

Optimasi Connecting Rod Sepeda Motor Untuk Mereduksi Massa Dan Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)

I DK Okariawan*

*Dosen Fakultas Teknik Universitas Mataram Jl. Majapahit No. 62 Mataram
Email: okateknikunram@yahoo.com

Abstract

Many countries in the world at recent decade depends energy source from oil (petroleum). Oil is un-renewable energy and someday the quantity will be very low (oil crisis). Some of oil conservation needed to expand oil live, and now for Indonesia, reduce fuel consumption of automobile (particularly for motorcycle) is primary oil conservation effort. Mass reduction of automobile component is one of the way to reduce fuel consumption, from Engineering Design and Manufacture point of view so that these researches try to reduce mass of connecting rod in Motorcycle.

In this research mass reduction, that connecting rod was considering with safety design to material failure, which was quasi-static Factor of Safety (FOS). Increase of fuel efficiency effect calculated from Brake Specific Fuel Consumption (BSFC) criteria. Simulation method was a basis to find FOS and BSFC talked above.

As the result of this research, optimum connecting rod model was obtained, that has lighter mass than initial connecting rod, also enable to stand the allowable minimum FOS (4,6 for tensile load and 2,55 for compressive load). The optimum connecting rod model also enables to reduce BSFC about 6 %.

Key words: connecting rod, FOS, BSFC

Pendahuluan

Berbagai negara di dunia dalam beberapa dekade ini memiliki ketergantungan pada minyak bumi sebagai sumber energi utamanya, termasuk Indonesia. Minyak bumi merupakan sumber energi tidak terbarukan, dimana jika terus dikonsumsi, maka lama kelamaan akan sangat langka keberadaannya (*oil crisis*). Salah satu konsumsi BBM terbesar pada kendaraan bermotor di negara Indonesia berasal dari sepeda motor, bahkan menurut Ketua Umum Asosiasi Industri Sepeda Motor Indonesia (AISI), Gunadi Sindhuwinata, pada tahun 2010 ini, penjualan sepeda motor diestimasi akan mengalami peningkatan sebesar 10 – 12 %, yakni dikisaran 6,3 – 6,5 juta unit (Redaksi kabar bisnis.com, 2009).

Berbagai penjelasan di atas mengindikasikan pentingnya upaya konservasi terhadap minyak bumi sebagai sumber energi, salah satunya melalui penghematan penggunaan minyak bumi tersebut, terutama pada sektor kendaraan bermotor (*fuel efficiency*), maka dalam penelitian ini akan dilakukan optimalisasi pada salah satu komponen kendaraan bermotor, berupa *connecting rod*, agar dihasilkan reduksi massa *connecting rod* tersebut, sehingga diharapkan peningkatan *fuel efficiency* dapat dicapai. Optimalisasi dilakukan dengan cara

memodifikasi geometri *connecting rod*, dengan tetap memperhatikan aspek keamanan *design* (*mechanical failure*). *Connecting rod* yang menjadi objek penelitian kali ini adalah *connecting rod* sepeda motor. Kriteria untuk menentukan *fuel efficiency engine* didasarkan pada *Brake Specific Fuel Consumption* (BSFC). Hal tersebut dikarenakan BSFC mampu menampilkan informasi *fuel efficiency engine* secara rinci, berupa konsumsi bahan bakar *engine*, serta besar daya yang mampu dihasilkan *engine* pada kondisi konsumsi bahan bakar tertentu. Untuk mengetahui parameter-parameter tersebut dilakukan dengan metode simulasi yaitu perhitungan *finite element method* dengan bantuan *Computer Aided Design* (CAD) – *Computer Aided Engineering* (CAE) digunakan untuk mengetahui faktor keamanan *design* pada *connecting rod* akibat reduksi massa, sedangkan perhitungan dasar *internal combustion engine* dan juga dinamika mekanisme *slider – crank* digunakan untuk mengetahui nilai BSFC *engine* tersebut.

Tinjauan Pustaka

Shenoy (2004) menjelaskan bahwa, dengan melakukan reduksi massa *connecting rod*, maka momen inersia *engine* mampu dikurangi, dengan demikian akan dihasilkan

peningkatan performa dan *fuel efficiency engine*. Reduksi massa pada *connecting rod* tersebut harus mempertimbangkan faktor keamanan *design* (kekuatan material), karena *connecting rod* tersebut mengalami *high compressive load* akibat energi pembakaran bahan bakar di ruang bakar, sampai *high tensile load* akibat momen inersia *connecting rod*.

