

Pemodelan dan Analisis Pengaruh Variasi Luasan Sisi Kompresi dan Ekspansi dengan Perubahan Diameter Piston, Orifice dan Piston Rod terhadap Gaya Redam Shock Absorber dan Respon Dinamis Sepeda Motor Yamaha Mio J

M Fauzi Rahman dan Wiwiek Herdrowati
Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis

Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: wiwiek@me.its.ac.id

Abstrak— Saat ini perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat, salah satunya dibidang otomotif. Banyaknya jumlah spare-parts kendaraan motor yang diimpor sangat berpengaruh terhadap sektor industri otomotif di Indonesia. Dimana ketika nilai tukar rupiah yang melemah terhadap dollar AS maka akan semakin meningkat pula nilai beli spare part dari kendaraan motor. Untuk mengatasi hal tersebut tentunya perlu dilakukan pengembangan terhadap spare part motor salah satunya dengan mereduksi dimensi yang ada pada sistem suspensi sepeda motor sehingga dapat memperkecil biaya manufaktur. Dalam penelitian ini, dilakukan redesign suspensi kendaraan motor mio J dengan merubah parameter-parameter yang terdapat pada sistem suspensi untuk mendapatkan hasil yang lebih efektif dan efisien. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Perubahan parameter yang ada pada sistem suspensi ini seperti variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018 m, variasi diameter piston rod sebesar 0.010 – 0.004 m dan variasi diameter orifice sebesar 0.002 – 0.001 m. Setelah melakukan perubahan parameter tersebut selanjutnya dilakukan analisa kekuatan pada piston rod. Sehingga dalam tugas akhir ini nantinya didapatkan suatu sistem suspensi yang lebih efisien dan tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara. Dari hasil modifikasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* didapatkan bahwa gaya redam yang dihasilkan dipengaruhi oleh perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi. Gaya redam pada sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 399 N dan 526 N. Penentuan gaya redam tersebut didapatkan berdasarkan nilai damping ratio. Perubahan dimensi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* tidak terlalu signifikan nilainya sehingga berdasarkan analisa kekuatan dengan pembebanan statis dan dinamis masih dalam batas aman. Pada sistem setengah kendaraan pada penggunaan sistem suspensi modifikasi dengan input *bump modified* respon penumpang untuk mencapai kondisi steady state kurang dari 1,5 detik. Sedangkan untuk input sinusoidal respon penumpang untuk mencapai kondisi steady state kurang dari 2 detik. Pada penggunaan sistem suspensi modifikasi hasil dari nilai RMS percepatan getaran penumpang masih memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan sistem suspensi asli. Sehingga dapat disimpulkan bahwa perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* memiliki kenyamanan yang lebih baik.

Kata kunci : sistem suspensi, *hydraulic shock absorber*, respon dinamis, sistem suspensi motor, kompresi, ekspansi.

I. PENDAHULUAN

Saat ini perkembangan dunia industri dan teknologi terus mengalami kemajuan yang sangat pesat, salah satunya dibidang otomotif. Perkembangan yang terjadi berasal dari permintaan konsumen yang menginginkan kendaraan yang lebih baik. Berbagai macam teknologi otomotif telah ditemukan dan dikembangkan dalam upaya memberikan kondisi terbaik bagi masyarakat dalam berkendara.

Untuk mengatasi hal tersebut tentunya perlu dilakukan pengembangan terhadap spare part sepeda motor agar didapatkan hasil yang lebih efisien namun tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara. Salah satunya adalah sistem suspensi pada sepeda motor. Sistem tersebut memiliki fungsi sebagai penghubung badan kendaraan dengan roda, dengan tujuan untuk melindungi dari kejutan-kejutan yang timbul pada kendaraan. Dalam hal ini sering ditemukan suatu permasalahan yang timbul pada saat berkendara yaitu getaran yang berlebih. Getaran ini apabila tidak diantisipasi maka akan menyebabkan kegagalan pada mesin, berkurangnya tingkat keamanan pada kendaraan bermotor serta perasaan tidak nyaman pada penumpang.

