran daya listrik berkurang dari spesifikasi yang diharapkan. Penyebab berkurangnya daya listrik keluaran atau performa mesin ini dapat dikarenakan oleh beberapa faktor, diantaranya:

1. Tekanan udara yang masuk ke ruang bakar belum cukup tinggi, sehingga pada saat langkah kompresi, udara yang ditekan dalam silinder tekanannya menjadi berkurang.
2. Temperatur ruang bakar pada saat langkah pembakaran kurang tinggi (hal ini dikarenakan tekanan pada ruang bakar yang masih kurang), sehingga

menyebabkan pembakaran bahan bakar tidak berlangsung secara sempurna (bahan bakar tidak terbakar keseluruhan).

3. Panas dalam ruang bakar kurang tinggi, karena tekanan dan temperatur yang masih kurang maka panas yang dihasilkan pada saat pembakaran juga berkurang sehingga mempengaruhi kerja sistem pembakaran.
4. Banyaknya konsumsi bahan bakar yang masuk ke dalam silinder harus disesuaikan dengan tekanan udara yang masuk ruang bakar.
5. Kehilangan tenaga karena pengaruh *losses*, seperti adanya tahanan (*filter air*) pada saluran udara masuk (*intake manifold*) dan adanya tahanan (*muffler* dan sistem perpipaan) pada saluran gas buang (*exhaust manifold*).

2. DIAGRAM ALIR



3. METODE PENELITIAN

Metode pustaka, Metode tanya jawab (*interview*) serta Metode pengamatan (*observasi*) Metode *observasi* merupakan metode yang diterapkan guna untuk memperoleh data dengan cara melakukan pengamatan secara langsung pada obyek penelitian, dalam hal ini adalah motor diesel *perkins lovol* yang sudah terkopel menjadi satu dengan generator listrik sehingga digunakan sebagai pembangkit listrik alternatif atau biasa disebut dengan nama mesin genset.

4. DATA HASIL PENELITIAN

4.1. Analisa termodinamika pada percobaan 1 (tanpa *turbocharger*)

Parameter performa mesin

- ✓ Tekanan efektif rata-rata (mep)

Didefinisikan sebagai suatu tekanan yang dibayangkan bekerja pada permukaan piston pada langkah kerja, sehingga dapat dihitung dengan persamaan 2.23 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{mep} &= W_{\text{nett}} / V_d \quad (4) \\ &= 1,643 / 9,9695 \times 10^{-4} \\ &= 1648,026 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- ✓ Daya indikasi (\dot{W}_i)

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder motor sehingga merupakan basis perhitungan atau penentuan efisiensi pembakaran atau besarnya laju panas akibat pembakaran didalam silinder.

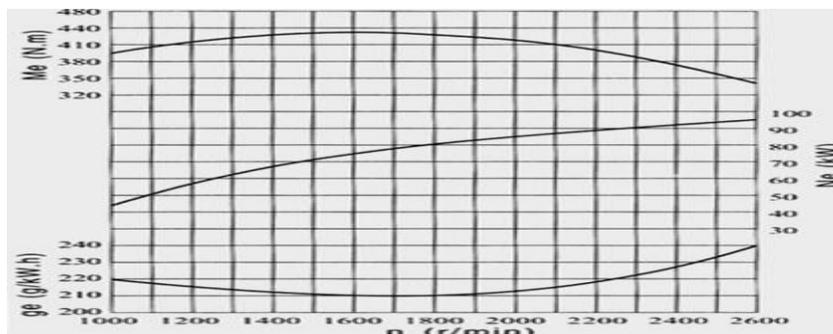
Besarnya harga daya indikasi (\dot{W}_i) pada putaran 1500 rpm dapat dihitung menggunakan persamaan 2.24 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{W}_i &= (W_{\text{nett}} \times N) / n \quad (14) \\ &= [1,643 \times (1500 / 60)] / 2 \\ &= 20,5375 \text{ kW} \end{aligned}$$

Untuk 4 silinder = 4 x 20,5375 kW = 82,15 kW

- ✓ Daya poros (\dot{W}_b)