Fui (2007) dalam penelitiannya merekomendasikan salah satu langkah untuk mengurangi besar tegangan kritis pada suatu komponen, yaitu dengan cara menambahkan / memperbesar jari – jari *fillet* pada geometri komponen. Rekomendasi tersebut didapatkan setelah ia melakukan penelitian tegangan kritis pada sebuah *chassis* truk 4,5 ton, dimana ia mendapatkan bahwa tegangan kritis *chassis* tersebut terdapat pada daerah – daerah yang memiliki sudut tajam (*sharp corner*).

Cheah dkk (2007) telah meneliti mengenai pengaruh reduksi massa komponen kendaraan bermotor terhadap peningkatan *fuel efficiency* diperoleh hasil bahwa, setiap 10 % reduksi massa total mobil atau *light duty truck*, maka diperoleh pengurangan *fuel consumption* sebesar 6 – 7%.

Landasan Teori Optimalisasi *design*

Optimalisasi *design*, yaitu suatu teknik untuk mendapatkan kemungkinan terbaik dari berbagai macam skenario *design*. Terdapat 3 buah elemen penting dalam proses optimalisasi *design* yaitu *objective function*, *design variable*, dan *constraint*. Terdapat banyak metode yang dikembangkan oleh para pakar untuk memperoleh suatu besaran optimum, diantaranya yang sederhana adalah melalui metode persamaan differensial dan metode Lagrange, namun untuk solusi optimalisasi yang memiliki variabel dan *constraint* yang kompleks, para pakar mekanika menerapkan metode *finite element* dengan iterasi numerik yang dikerjakan oleh program komputer.

Teori Kegagalan Material pada Pembebanan Statis

Sebagai acuan keamanan *design* dalam analisis tegangan statis untuk material ulet (*ductile*), para rekayasawan mekanika menerapkan salah satu diantara dua teori kegagalan material, yaitu *Maximum Shear Stress Failure Predictor* (MSFP), *Distortion Energy Failure Predictor* (DEFP), yang biasa diistilahkan sebagai teori kegagalan vonMises.

Teori kegagalan vonMises memiliki akurasi yang lebih baik dalam memprediksi *yield* dibandingkan teori kegagalan Tresca,

dapat dirumuskan sebagai berikut. (Sumber : Samuel dan Weir, 2000)

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

Untuk keamanan *design* terhadap *yield*, maka limit dari σ_{VM} dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$\sigma_{VM} \leq \frac{\text{yield strength}}{\text{perancangan FOS}}$$

Perancangan FOS

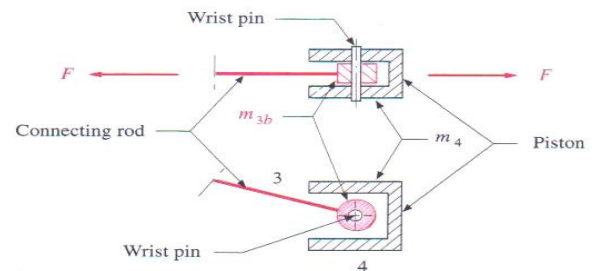
Perancangan FOS berfungsi untuk mengendalikan secara sistematis berbagai ketidakpastian yang muncul dalam kondisi aktual suatu sistem, namun sulit diperhitungkan dalam *design*. Pada saat FOS tersebut telah diketahui, maka dapat diketahui pula *allowable – stress* ($\frac{\text{yield strength}}{\text{perencanaan FOS}}$) yang boleh diberikan pada suatu material, sehingga keamanan terhadap material *failure* dapat dipertahankan (Sumber : Samuel dan Weir, 2000).

Shenoy dan Fatemi (2005) dalam penelitiannya merekomendasikan untuk menggunakan FOS sebesar 2,1 dalam melakukan *design* terhadap *connecting rod*.