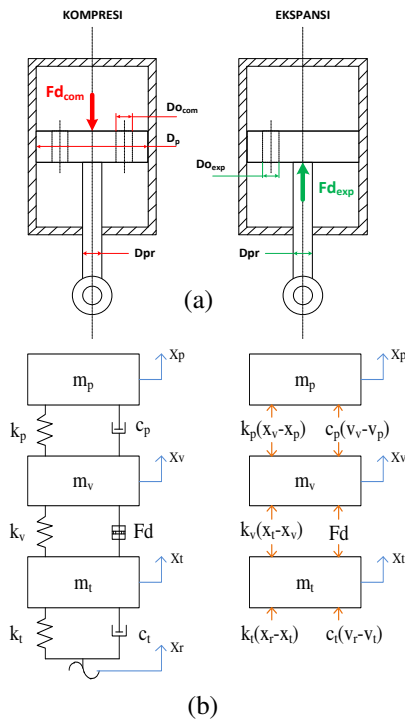
Dalam tugas akhir ini, dilakukan redesign suspensi kendaraan motor mio J dengan merubah parameter-parameter yang terdapat pada sistem suspensi untuk mendapatkan hasil yang lebih efektif dan efisien. Analisis sistem suspensi yang dilakukan didasarkan pada pemodelan setengah kendaraan. Perubahan parameter yang ada pada sistem suspensi ini seperti variasi diameter piston (D_p) sebesar 0.02 – 0.018 m, variasi diameter piston rod sebesar 0.010 – 0.004 m dan variasi diameter orifice sebesar 0.002 – 0.001 m. Setelah melakukan perubahan parameter tersebut selanjutnya dilakukan analisa kekuatan pada piston rod. Sehingga dalam tugas akhir ini nantinya didapatkan suatu sistem suspensi yang lebih efisien dan tetap memperhatikan kenyamanan dan keamanan saat berkendara.

II. URAIAN PENELITIAN

Untuk sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang terdapat pada sepeda motor Yamaha mio j ini, memiliki parameter yaitu luasan pada sisi kompresi dan sisi ekspansi yang terdiri dari diameter piston orifice dan piston rod. Kemudian sistem suspensi *hydraulic shock absorber* ini dilakukan modifikasi dengan melakukan perubahan dimensi

pada diameter piston, orifice dan piston rod. Selanjutnya setelah didapatkan pemilihan parameter modifikasi, sistem suspensi *hydraulic shock absorber* dilakukan analisa kekuatan material terlebih dahulu sebelum dipasangkan pada sistem setengah kendaraan sepeda motor.

Simulasi dilakukan pada dua sistem, yaitu system suspensi *hydraulic shock absorber* dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi yang telah dimodifikasi. Kedua sistem tersebut ditunjukkan pada gambar 1. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama, input sinusoidal yang akan menghasilkan respon *steady-state* pada pengetesan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Kedua, input *bump* yang dimodifikasi yang akan menghasilkan respon transien pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber*.



Gambar.1. Pemodelan (a) sistem suspensi *hydraulic shock absorber* (b) sistem setengah kendaraan motor dengan penambahan sistem suspensi *hydraulic shock absorber*

Berdasarkan gambar 1 pada pemodelan diatas kemudian dibuat persamaan gerak dan *state variable* sebagai berikut.

➤ Sistem Suspensi *hydraulic shock absorber*

- Gaya Redam Siklus Ekspansi

$$F_{de} = \Delta P \cdot A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_e$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{A_{oe}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) (A_p - A_{pr})$$

$$F_{de} = \frac{1}{2} \rho (A_p - A_{pr}) \left(\left(\frac{A_p - A_{pr}}{\zeta \cdot A_{oe}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (1)$$

- Gaya Redam Siklus Kompresi

$$F_{dk} = \Delta P \cdot A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho (v_o^2 - v_p^2) A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_o} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_k$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho \left(\left(\frac{A_p}{A_{ok}} v_p \right)^2 - v_p^2 \right) A_p$$

$$F_{dk} = \frac{1}{2} \rho (A_p) \left(\left(\frac{A_p}{\zeta \cdot A_{ok}} \right)^2 - 1 \right) (v_p^2) \quad (2)$$

