

# PENGARUH PERUBAHAN FUEL RACK INJECTOR TERHADAP PERFORMANCE MESIN DIESEL 4 LANGKAH CAT 3616 TIPE -V

Yunus Jefri Manggombo  
Jurusan Teknologi Mesin  
Politeknik Amamapare Timika  
email: [jmanggombo@gmail.com](mailto:jmanggombo@gmail.com)

## ABSTRAK

Penelitian ini bertujuan mengetahui pengaruh perubahan penyetelan fuel rack pada injector terhadap daya efektif ( $N_e$ ), konsumsi bahan bakar (FC), konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) dan efisiensi mechanic ( $\eta_{mec}$ ). Hasil penelitian menunjukkan bahwa melalui variasi fuel rack pada injektor motor diesel injeksi langsung didapatkan nilai daya efektif dari beberapa variasi fuel rack pada injection untuk beban kerja 2.5 MW; daya efektif yang dihasilkan adalah 293.35 kW dan daya efektif yang paling besar adalah 469.32 kW untuk beban kerja 4 MW, konsumsi bahan bakar (FC) paling rendah pada beban kerja 2.5 MW dengan variasi 118.00 mm tertulis 4.37 kg/h sedangkan konsumsi bahan bakar yang paling banyak terdapat pada beban kerja 3 MW dengan jarak variasi 117.80 mm dengan hasil perhitungan 7.06 kg/h, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) yang rendah pada beban kerja 4 MW dengan jarak 118.00 mm tertulis 0.0104 kg/kW.h sedangkan konsumsi bahan bakar spesifik yang paling tinggi terdapat pada beban kerja 3 MW dengan variasi fuel rack 117.80 mm terdapat 0.0170 kg/kW.h, efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) yang terendah pada beban kerja 2.5 MW pada variasi 117.80 mm yaitu 13.60 % dan yang paling tinggi adalah pada beban kerja 4 MW pada variasi 118.00 mm yaitu 22.25 %. dan efisiensi mechanic ( $\eta_{mec}$ ) bahwa besaran pemanfaatan energi yang terkandung dalam bahan bakar menjadi tenaga gerak dari beban kerja yang diberikan terhadap variasi fuel rack pada injector adalah 85 % dari semua variasi fuel rack pada injector terhadap variasi beban yang dibebani.

**Kata kunci :** Mesin Diesel, Prestasi Mesin

## 1. PENDAHULUAN

Motor diesel adalah salah satu jenis motor bakar torak yang biasanya disebut motor penyalaan. Motor diesel ditemukan oleh *Rudolf Diesel* yang berkewarganegaraan Jerman yang berhasil mempertunjukkan hasil karyanya pada tahun 1890 yang menerima hak paten pada tanggal 23 Februari 1893 dengan menggunakan konsep pembakaran melalui penyalaan kompresi udara pada tingkat tinggi atau disebut “ *Compression Ignition Engine* “ ( Trommelmans, 2001).

Secara umum, proses pembakaran pada motor diesel terdiri dari empat tahap. Tahap satu, mulai dari terangkatnya jarum injektor sampai mulai pelepasan panas disebut periode ignition delay. Pada tahap ini bahan bakar yang diinjeksikan ke ruang bakar mengalami proses persiapan secara fisika dan kimia untuk pembakaran. Pada tahap dua, campuran udarabahan bakar yang terakumulasi selama periode ignition delay dan dalam rentang campuran yang bisa terbakar secara spontan. Tahap tiga,

mulai dari akhir tahap dua sampai akhir injeksi bahan bakar merupakan periode pembakaran difusi. Pada periode ini bahan bakar disemprotkan pada flame yang sudah ada. Tahap empat merupakan periode difusi dan akhir pembakaran dari bahan bakar yang tersisa di ruang bakar (Widodo, 2008).