Gaya pada *pin connecting rod*

Gaya-gaya yang dialami *pin connecting rod* meliputi :

- Gaya akibat tekanan gas, F_g .
- Gaya inersia akibat massa piston, F_{ip} .
- Gaya inersia akibat massa *connecting rod* yang bekerja pada *wristpin*, F_{iw} .
- Gaya inersia akibat massa *connecting rod* yang bekerja pada *crankpin*, F_{ic} .
- Gaya inersia akibat massa *crank* pada *crankpin*, F_{ir} .



Gambar 1 Gaya – gaya yang terjadi pada *pin connecting rod* (Sumber : Norton, 1999)

Dengan menganggap tidak ada gesekan antara piston dengan silinder, maka besarnya gaya tekan gas (F_g) bisa didapatkan dari tekanan efektif rata – rata gas (P_e) dan luas permukaan torak (A), dimana A diasumsikan sama seperti luas *bore* silinder. Hubungan ketiganya adalah sebagai berikut:

$$F_g = P_e \cdot A \text{ (Newton)}$$

Tekanan efektif rata – rata gas dapat dicari melalui persamaan sebagai berikut.

$$P_e = \frac{0,45.z.N_e}{V_d.n.i} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$N_e = \frac{T.n}{716,2} \text{ (PS)}$$

$$V_d = \frac{\pi.D^2}{4} \cdot L \text{ (m}^3\text{)}$$

Total gaya pada *piston pin connecting rod* seperti di bawah ini.

$$F_{34} = (F_g + m_4 a_B) i - [F_g + (m_4 + m_{3b}) a_B] \tan \Phi j$$

Total gaya pada *crankpin connecting rod* adalah sebagai berikut.

$$F_{32} = \left[\begin{matrix} m_{3a} r \omega^2 \cos \omega t - \\ (m_{3b} + m_4) a_B - F_g \end{matrix} \right] i + \left\{ \begin{matrix} m_{3a} r \omega^2 \sin \omega t + \\ [(m_{3b} + m_4) a_B + F_g] \tan \Phi \end{matrix} \right\} j$$

Akselerasi piston, a_B dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini.

$$a_B = -r \omega^2 \left\{ \cos \omega t - \frac{r[l^2(1-2\cos^2 \omega t) - r^2 \sin^4 \omega t]}{[l^2 - (r \sin \omega t)^2]^{\frac{3}{2}}} \right\}$$

$$r \sin \omega t = l \sin \Phi$$

$$\Phi = \arcsin \left(\frac{r}{l} \sin \omega t \right)$$

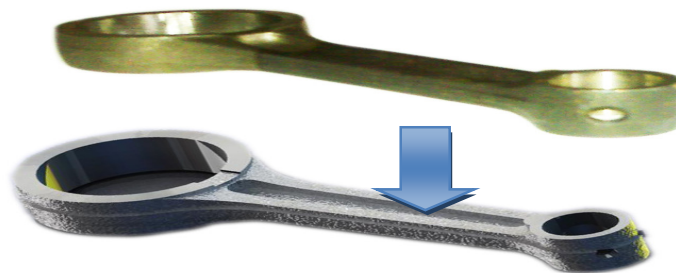
Untuk menentukan besarnya massa *connecting rod* yang terkonsentrasi pada *wrist pin* (m_{3b}) dan pada *crankpin* (m_{3a}) adalah sebagai berikut.

$$m_{3a} = m_3 \times \left(\frac{l_b}{l_a + l_b} \right)$$

$$m_{3b} = m_3 \times \left(\frac{l_a}{l_a + l_b} \right)$$

METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini, diawali dengan membuat geometri dari *connecting rod* inisial yang diambil dari sampel sepeda motor merek vario techno, material yang digunakan dan pembebanannya adalah sebagai berikut :



Gambar 2 Design drawing connecting rod inisial berbasis CAD

Penentuan material *connecting rod* adalah ductil Cast Iron dengan massa jenisnya (ρ) = 0,0079 ($\frac{\text{gr}}{\text{mm}^3}$).