➤ Sistem Setengah Kendaraan pada Sistem Suspensi *Hydraulic Shock Absorber*

- a. Massa penumpang motor (m_p)

$$-m_p \ddot{x}_p - F_{d_p} - F_{k_p} = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p + c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) + k_p (x_p - x_v) = 0$$

$$m_p \ddot{x}_p = -c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_p (x_p - x_v)$$

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{m_p} [-c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) - k_p (x_p - x_v)] \quad (3)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (5), yaitu:

$$\dot{x}_p = v_p$$

$$\dot{v}_p = \frac{1}{m_p} [-k_p (x_p - x_{ap}) - c_p (v_p - v_{ap})] \quad (4)$$

- b. Massa kendaraan motor (m_v)

$$-m_v \ddot{x}_v + F_{d_p} - F_{d_h} + F_{k_p} - F_{k_v} = 0$$

$$m_v \ddot{x}_v - c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 - k_p (x_p - x_v) + k_v (x_v - x_t) = 0$$

$$m_v \ddot{x}_v = c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \right)$$

$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} \left[c_p (\dot{x}_p - \dot{x}_v) - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{x}_v - \dot{x}_t)^2 + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \right] \quad (5)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (7), yaitu:

$$\dot{x}_v = v_v$$

$$\dot{v}_v = \frac{1}{m_v} \left[c_p (v_p - v_v) - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (v_v - v_t)^2 + k_p (x_p - x_v) - k_v (x_v - x_t) \right] \quad (6)$$

- c. Massa ban motor (m_t)

$$-m_t \ddot{x}_t - F_{d_t} + F_{d_h} + F_{k_v} - F_{k_t} = 0$$

$$m_t \ddot{x}_t + c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r) - \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 - k_v (x_v - x_t) + k_t (x_t - x_r) = 0$$

$$m_t \ddot{x}_t = -c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 + k_v (x_v - x_t) - k_t (x_t - x_r) \right)$$

$$\ddot{x}_t = \frac{1}{m_t} \left[-c_t (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (\dot{v}_v - \dot{v}_t)^2 + k_v (x_v - x_t) - k_t (x_t - x_r) \right] \quad (7)$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (9), yaitu:

$$\dot{x}_t = v_t$$

$$\dot{v}_t = \frac{1}{m_t} \left[-c_t (v_t - v_r) + \left(\frac{1}{2} \rho A \left(\left(\frac{A}{\zeta A_o} \right)^2 - 1 \right) (v_v - v_t)^2 + k_v (x_v - x_t) - k_t (x_t - x_r) \right] \quad (8)$$

Parameter-parameter untuk pemodelan pada gambar 1 diperoleh dari berbagai sumber diantaranya dari data referensi sebelumnya dan dari pengujian secara langsung.

Tabel 1.

Parameter sistem suspensi asli <i>hydraulic shock absorber</i>	
Parameter	Nilai
Koefisien discharge orifice (ξ)	0,3
Diameter Piston Rod (Dpr)	0,012 m
Diameter piston (D_p)	0,02 m
Diameter orifice ekspansi (D_{oe})	0,002 m
Diameter orifice kompresi (D_{ok})	0,002 m
Massa jenis minyak (ρ)	860 Kg/m ³

Tabel 2.

Parameter simulasi sistem setengah kendaraan motor	
Parameter	Nilai
Massa motor kosong (m_v)	87 kg
Massa ban belakang (m_t)	6,6 kg
Massa 1 penumpang dan 1 alas duduk (m_p)	70 kg
Konstanta pegas <i>shock absorber</i> (k_v)	12000 N/m
Konstanta pegas ban (k_t)	1600 N/m
Konstanta pegas dudukan penumpang	15.000 Ns/m
Koefisien redaman ban (c_t)	2200 Ns/m
Koefisien redaman dudukan penumpang	150 Ns/m

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber*. Respon dinamis pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan dan kecepatan terhadap gaya redam. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon gaya redam nilai positif merupakan nilai untuk kondisi kompresi dan nilai negatif merupakan untuk kondisi ekspansi. Pada sistem setengah kendaraan motor, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan, dan percepatan getaran yang dialami oleh penumpang terhadap waktu.