Pada mesin diesel hanya udara bersih yang dihisap dan dikompresikan. Bahan bakar dan udara dicampur di dalam silinder dengan cara setelah udara dikompresikan, bahan bakar disemprotkan ke dalam ruang bakar sehingga terjadi pembakaran. Persyaratan tekanan udara kompresi 1.5 -4 Mpa (15-40 bar) sehingga temperatur udara naik 700-900 °C. Bahan bakar harus dikabutkan halus oleh pompa injeksi pada tekanan 100-250 bar (Ismanto, 2012).

Fuel rack (Batang Bergirigi) pada injector adalah pengatur jumlah bahan bakar yang akan diinjeksikan dalam ruang bakar, dimana bila putaran mesin naik, Fuel rack pada injector pengatur bahan bakar bergerak mengurangi jumlah bahan bakar yang diinjeksikan. Bila putaran mesin turun, fuel rack pada injector pengatur bahan bakar bergerak menambah bahan bakar yang diinjeksikan agar putaran tetap constant (PT. United Tractor, 2012).

Ada dua cara penyemprotan bahan bakar ke dalam ruang bakar yaitu injeksi langsung dimana injection/nozzle menyemprotkan bahan bakar langsung ke ruang bakar utama (*main combustion chamber*) pada akhir langkah kompresi. Udara tertekan dan menerima pusaran cepat akibatnya suhu dan tekanannya naik bahan bakar cepat menguap dan menyala dengan sendirinya setelah disemprotkan (Baharuddin dkk, 2011).

Adapun dalam penelitian ini, peneliti melakukan beberapa variasi penyetelan fuel rack pada injector antara lain 117.60 mm, 117.80 mm dan 118.00 mm. Melalui beberapa uji coba variasi jarak penyetelan pada *fuel rack injector*, akan dapat diperoleh jarak optimum yang memberikan tekanan penyemprotan yang tepat serta bentuk pengabutan bahan bakar yang sempurna, sehingga dapat menghasilkan pembakaran yang optimal pula.

Dengan adanya pembakaran yang sempurna akan dapat meningkatkan prestasi kerja motor dan menurunkan kadar emisi gas buang berbahaya pada motor diesel (Finto dkk, 2014).

Berdasarkan uraian di atas maka perlu untuk mencari jarak penyetelan optimum pada fuel rack dan menganalisis pengaruh perubahan Fuel Rack pada Injector Terhadap Prestasi Kerja Mesin Diesel 4 Langkah CAT 3616 Tipe-V.

## 2. METODE PENELITIAN

### 2.1. Jenis Penelitian.

Penelitian ini dilakukan dengan pengukuran rack pada injector dan dapat penelitian secara langsung pada mesin CAT 3616 Tipe V di area kerja.

Metode Pengumpulan data.

### 2.2. Lokasi Penelitian.

Penelitian ini dilaksanakan selama tiga bulan dari Bulan Desember 2015 sampai dengan bulan Februari 2016 dengan cakupan kegiatan antara lain studi pustaka, penelitian dan pengambilan data serta pengolahan data dan pembuatan laporan seminar hasil. Dilakukan di daerah kerja PT. Freeport Indonesia Distrik satuan kerja PT. Puncak Jaya Power di daerah diesel Power Plant C Mile 74, Distrik Tembagapura Kabupaten Mimika.

Pengumpulan data dilakukan oleh penulis secara langsung dan dibantu oleh 4 orang karyawan setempat selama 3 hari berturut-turut pada bulan Januari, pengumpulan data diambil secara langsung dengan melakukan pengujian mesin.

Spesifikasi data alat uji Untuk menghitung unit kerja diperlukan data-data sebagai berikut:

Data Mesin:

Nama Mesin	: Caterpillar
Model Mesin	: 3616 Diesel V-16, 4 Stroke Water Cooled
Jumlah Silinder	: 16
Rasio Kompresi	: 13:1
Diameter Silinder	: 280 mm
Kapasitas Silinder	: 18.5 L / silinder
Panjang Langkah	: 300 mm
Bahan Bakar	: Solar (Diesel/Bio Fuel)
Sistem Bahan Bakar	: Direct Injection Unit.

Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimen dengan melakukan pengujian pada spesimen dan mengamati data dari setiap data.

Untuk memudahkan analisis, maka data-data yang diperoleh dari peneliti dan diolah dengan menggunakan microsoft excel dan word. Adapun parameter-parameter yang dihitung adalah daya efektif ( $N_e$ ), pemakaian bahan bakar (FC), konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) dan efisiensi mekanik ( $\eta_m$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut.

Untuk mencari Nilai Torsi Efektif dan daya Efektif, maka dapat di hitung dengan persamaan berikut (Manual book caterpillar series engine C-36, 2012)

### 2.3. Torsi Efektif.

$$T_e = 5252 * \frac{HP}{n}$$

dengan :  $T_e$  = Torsi Efektif (N/m).  
 $HP$  = Housepower (kW).  
 $n$  = Putaran Poros (r/min).  
 5252 = Nilai Konstantan.

### 2.4. Daya Efektif ( $N_e$ )

$$N_e = \frac{T_e * n}{60.000} (kW)$$

Dengan :  $N_e$  = Daya Efektif (kW).  
 60000 = Nilai konstantan.

Sedangkan untuk menghitung tekanan efektif, tekanan indikasi dan daya mekanik, dapat di hitung dengan persamaan (PT. Kreasi Manjangan Jaya Mukti, 2011)

### 2.5. Tekanan Efektif ( $P_e$ ).

$$P_e = \frac{33000 * N_e}{V_l * z * n * a} (bar)$$

dengan :

$P_e$  = Tekanan Efektif (bar).  
 $V_l$  = Volumen langkah (L).  
 $z$  = Jumlah silinder.  
 33000 = Nilai Konstantan.  
 $a$  = Jumlah Siklus untuk mesin 4 langkah.

### 2.6. Tekanan Indikasi ( $P_i$ )

$$P_i = \frac{P_e}{\eta_m} (bar)$$

dengan :

$P_i$  = Tekanan Efektif (bar).  
 $\eta_m$  = Effisiensi Mechanik 0.80 – 0,85

untuk mesin diesel 4 langkah (Petrovsky. N).

### 2.7. Daya Indikator ( $N_i$ )

$$N_i = \frac{z * P_i * V_l * n * a}{33.000} (kW)$$

dengan :

$N_i$  = Daya Indikator (kW).

### 2.8. Daya Mechanis ( $N_m$ ).

Dapat di hitung dengan menggunakan persamaan berikut

$$N_m = N_i - N_m (kW)^{(6)}$$

dengan :  $N_m$  = Daya Mechanik(kW).

### 2.9. Pemakaian bahan bakar.

Pemakaian bahan spesifik dan necara calor, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut (Baharuddin dkk, 2011)

### 2.10. Pemakaian Bahan Bakar (FC)

$$FC = \frac{G_f * 3.600}{t * 1000} * \rho_f (kg/h)$$

dengan :  $FC$  = Pemakaian bahan bakar (kg/h).  
 $G_f$  = Jumlah bakah yang digunakan (L).  
 $\rho_f$  = Masa jenis bahan bakar (kg/L).  
 $t$  = waktu pengujian (h).  
 3600 = konversi satuan menit ke jam (h).  
 1000 = konversi satuan liter ke cc.

### 2.11. Pemakaian Bahan Bakar Spesifik (SFC)

$$SFC = \frac{FC}{N_e} (kg/kW.h)$$

dengan:

$SFC$  = pemakaian bahan bakar spesifik (kg/kW.h).

### 2.12. Necara Kalor ( $Q_{tot}$ ).

$$Q_{tot} = FC * Q_c (kcal/kg)$$

dengan :

$Q_{tot}$  = Panas total ( kcal/kg).