Perbandingan antara l_b terhadap (l_a+l_b) dan l_a terhadap (l_a+l_b) adalah $\frac{2}{3}$, dan $\frac{1}{3}$ (Sumber : Norton, 1999) (4)

Daya poros dan BSFC (5)

Daya poros dapat didefinisikan sebagai daya yang dihasilkan pada poros engkol atau dengan kata lain dapat diistilahkan sebagai daya yang berguna / efektif (*brake power*). Persamaan untuk memperhitungkan *brake power* (\dot{W}_b) yaitu sebagai berikut. (Sumber : Pulkrabek, 2004)

$$\dot{W}_b = 2\pi N T \text{ (7)}$$

Keterangan :

N = kecepatan putaran poros engkol (rotasi per sekon)

T = torsi yang dihasilkan poros engkol (torsi engine), N. m

Torsi engine dapat dicari melalui persamaan – persamaan berikut ini. (Sumber : Norton, 1999)

$$T = T_g + T_i$$

$$T_g = F_g r \sin \omega t \left(1 + \frac{r}{l} \cos \omega t \right)$$

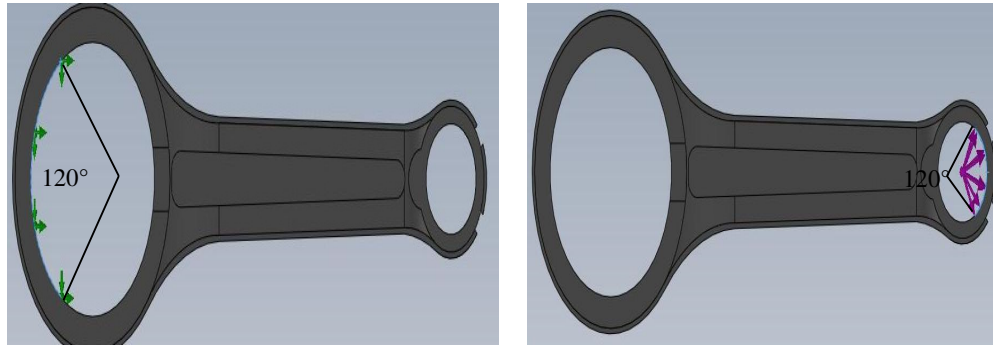
$$T_i = \frac{1}{2} m_B r^2 \omega^2 \left(\frac{r}{2l} \sin \omega t - \sin 2\omega t - \frac{3r}{8l} \sin 3\omega t \right)$$

$$m_B = m_{3b} + m_4$$

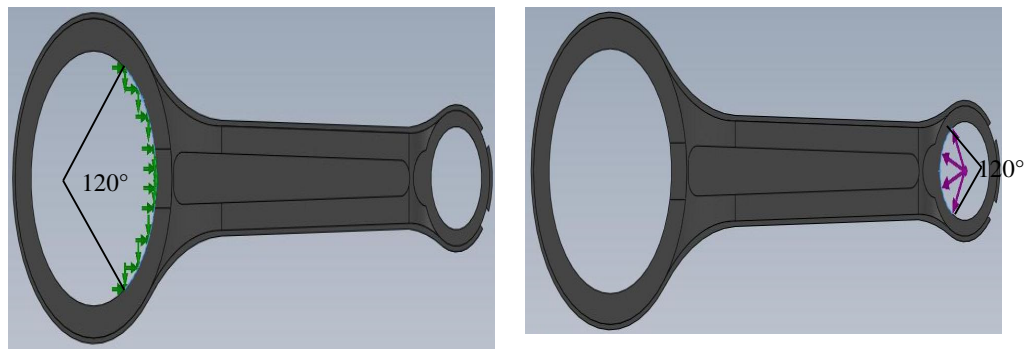
Pengertian mengenai BSFC, yaitu perbandingan antara jumlah bahan bakar yang dikonsumsi terhadap *brake power* (\dot{W}_b) yang mampu dihasilkan. Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi dinyatakan dalam kecepatan aliran bahan bakar ke dalam engine (\dot{m}_f). Persamaan mengenai BSFC dapat dijabarkan sebagai berikut. (Sumber : Pulkrabek, 2004)

$$\text{BSFC} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b} \text{ (12)}$$

Penentuan *restraint*, yaitu suatu daerah pada *connecting rod* yang dijadikan sebagai tumpuan saat terjadinya gaya dan pembebanan (gaya) *connecting rod*



Gambar 3 *Restraint* sepanjang 120° untuk pembebanan tarik (kiri : *crank restraint*, kanan : pembebanan pada *wrist*)



Gambar 4 *Restraint* sepanjang 120° untuk pembebanan tekan (kiri : *crank restraint*, kanan : pembebanan pada *wrist*)

Pengambilan data mengenai BSFC engine

Pengambilan data ini dilakukan secara simulasi dengan menggunakan perhitungan – perhitungan *internal combustion engine* dan dinamika *slider – crank*, dengan asumsi nilai \dot{m}_f (laju aliran bahan bakar) dianggap sebagai konstanta dan ω akan dijadikan sebagai variabel, yaitu ω saat putaran menengah (4500 rpm), ω saat terjadi torsi maksimum (6500 rpm), dan ω saat terjadi daya maksimum (8000 rpm).