Pertama kali dilakukan simulasi pada sistem suspensi asli *hydraulic shock absorber* dengan parameter diameter piston (D_p) sebesar 0,02 m, diameter piston rod (D_{pr}) sebesar 0,01 m, dan diameter orifice (D_o) sebesar 0,002 m. Setelah dilakukan simulasi pada sistem suspensi asli selanjutnya dilakukan simulasi pada sistem suspensi modifikasi dengan perubahan variasi pada diameter piston sebesar (0,02 m, dan 0,018 m), variasi diameter piston rod sebesar (0,01 m, 0,008 m, dan 0,006 m), dan variasi diameter orifice sebesar (0,002 m, 0,0015 m, dan 0,001 m). Setelah itu pemilihan parameter modifikasi ditentukan berdasarkan gaya redam yang dihasilkan dan nilai *damping ratio* yang dihasilkan pada masing masing variasi. Setelah itu dipilih variasi yang memiliki gaya redam yang lebih besar dari sistem suspensi aslinya dan memiliki kondisi *underdamped* dengan nilai *damping ratio* lebih kecil dari 1.

Setelah didapatkan parameter pada sistem suspensi modifikasi, selanjutnya dilakukan analisa kekuatan material saat pembebanan statis dan pembebanan dinamis. Berdasarkan analisa pembebanan statis dan dinamis didapatkan nilai tegangan yang bekerja pada piston. Kemudian dibandingkan dengan tegangan izin dan endurance limit pada material piston tersebut. Ketika tegangan yang bekerja pada piston lebih kecil dari tegangan izin dan endurance limitnya maka perubahan parameter pada piston masih dalam batas aman. Kemudian setelah dipastikan aman saat analisa pembebanan statis dan dinamis sistem suspensi modifikasi dapat dipasangkan pada kendaraan sepeda motor.

Pada tahap keempat, sistem suspensi *hydraulic shock absorber* diaplikasikan pada sistem setengah kendaraan

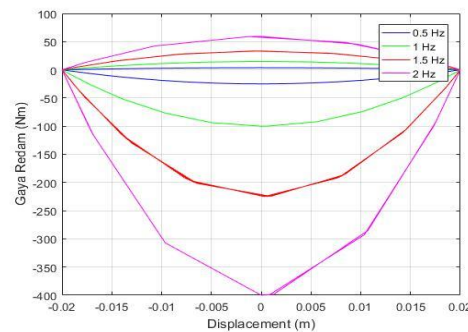
motor dengan input yang digunakan, yaitu input sinusoidal dan input *bump modified*. Dari kedua input ini didapatkan respon dinamis dari penumpang sepeda motor ini. Kemudian respon dinamis dari penumpang tersebut dibandingkan dengan kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan RMS menurut standart ISO 2631.

III. HASIL DAN ANALISA

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi.

3.1 Respon Dinamis Sistem Suspensi Asli dengan Diameter Piston (D_p) = 0,02 m, Diameter Piston Rod (D_{pr}) = 0,01 m, dan diameter orifice (D_o) = 0,002 m

Berikut ini merupakan grafik yang dihasilkan dari simulasi untuk pengetesan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat penggunaan *system suspensi asli* dengan input sinusoidal. Gambar 2 merupakan grafik respon gaya redam terhadap perpindahan dengan variasi frekuensi 0.5 Hz; 1 Hz; 1.5 Hz; 2 Hz.