$Q_c$  = Nilai kalor bawah bahan bakar (kj/kg)

Dalam mengitung nilai Effisiensi Thermal dan efisiensi Mechanik, dapat kita gunakan dalam persamaan (Nanlohy, 2012)

### 2.13. Effisiensi Thermal ( $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{N_e}{Q_{tot}} \times 100 \quad (\%)^{(10)}$$

dengan :

$\eta_{th}$  = Effisiensi thermal (%).

### 2.1.4 Effisiensi Mechanik

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} (\%)^{(11)}$$

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada awalnya data yang diperoleh di lapangan selama 3 hari berturut-turut dituliskan secara manual ke dalam table yang disediakan pada saat itu. Selanjutnya data-data tersebut diinput dalam tabel pada laptop dengan bantuan program spreadsheet yang merupakan bagian dari software Microsoft Office Excel 2010. Data-data yang diinput meliputi daya efektif ( $N_e$ ), pemakaian bahan bakar ( FC ), konsumsi bahan bakar spesifik ( SFC ), efisiensi termal. ( $\eta_{th}$ ) dan efisiensi mechanic ( $\eta_{mec}$ ).

### 3.1. Karakteristik sampel

Tabel 1 memperlihatkan karekteristik pemakaian jumlah bahan bakar pada variasi *fuel rack* terhadap beban kerja yang di berikan. Sedangkan pada tabel 2 memperlihatkan hasil perhitungan dari parameter-parameter yang dihitung adalah daya efektif ( $N_e$ ), pemakaian bahan bakar (FC), konsumsi bahan bakar spesifik (SFC) ,efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) dan efisiensi mechanic ( $\eta_m$ ).

### 3.2. Karakteristik pengaruh perubahan *fuel rack* pada injector.

Daya efektif dari beberapa variasi *fuel rack injector* pada beban kerja 2.5 MW, 3 MW dan 4 MW. Untuk masing - masing beban kerja, variasi *fuel rack* tidak berpegaruh terhadap daya efektif. Makin besar beban kerja maka makin besar pula daya efektif yang di hasilkan pada putaran mesin konstan 900 rpm. untuk beban kerja 2.5

MW daya efektif yang dihasilkan adalah 293.35 kW dan daya efektif yang paling besar adalah 469.32 kW untuk beban kerja 4 MW

Kecenderungan data pemakaian bahan bakar(FC) ditunjukkan pada gambar 1. Dimana pemakaian bahan bakardari beberapa variasi *fuel rack pada injector* dengan beban kerja 2.5 MW, 3 MW dan 4 MW, dan pada putaran konstan 900 rpm. Terlihat bahwa karekteristik pemakaian bahan bakar berbentuk kubah, dimana nilai maksimumnya berada pada variasi *fuel rack* 118.00 mm. Adapun pemakaian bahan bakar yang rendah terjadi pada variasi *fuel rack injector* 118.00 mm untuk beban kerja 2.5 MW pemakaian bahan bakarsebesar 4.37 kg/h, dan yang paling tinggi pada beban kerja 3 MW adalah 7.06 Kg/h dengan variasi *fuel rack* pada injector sebesar 117.80 mm. dari hal ini dapat disimpulkan bahwa posisi *fuel rack* terbaik adalah 118.00 mm.

Gambar 1 adalah pemakaian bahan bakar spesifik dari beberapa variasi *fuel rack injector* pada beban kerja 2.5 MW, 3 MW dan 4 MW, dan pada putaran konstan 900 rpm. Terlihat bahwa karekteristik pemakaian bahan bakar spesifik berbentuk kubah, dimana nilai dari *fuel* komsumsi spesifik yang paling tinggi berada pada *fuel rack* 117.8 mm. Untuk beban kerja 3 MW pemakaian bahan bakar spesifik maksimumnya 0.0170 kg/kW.h, Adapun nilai yang paling rendah terjadi pada *fuel rack* 118.00 mm untuk beban kerja 4 MW dimana pemakaian bahan bakar spesifik 0.0104 kg/kW/h.