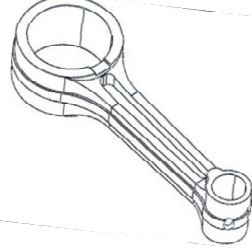
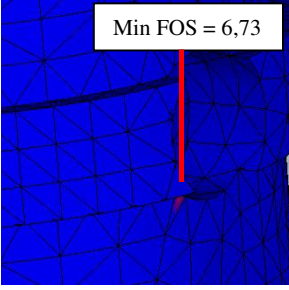
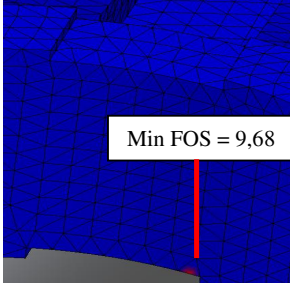
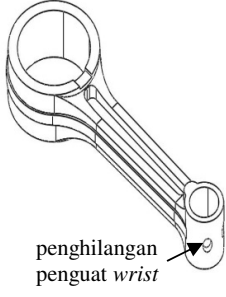
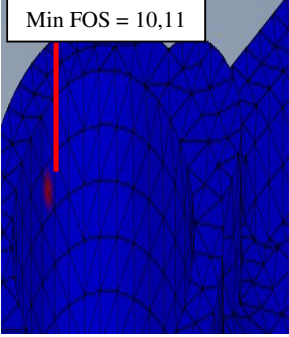
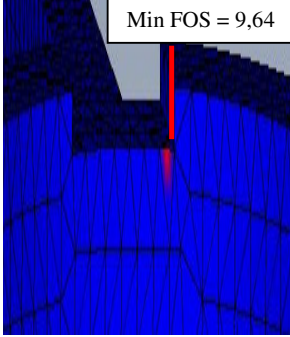
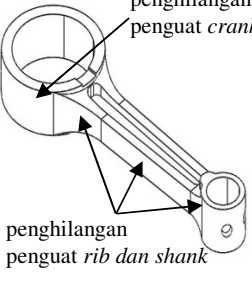
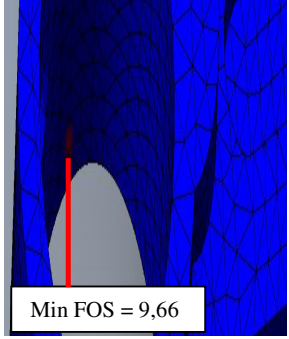
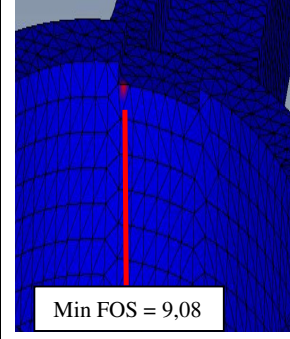
Hasil Dan Pembahasan

Perbandingan Model *Connecting Rod*

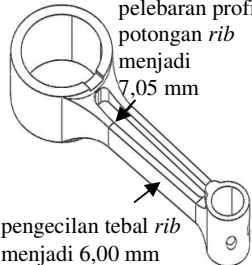
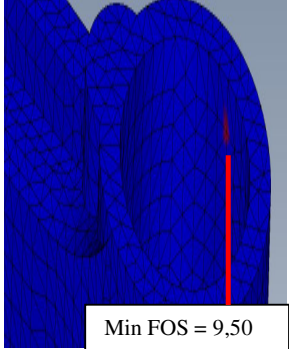

Dari optimalisasi yang telah dilakukan dengan perbaikan pada berbagai tempat pada *connecting rod* inisial beserta nilai FOS minimum, adalah sebagai berikut.