Daya yang dihasilkan suatu mesin pada poros keluarannya disebut sebagai daya poros atau biasa dikenal dengan sebutan *Brake Horse Power/BHP*, dengan besar torsi (τ) yaitu 237 N.m yang berada pada putaran 1500 rpm dan daya indikasi (\dot{W}_i) sebesar 82,15 kW, seperti ditunjukkan gambar kurva dibawah ini:



Gambar 4.1. Engine Torque-Power Curve, Engine Perkins 1004G ¹⁵

Sehingga, daya poros (\dot{W}_b) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.25 berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_b &= 2 \pi N \tau \quad (14) \\ &= 2 \pi (1500 / 60) 237 \\ &= 37209 \text{ N.m/det} \\ &= 37,209 \text{ kW}\end{aligned}$$

✓ Konsumsi bahan bakar spesifik (sfc)

Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi dalam menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar. Massa bahan bakar (m_f) sebesar $6,7156 \times 10^{-5}$ kg dan daya poros (\dot{W}_b) sebesar 37,209 kW, maka laju aliran bahan bakar (\dot{m}_f) pada putaran 1500 rpm untuk 4 silinder dapat dihitung menggunakan persamaan 2.27 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= (m_f N \text{ jumlah silinder}) / n \quad (4) \\ &= [6,7156 \times 10^{-5} \times (1500 / 60) \times 4] / 2 \\ &= 3,3578 \times 10^{-3} \text{ kg/det}\end{aligned}$$

Sehingga konsumsi bahan bakar spesifik (sfc) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.26 yaitu:

$$\begin{aligned}sfc &= \dot{m}_f / \dot{W}_b \quad (4) \\ &= 3,3578 \times 10^{-3} / 37,209 \\ &= 9,024 \times 10^{-5} \text{ kg/kW.det} \\ &= 324,87 \text{ gram/kW.jam}\end{aligned}$$

✓ Efisiensi thermal untuk siklus diesel ($\eta_{t \text{ diesel}}$)

Efisiensi ini merupakan indikasi yang sesungguhnya dari konversi input termodinamika menjadi kerja mekanis (lihat persamaan 2.28).

$$\begin{aligned}\eta_{t \text{ diesel}} &= 1 - (1 / r_c)^{k-1} [(\beta^k - 1) / \{k (\beta - 1)\}] \quad (14) \\ &= 1 - (1 / 16,5)^{1,4-1} [(3,6376^{1,4} - 1) / \{1,4 (3,6376 - 1)\}] \\ &= 0,5502 \times 100\% = 55,02 \%\end{aligned}$$

✓ Efisiensi mekanis (η_m)

Merupakan perbandingan antara daya poros (\dot{W}_b) dengan daya indikasi (\dot{W}_i), dimana daya poros (\dot{W}_b) sebesar 37,209 kW dan daya indikasi (\dot{W}_i) sebesar 82,15 kW, maka besarnya efisiensi mekanis (η_m) dapat diketahui dengan persamaan 2.29 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\eta_m &= \dot{W}_b / \dot{W}_i \quad (4) \\ &= 37,209 / 82,15 \\ &= 0,4529 \times 100\% \\ &= 45,29 \%\end{aligned}$$

✓ Efisiensi volumetrik (η_v)

Merupakan indikasi sejauh mana volume sapuan (*swept volume*) mesin dapat terisi fluida kerja dengan massa udara (m_a) = $1,108 \times 10^{-3}$ kg, densitas udara (ρ_a) = $1,1536 \text{ kg/m}^3$ dan besar volume langkah (V_d) = $9,9695 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, maka efisiensi volumetrik (η_v) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.30 berikut ini:

$$\begin{aligned}\eta_v &= m_a / (\rho_a V_d) \quad (4) \\ &= 1,108 \times 10^{-3} / (1,1536 \times 9,9695 \times 10^{-4}) \\ &= 0,9634 \times 100\% \\ &= 96,34 \%\end{aligned}$$

4.2. Analisa termodinamika pada percobaan 2 (dengan turbocharger)

❖ Parameter performa mesin

- ✓ Tekanan efektif rata-rata (mep)