Effisiensi thermal merupakan ukuran besarnya pemanfaatan energi yang terkandung di dalam bahan bakar untuk dirubah menjadi daya efektif. Tingginya nilai efisiensi thermal dihasilkan oleh pembakaran di dalam ruang bakar yang semakin sempurna. Hasil percobaan dengan bahan bakar solar untuk semua variasi *fuel rack* pada injector dapat dilihat pada gambar 3. memperlihatkan nilai efisiensi thermal dari beberapa variasi *fuel rack injector*, bahwa semakin tingin kadar nilai molekul yang terkandung dalam bahan bakar maka memiliki nilai efisiensi yang semakin tinggi. Terlihat bahwa karekteristik efisiensi thermal berbentuk melengkung dengan putaran konstan 900 rpm. dimana nilai maksimumnya berada pada *fuel rack* 118.00 mm pada beban kerja 4 MW adalah 22,25 %. Adapun nilai yang minimum pada variasi *fuel rack* 117.80 mm dengan beban kerja 3MW adalah sebesar 14 %. Dari hal ini dapat disimpulkan bahwa posisi efisiensi themal yang tertinggi adalah 118.00 mm.

Besarnya efisiensi mechanic dari beberapa variasi *fuel rack injector* pada beban kerja 2.5 MW, 3 MW dan 4 MW, dan pada putaran konstan 900 rpm adalah 85 %, maka efisiensi mechanic dapat dikatakan bahwa besaran variasi fuel rack injector terhadap beban kerja yang diberikan sama.

Penelitian ini memperlihatkan bahwa pengaruh penyetelan fuel rack pada injector terhadap daya efektif ( $N_e$ ), pemakaian bahan bakar (FC), konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) dan efisiensi mechanic ( $\eta_{mec}$ ) sangat lah berpengaruh.

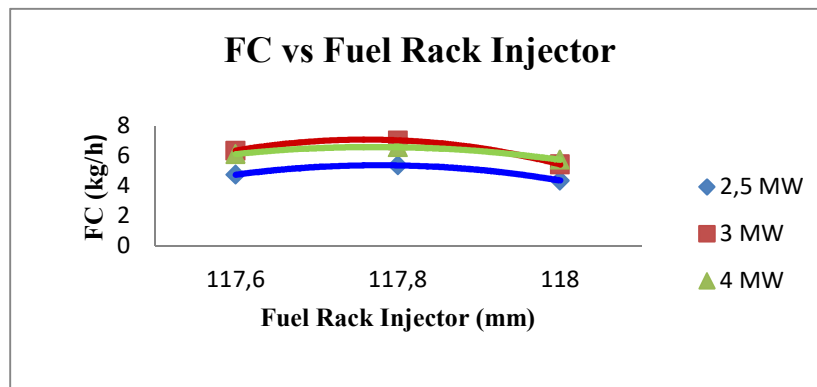
Dari hasil penelitian dapatkan hasil perhitungan dari pengaruh perubahan fuel rack pada injector terhadap variasi rack injector antara lain 117.60 mm, 117.80 mm dan 118.00 mm terhadap variasi beban kerja. Dimana bahwa pengaruh perubahan fuel rack pada injector terjadi perubahan pada, pemakaian bahan bakar (FC), konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi termal ( $\eta_{th}$ ) sedangkan untuk daya efektif ( $N_e$ ), dan efisiensi mechanic ( $\eta_m$ ) dari variasi fuel rack tidak terlalu berpengaruh.

**Tabel 1. Data Hasil Pengamatan.**

No	Fuel Rack Injection (mm)	Beban Kerja (mw)	Jumlah BB yang digunakan (gallon)	Konversi ke Galon	Faktor Koreksi	Liter
1	117,6	2,5	62	3,79	10	2349,8
		3	83	3,79	10	3145,7
		4	80	3,79	10	3032
2	117,8	2,5	71	3,79	10	2690,9
		3	92	3,79	10	3486,8
		4	86	3,79	10	3259,4
3	118	2,5	57	3,79	10	2160,3
		3	71	3,79	10	2690,9
		4	75	3,79	10	2842,5