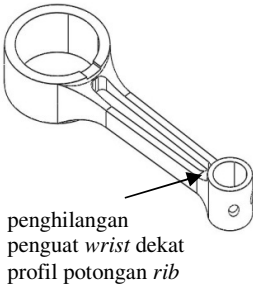
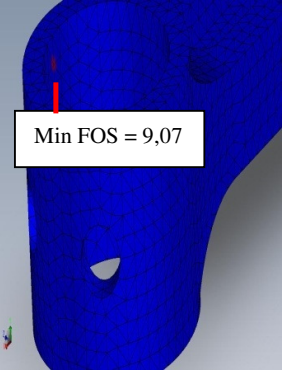
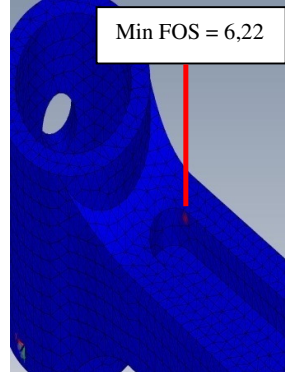
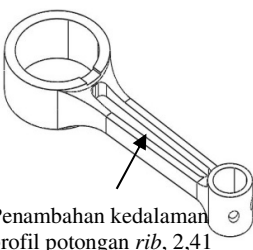
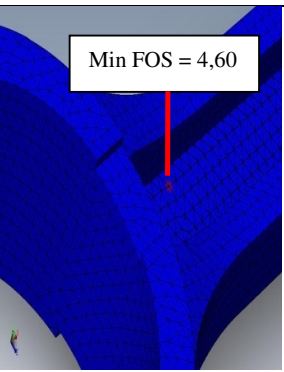
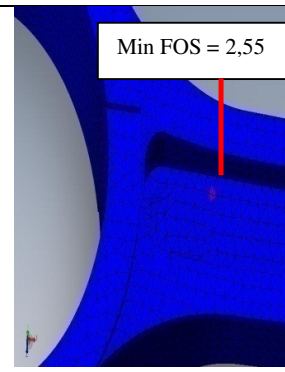
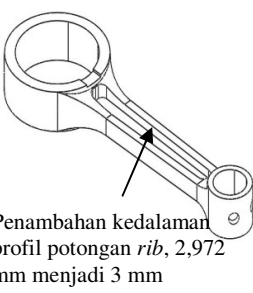
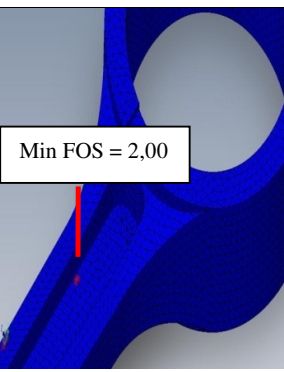
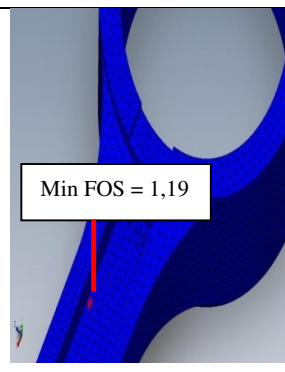
Tabel 1 Perbandingan model *connecting rod* inisial terhadap optimalisasi

Model	Geometri	FOS minimum	
		Tarik	Tekan

<p>Inisial (massa = 105 gr)</p>		 <p>Min FOS = 6,73</p>	 <p>Min FOS = 9,68</p>
<p>Iterasi 1 (massa = 104,09 gr)</p>	 <p>penghilangan penguat wrist</p>	 <p>Min FOS = 10,11</p>	 <p>Min FOS = 9,64</p>
<p>Iterasi 2 (massa = 99,77 gr)</p>	 <p>penghilangan penguat crank</p> <p>penghilangan penguat rib dan shank</p>	 <p>Min FOS = 9,66</p>	 <p>Min FOS = 9,08</p>

Tabel 1 lanjutan

<p>Iterasi 3 (massa= 89,7 gr)</p>	 <p>pelebaran profil potongan rib menjadi 7,05 mm</p> <p>pengecilan tebal rib menjadi 6,00 mm</p>	 <p>Min FOS = 9,50</p>	 <p>Min FOS = 7,38</p>
---	--	---	--