Didefinisikan sebagai suatu tekanan yang dibayangkan bekerja pada permukaan piston pada langkah kerja, sehingga dapat dihitung dengan persamaan 2.23 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \text{mep} &= W_{\text{nett}} / V_d \quad (4) \\ &= 1,8553 / 9,9695 \times 10^{-4} \\ &= 1860,976 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- ✓ Daya indikasi (\dot{W}_i)

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

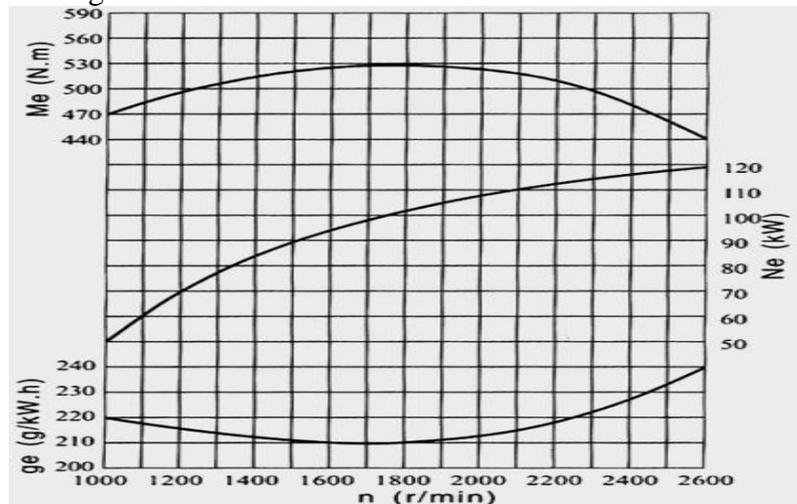
Besarnya harga daya indikasi (\dot{W}_i) pada putaran 1500 rpm dapat dihitung menggunakan persamaan 2.24 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{W}_i &= (W_{\text{nett}} \times N) / n \quad (14) \\ &= [1,8553 \times (1500 / 60)] / 2 \\ &= 23,19 \text{ kW} \end{aligned}$$

Untuk 4 silinder = $4 \times 23,19 \text{ kW} = 92,76 \text{ kW}$

- ✓ Daya poros (\dot{W}_b)

Daya yang dihasilkan suatu mesin pada poros keluarannya disebut sebagai daya poros atau biasa dikenal dengan sebutan *Brake Horse Power/BHP*, dengan besar torsi (τ) yaitu 323 N.m yang berada pada putaran 1500 rpm dan daya indikasi (\dot{W}_i) sebesar 92,76 kW, seperti ditunjukkan gambar kurva dibawah ini:



Gambar 4.2. Engine Torque-Power Curve, Engine Perkins 1004TG ¹⁵

Sehingga, daya poros (\dot{W}_b) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.25 berikut:

$$\begin{aligned} \dot{W}_b &= 2 \pi N \tau \quad (14) \\ &= 2 \pi (1500 / 60) 343 \\ &= 50711 \text{ N.m/det} = 50,711 \text{ kW} \end{aligned}$$

- ✓ Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*)

Secara tidak langsung konsumsi bahan bakar spesifik merupakan indikasi efisiensi dalam menghasilkan daya dari pembakaran bahan bakar. Massa bahan bakar (m_f) sebesar $7,38635 \times 10^{-5}$ kg dan daya poros (\dot{W}_b) sebesar 50,711 kW, maka laju aliran bahan bakar (\dot{m}_f) pada putaran 1500 rpm untuk 4 silinder dapat dihitung menggunakan persamaan 2.27 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= (m_f N \text{ jumlah silinder}) / n \quad (4) \\ &= [7,38635 \times 10^{-5} \times (1500 / 60) \times 4] / 2 \\ &= 3,693175 \times 10^{-3} \text{ kg/det}\end{aligned}$$