**Tabel 2. Data Hasil Perhitungan.**

No	Variasi Fuel Rack Injector (mm)	Beban kerja (mw)	$T_e$ N/m	$N_e$ kW	$P_e$ bar	$P_i$ bar	$N_i$ kW	$N_m$ kW	FC kg/L	SFC kg/kW.h	$Q_{tot}$ kcal/kg	$\eta_{th}$ %	$\eta_{mec}$ %
1	117.60	2.5	19557	293	18	21	345	52	4.76	0.0138	2052	17	85
		3	23468	352	22	26	414	62	6.37	0.0158	2747	15	85
		4	31291	469	29	34	552	83	6.14	0.0111	2648	21	85
2	117.80	2.5	19557	293	18	21	345	52	5.38	0.0156	2322	15	85
		3	23468	352	22	26	414	62	7.06	0.0170	3045	14	85
		4	31291	469	29	34	552	82	6.60	0.0119	2486	19	85
3	118.00	2.5	19557	293	18	21	345	52	4.37	0.0127	1887	18	85
		3	23468	352	22	26	414	62	5.45	0.0132	2350	18	85
		4	31291	469	29	34	552	82	5.75	0.0104	2482	22	85



**Gambar 1.** Pemakaian Bahan Bakar Spesifik

#### 4. KESIMPULAN

Dari data penelitian pengaruh perubahan fuel rack pada injector dengan variasi beban kerja yang diberikan dimana pada putaran konstan 900 rpm, maka dapat disimpulkan variasi fuel rack pada injector dengan penyetelan jarak 118.00 mm adalah jarak yang optimum. Sebelum melakukan perubahan pada variasi *fuel rack injector* untuk menggunakan jenis bahan bakar solar yang sama maka perlu dibandingkan terlebih dahulu dengan variasi *fuel rack pada injector* yang sebelumnya agar menjaga dalam keseimbangan mesin tersebut lebih baik serta tidak ragu dalam mengambil keputusan dalam melakukan perawatan mesin tersebut.

#### 5. DAFTAR PUSTAKA

- Widodo B., dkk, (2008). Analisis Proses Pembakaran pada Motor Diesel dengan Off-Line Combustion Analyzer. Prosiding Seminar Nasional Teknologi Simulasi IV, Universitas Gadjah Mada. Yogyakarta, ISBN 978-979-18703-0-6.
- Baharuddin dkk. (2011). Analisa Back Pressure Terhadap Prestasi Mesin Diesel Nanchang 2105 a-3. Hasil penelitian fakultas teknik, ISBN : 987-979-127255-0-6
- Finto P. dkk. (2014). Analisa pengaruh tekanan pembukaan injektor (nosel) terhadap kinerja mesin pada motor diesel injeksi tidak langsung/indirect injection. *PROTON*, Vol. 6 No 1 / Hal 30-35
- Ismanto. (2012). Analisis variasi tekanan pada injector terhadap performance ( Torsi Dan Daya) Pada Motor Diesel. *Jurnal teknik vol. 2 no. 1 april 2012*.
- Nanlohy H J. (2012). Perbandingan variasi derajat pengapian terhadap efisiensi termal dan

konsumsi bahan bakar Otto Engine BE-50, *Dinamika jurnal ilmiah teknik mesin Vol. 3, No. 2, Mei 2012 SN : 2085-8817*.

Trommelmans J. (2001). Diesel Machine, Jakarta: penerbit PT Rosda.

Manual book caterpillar series engine C-36, maret (2012).

Motor Diesel Generator, Edisi Agustus 2012. Jakarta: Pusat Pelatihan PT. United Tractor.

Paduan Pemakaian PREMETS XL dan Analisa Keluarannya, Juni (2011). Jakarta: PT Kreasi Manjangan Jaya Mukti.

Petrovesky. N, Marine Internal Combustion Engine, Translated from the Russian By Horace, E. Isakson Mir Publisher Moscow.