<p>Iterasi 4 (massa = 88,94 gr)</p>	 <p>penghilangan penguat wrist dekat profil potongan rib</p>	 <p>Min FOS = 9,07</p>	 <p>Min FOS = 6,22</p>
<p>Iterasi 5 (massa = 85,52 gr)</p>	 <p>Penambahan kedalaman profil potongan rib, 2,41 mm menjadi 2,972 mm</p>	 <p>Min FOS = 4,60</p>	 <p>Min FOS = 2,55</p>
<p>Iterasi 6 (massa = 85,38 gr)</p>	 <p>Penambahan kedalaman profil potongan rib, 2,972 mm menjadi 3 mm</p>	 <p>Min FOS = 2,00</p>	 <p>Min FOS = 1,19</p>

Dapat dilihat pada table 1 diatas bahwa FOS tarik minimum model iterasi 1 lebih tinggi dibandingkan model inisial, hal tersebut dikarenakan hilangnya sudut tajam pada pada bagian *wrist* geometri *connecting rod*, sehingga tegangan maksimum pun tereduksi nilainya dan menyebabkan FOS meningkat.

Connecting rod model iterasi 1 sampai 6 mampu mereduksi massa *connecting rod* inisial, dengan model iterasi 5 dan 6 sebagai model yang mampu mereduksi massa *connecting rod* inisial terbesar, namun jika ditinjau dari nilai FOS minimumnya yaitu 2,1 maka model iterasi 6 tersebut tidak memenuhi FOS izin minimum baik dalam kondisi pembebanan tekan maupun tarik. Hal tersebut sesuai dengan penjabaran dari Butdee dan Vignant (2008), Shenoy dan Fatemi (2005),

bahwa perubahan geometri suatu komponen kendaraan bermotor memungkinkan terjadinya penurunan nilai FOS sampai berada di bawah FOS izin, hal itu disebabkan karena geometri baru yang terbentuk tidak sesuai dengan kondisi pembebanan.

Oleh karena itu diambillah *connecting rod* model iterasi 5 sebagai model optimal karena mampu mereduksi massa *connecting rod* inisial terbesar jika dibandingkan dengan model iterasi 1 sampai 4, serta tetap memenuhi FOS izin minimum baik dalam kondisi pembebanan tekan maupun tarik.

Perubahan BSFC

Perhitungan mengenai pengaruh reduksi massa terhadap perubahan BSFC *engine* diperlihatkan dalam tabel berikut.

Tabel 2 Perbandingan BSFC *connecting rod* inisial terhadap *connecting rod* model iterasi pada beberapa putaran poros engkol (rpm)

Model <i>connecting rod</i>	BSFC rata – rata ($\frac{kg}{w.s}$)		
	4500 rpm (menengah)	6500 rpm (torsi puncak)	8000 rpm (daya puncak)
Inisial	$2,316.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,169.10^{-5} \dot{m}_f$	$2,441.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 1	$2,316.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,169.10^{-5} \dot{m}_f$	$2,441.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 2	$2,386.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,154.10^{-5} \dot{m}_f$	$2,202.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 3	$2,502.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,134.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,933.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 4	$2,502.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,134.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,933.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 5	$2,545.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,128.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,860.10^{-5} \dot{m}_f$
model iterasi 6	$2,589.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,121.10^{-5} \dot{m}_f$	$1,794.10^{-5} \dot{m}_f$

Tabel 3 Perubahan BSFC *connecting rod* model iterasi terhadap *connecting rod* inisial pada beberapa putaran engkol (rpm)

Model <i>connecting rod</i>	% Perubahan BSFC rata – rata model iterasi ($\frac{kg}{w.s}$) terhadap model inisial			Rata – rata (%)
	4500 rpm (menengah)	6500 rpm (torsi puncak)	8000 rpm (daya puncak)	
model iterasi 1	0	0	0	0
model iterasi 2	3,01	-1,33	-9,77	-2,70
model iterasi 3	8,03	-3,01	-20,80	-5,26
model iterasi 4	8,03	-3,01	-20,80	-5,26
model iterasi 5	9,90	-3,56	-23,81	-5,82
model iterasi 6	11,80	-4,14	-26,50	-6,28

Nb: negatif (-) menandakan BSFC semakin tereduksi sedangkan positif (+) menandakan sebaliknya.