Sehingga konsumsi bahan bakar spesifik (sfc) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.26 yaitu:

$$\begin{aligned}sfc &= \dot{m}_f / \dot{W}_b \quad (4) \\ &= 3,693175 \times 10^{-3} / 50,711 \\ &= 7,2828 \times 10^{-5} \text{ kg/kW.det} \\ &= 262,18 \text{ gram/kW.jam}\end{aligned}$$

✓ Efisiensi thermal untuk siklus diesel ($\eta_{t \text{ diesel}}$)

Efisiensi ini merupakan indikasi yang sesungguhnya dari konversi input termodinamika menjadi kerja mekanis (lihat persamaan 2.28).

$$\begin{aligned}\eta_{t \text{ diesel}} &= 1 - (1 / r_c)^{k-1} [(\beta^k - 1) / \{k (\beta - 1)\}] \quad (14) \\ &= 1 - (1 / 16)^{1,4-1} [(3,3164^{1,4} - 1) / \{1,4 (3,3164 - 1)\}] \\ &= 0,5568 \times 100\% \\ &= 55,68 \%\end{aligned}$$

✓ Efisiensi mekanis (η_m)

Merupakan perbandingan antara daya poros (\dot{W}_b) dengan daya indikasi (\dot{W}_i), dimana daya poros (\dot{W}_b) = 50,711 kW dan daya indikasi (\dot{W}_i) = 92,76 kW, maka besarnya efisiensi mekanis (η_m) dapat diketahui dengan persamaan 2.29 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\eta_m &= \dot{W}_b / \dot{W}_i \quad (4) \\ &= 50,711 / 92,76 \\ &= 0,5467 \times 100\% \\ &= 54,67 \%\end{aligned}$$

✓ Efisiensi volumetrik (η_v)

Merupakan indikasi sejauh mana volume sapuan (*swept volume*) mesin dapat terisi fluida kerja dengan massa udara (m_a) = $1,18182 \times 10^{-3}$ kg, densitas udara (ρ_a) = $1,23 \text{ kg/m}^3$ dan besar volume langkah (V_d) = $9,9695 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, maka efisiensi volumetrik (η_v) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.30 berikut ini:

$$\begin{aligned}\eta_v &= m_a / (\rho_a V_d) \quad (4) \\ &= 1,18182 \times 10^{-3} / (1,23 \times 9,9695 \times 10^{-4}) \\ &= 0,9638 \times 100\% \\ &= 96,38 \%\end{aligned}$$

Data hasil perhitungan dari percobaan pertama dan kedua

Tabel 4.1. Rangkuman data hasil perhitungan dari percobaan pertama dan kedua

ITEM	PERCOBAAN 1 tanpa <i>turbocharger</i>	PERCOBAAN 2 dengan <i>turbocharger</i>
------	--	---

1. <i>Engine model</i>	1004G14	1004TG14 (<i>modify</i>)
2. <i>Engine type</i>	<i>four cylinder, naturally aspirated</i>	<i>four cylinder, turbocharger</i>
3. <i>Code letters</i>	AAT	ABT
4. <i>Rasio compresion (r_c)</i>	16,5	16
5. \emptyset <i>cylinder (m)</i>	0,100	
6. Panjang langkah (m)	0,127	
7. Putaran mesin (rpm)	1500	
8. Volume langkah/ V_d (m^3)	$9,9695 \times 10^{-4}$	
9. Volume sisa/ V_c (m^3)	$6,432 \times 10^{-5}$	$6,6463 \times 10^{-5}$
10. Tekanan masuk silinder/ P_1 (kPa)	99,323	125,674
11. Temperatur masuk silinder/ T_1 (K)	300	356
12. Tekanan ruang bakar/ P_3 (kPa)	5029,529	6095,5572
13. Temperatur ruang bakar/ T_3 (K)	3349,14	3579,076
14. Kerja satu siklus/ W_{net} (kJ)	1,643	1,9543
15. Kalor masuk/ Q_{in} (kJ)	2,98777	3,2862
16. Kalor keluar/ Q_{out} (kJ)	(- 1,344151)	(- 0,7544)
17. Tekanan rata-rata/mep (kPa)	1648,026	1860,976
18. Daya indikasi 1 silinder/ \dot{W}_i (kW)	20,5375	23,19
19. Daya indikasi 4 silinder/ \dot{W}_i (kW)	82,15	92,76
20. <i>Torque</i> / τ (N.m)	237	323
21. Daya poros/ \dot{W}_b (kW)*	37,209	50,711

22. Konsumsi BB/ <i>sfc</i> (gr/kW.jam)**	324,87	262,18
23. Efisiensi thermal/ η_t (%)	55,02	55,68
24. Efisiensi mekanis/ η_m (%)	45,29	54,67
25. Efisiensi volumetrik/ η_v (%)	96,34	96,38

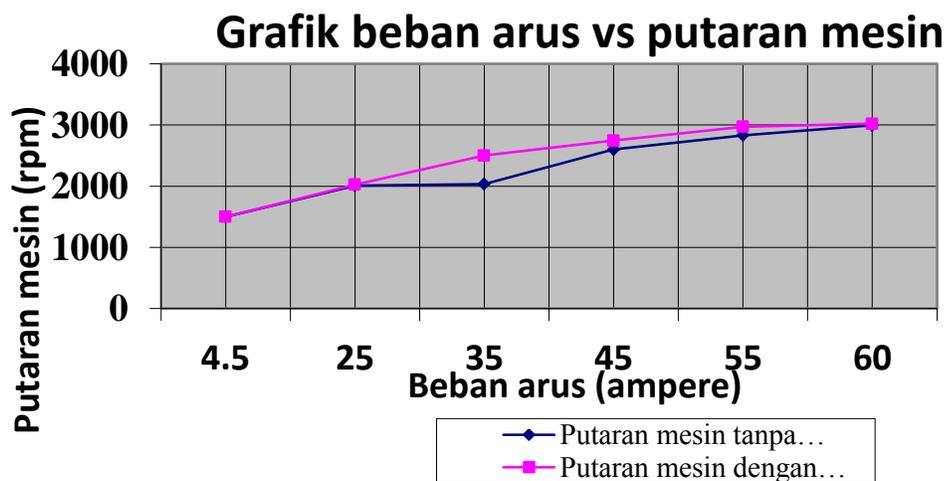
* Terjadi kenaikan daya sebesar 26,62 % setelah menggunakan *turbocharger*.

** Terjadi penurunan untuk konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) sebesar 19,3 % pada mesin dengan *turbocharger*.

Kemudian pada saat dilakukan pengetesan mesin genset menggunakan *loadbank* dengan kondisi pembebanan maksimum yaitu 60 A, maka data hasil pembebanan dapat dilihat pada tabel dan grafik dibawah ini:

Tabel 4.2. Putaran mesin pada saat pembebanan

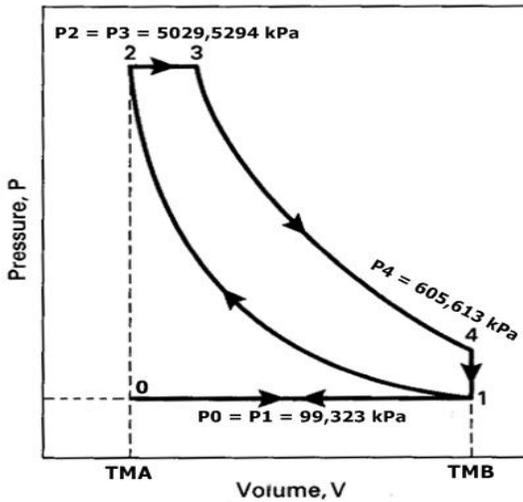
Beban arus (A)	Putaran mesin (rpm)	
	tanpa <i>turbocharger</i>	dengan <i>turbocharger</i>
4,5	1500	1500
25	2010	2025
35	2035	2500
45	2600	2745
55	2830	2970
60	2995	3020