Dari hasil pada tabel 2 dan 3 di atas dapat dilihat bahwa BSFC *engine* tereduksi maksimum pada saat menggunakan *connecting rod* model iterasi 5 dan 6, namun karena model iterasi 6 tidak memenuhi FOS minimum izin, maka model iterasi 5 yang dapat dikatakan sebagai model yang mampu mereduksi BSFC maksimum, yaitu sebesar $5,82\% \approx 6\%$. Hal itu sesuai dengan apa yang dijabarkan oleh Shenoy (2004) dalam penelitiannya yang menyatakan bahwa reduksi massa *connecting rod* akan menyebabkan peningkatan *fuel efficiency engine*.

Kesimpulan Dan Saran

Kesimpulan

Dari penelitian kali ini didapatkan beberapa kesimpulan, yaitu sebagai berikut.

- Optimalisasi massa *connecting rod* dapat menyebabkan FOS pada *connecting rod* berada di bawah FOS izin / aman (seperti terlihat pada model iterasi 6), hal tersebut dikarenakan perubahan geometri yang terjadi tidak sesuai dengan kondisi pembebanannya, namun jika dilakukan modifikasi geometri secara tepat maka FOS

izin dapat dipertahankan (sepaimana terlihat dalam model iterasi 1 sampai 5).

- BSFC *connecting rod* hasil optimalisasi (model iterasi 5) bernilai lebih kecil 6% dibanding *connecting rod* inisial, hal tersebut membuktikan bahwa optimalisasi massa *connecting rod*, secara simulasi mampu meningkatkan *fuel efficiency engine*, serta didapatkan pula model *connecting rod* optimalisasi yang memiliki massa lebih ringan dibandingkan dengan model inisial dan tetap berada dalam FOS izin pembebanan statis pada suhu kamar (memenuhi keamanan *design* terhadap pembebanan statis baik tarik maupun tekan), model tersebut adalah model iterasi 5, secara rinci dapat dilihat dalam lampiran 5.

Saran

Untuk menyempurnakan hasil penelitian ini, maka beberapa hal berikut perlu dipertimbangkan.

- Penelitian ini perlu dilanjutkan pada simulasi *buckling* dan *fatigue*, serta mempertimbangkan aspek temperatur maksimum yang mampu mempengaruhi kegagalan material *connecting rod* saat

bekerja, sehingga hasil simulasi kegagalan material *connecting rod* semakin valid.

b. Sebelum dapat dikatakan layak untuk produksi massal, maka *field test* terhadap model optimalisasi perlu dilakukan.

Daftar Pustaka

- Butdee S., Vignat F., 2008, *TRIZ method for light weight bus body structure design*, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, JAMME, Vol. 31, December, p. 456 – 462.
- Chandrupatla T.R., Belegundu A., 1997. *Introducing to Finite Elements in Engineering*, McGraw – Hill, New York, USA.
- Cheah L., Evans C., Bandivadekar A., Heywood J., 2007. *Factor of Two: Halving the Fuel Consumption of New U.S. Automobiles by 2035*, Laboratory for Energy and Environment Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, USA.
- Fui Teo H., Rahman R. Abd., 2007, *Statics and Dynamics Structural Analysis of a 4,5 Ton Truck Chassis*, Jurnal Mekanikal, No. 24, December, p. 56 – 67.
- Norton R. L., 1999. *Design of Machinery – An Introduction to Synthesis and Analysis of Mechanisms of Machines, 2nd Edition*, McGraw – Hill, Singapore.
- Pulkrabek W. W., 2004. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Prentice Hall, New Jersey, USA.
- Redaksi kabarbisnis.com, 2009, *Penjualan Sepeda Motor Diyakini Tumbuh 12% pada 2010*, available at http://www.kabarbisnis.com/aneka-bisnis/transportasi/287977-Penjualan_sepeda_motor_diyakini_tumbuh_12_pada_2010.html, diunduh pada 01 Juni 2010.
- Samuel A., Weir J., 2000. *Introduction to Engineering Design – Modelling, Synthesis and Problem Solving Strategies*, Butterworth – Heinemann, Oxford, USA.
- Shenoy P. S., 2004. *Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod*, The University of Toledo, Toledo, USA.
- Shenoy P. S., Fatemi A., 2005. *Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction*, SAE International, 2005 – 01 – 0987, p. 1 – 8.