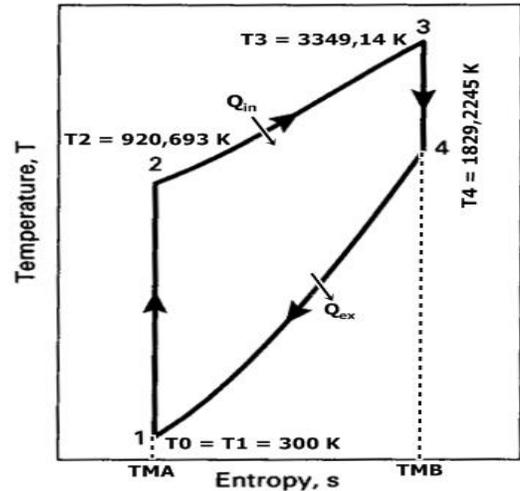
Gambar 4.3. Grafik hubungan beban arus (A) vs putaran mesin (rpm)

Berikut ini gambar diagram P-V dan T-S dari masing-masing percobaan yang telah dilakukan:

❖ **PERCOBAAN 1:** mesin gaset tanpa *turbocharger*

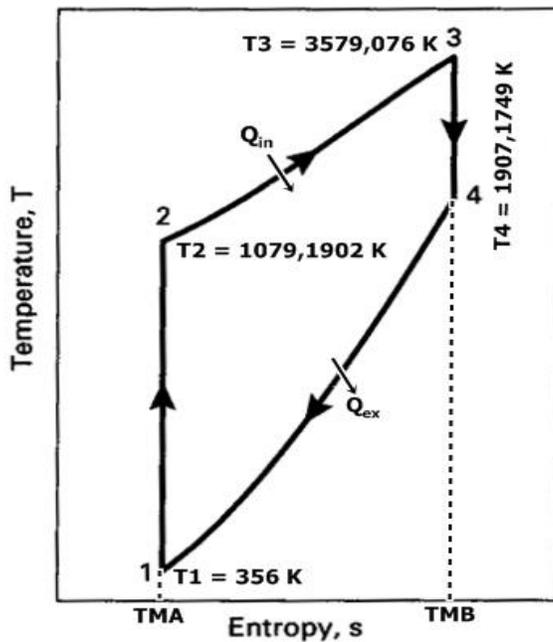


Gambar 4.4. Diagram P-V mesin perkins tanpa turbocharger

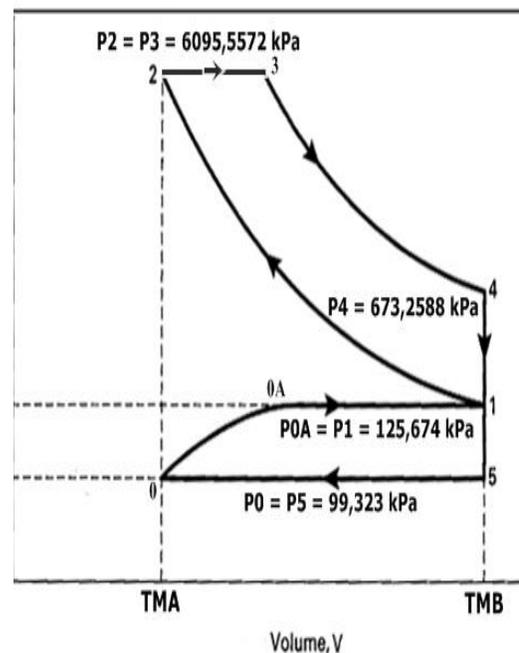


Gambar 4.5. Diagram T-S mesin perkins tanpa turbocharger

❖ **PERCOBAAN 2:** mesin gaset dengan *turbocharger*



Gambar 4.6. Diagram P-V mesin perkins dengan *turbocharger*



Gambar 4.7. Diagram T-S mesin perkins dengan *turbocharger*

5. KESIMPULAN

1. Untuk putaran yang sama yaitu 1500 rpm, daya *output* (*BHP*) yang dihasilkan oleh mesin dengan *turbocharger* jauh lebih besar jika dibandingkan dengan mesin tanpa *turbocharger* dengan prosentasi kenaikan daya sebesar 26,62 %.
2. Konsumsi bahan bakar spesifik (*sfc*) dari mesin yang menggunakan *turbocharger* dengan putaran 1500 rpm terjadi penurunan sebanyak 19,3 %, yang berarti bahwa mesin dengan *turbocharger* lebih irit untuk pemakaian bahan bakarnya jika dibandingkan dengan mesin tanpa *turbocharger*.
3. Pemakaian *turbocharger* sangat bermanfaat terutama pada mesin-mesin diesel yang beroperasi pada ketinggian lebih dari 1500 m dari permukaan air laut (*dpl*), dimana kepadatan udaranya masih rendah.
4. Dari grafik torsi mesin dapat dilihat bahwa torsi meningkat seiring dengan bertambahnya putaran mesin dan setelah mencapai torsi maksimum maka secara perlahan torsi akan turun walaupun putaran mesin terus bertambah.
5. Mesin dengan *turbocharger* akan lebih efektif jika dibandingkan dengan mesin tanpa *turbocharger* karena energi yang terkandung dalam gas buang masih dapat dimanfaatkan untuk memutar *turbin wheel*.

5.2 SARAN

1. Dalam penelitian ini, modifikasi mesin dengan pemasangan *turbocharger* tidak disertai dengan *intercooler* dikarenakan ruang dalam genset yang tidak memungkinkan. Jadi, sebaiknya apabila akan dilakukan penelitian lagi yang sejenis harap disertakan pula untuk pemasangan *intercooler*, sehingga perubahan daya mesin akan lebih signifikan.
2. Penelitian ini dilakukan pada mesin genset dengan tipe tertutup (*silent type*). Apabila ingin dilakukan penelitian lagi dikemudian hari, penulis berharap agar dipilih mesin genset dengan tipe terbuka (*open type*) saja agar dalam proses penelitian dan pemasangan, segala sesuatunya menjadi lebih mudah.
3. Perusahaan harus memiliki alat ukur performa mesin, seperti: dinamo meter agar kondisi mesin pada saat pembebanan diketahui secara aktual dan memudahkan dalam penggambaran kurva performa mesin.
4. Sebaiknya peralatan-peralatan yang digunakan dalam pekerjaan perbaikan, pengetesan dan kegiatan bongkar pasang, meliputi: *Hand Tool*, *Measuring Tool*, *Power Tool*, *Lifting Tool*, *Pulling Tool*, *Special Tool* dan *Diagnostic Tool*, harus lebih lengkap.
5. Sebaiknya dibuat suatu ruangan khusus untuk pengetesan mesin genset agar selama pengetesan berlangsung tidak terganggu maupun mengganggu aktifitas pekerjaan produksi lainnya.
6. Harus terdapat perpustakaan yang khusus untuk menampung data-data hasil pengetesan mesin genset, sehingga pengambilan data menjadi lebih mudah.

DAFTAR REFERENSI

1. Arismunandar, W., 1998. *Pengantar turbin gas dan motor propulsi*, ITB Bandung.
2. Beecham, M., 2003. *The global market for automotive turbochargers for passenger cars and commercial vehicles*. Research report: ABOUT Automotive, ABOUT publishing limited.
3. FORPOWER A.C. Generator, *Shop Manual for Alternators Series SG1, Three Phase Alternators*.
4. Heywood, J.B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamental*, Mc Graw-Hill Book Company.
5. History, *Borg Warner Turbo and Emission Systems*, URL: <http://www.turbo driven.com/en/turbofacts/default.aspx> (Accessed: 20th June 2007).
6. Isuzu Training Center, Intermediate 1 Training, *Handbook of Turbocharger*, URL: <http://discodan.org/gfx/celica/servicemanual/engine/tc.pdf>
7. LOVOL Engines, *User's Handbook, The 1000 Series Engines Used For Genset*, Part No. T76812896, 4 and 6 Cylinder Diesel Engines for Genset: 1004G, 1004TG, 1006TG1A, 1006TG2A, 1006TAG.
8. Mahadi, 2007, *Efek penggunaan supercharger terhadap unjuk kerja dan konstruksi pada sebuah mesin diesel*, Universitas Sumatera Utara (USU) Repository.
9. Mechanic Development, 2004, *Motor Diesel*, Plant Department PT.Pamapersada Nusantara, Jakarta.