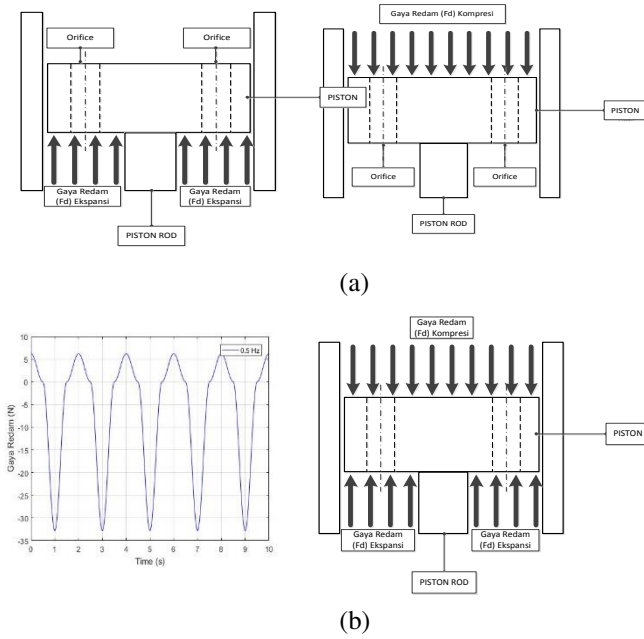
Gambar 2. Grafik respon perpindahan terhadap gaya redam dengan variasi frekuensi 0.5 Hz; 1 Hz; 1.5 Hz; 2 Hz.

Pada grafik respon gaya redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori bahwa frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan maupun kecepatan. Kecepatan juga berbanding lurus dengan gaya redam yang dihasilkan.

Dari hasil simulasi saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi didapatkan bahwa pada masing-masing variasi perubahan diameter piston, piston rod dan orifice, dapat dilihat bahwa semakin kecil luas penampang orifice (A_o) yang digunakan, maka gaya redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan persamaan gaya redam yang digunakan pada silinder hidrolik (persamaan (3) dan (4)), yaitu kuadrat luas penampang orifice (A_o^2) berbanding terbalik dengan gaya redam yang dihasilkan (F_d).

Untuk pemilihan parameter modifikasi yang digunakan sebagai parameter sistem suspensi *hydraulic shock absorber* saat di pasang di sistem setengah kendaraan motor, dipilih parameter yang dapat menghasilkan gaya redam yang lebih besar dari sistem suspensi asli dan memiliki nilai *damping ratio* lebih kecil dari 1, yaitu saat $D_p = 0,018$ m, $D_{pr} = 0,01$ m, dan $D_o = 0,0015$ m.

3.2 Analisa Kekuatan Material Pada Piston



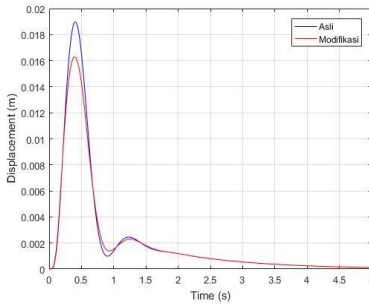
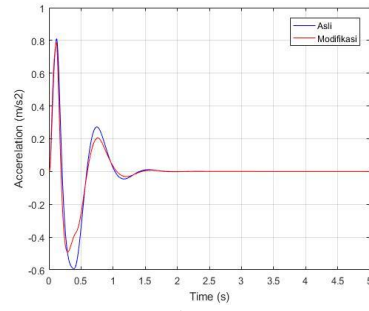
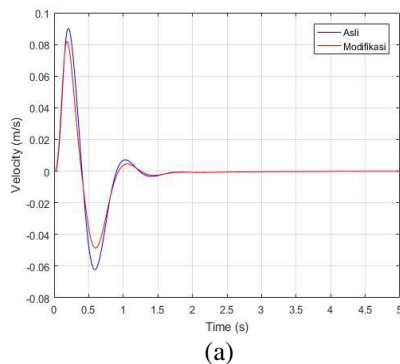
Gambar 3. Skema pembebanan (a) statis (b) dinamis

Pada analisa pembebanan statis didapatkan tegangan kerja maksimum pada sisi kompresi dan sisi ekspansi sebesar 0,4 Mpa dan 3,05 Mpa. Sedangkan tegangan izin dari material didapatkan nilai tegangan sebesar 379 Mpa. Berdasarkan analisa tersebut nilai tegangan kerja saat ekspansi dan kompresi memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan tegangan izin materialnya. Sehingga perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi masih dalam batas aman.

Pada analisa pembebanan dinamis tegangan yang bekerja merupakan tegangan kerja equivalent saat kompresi dan ekspansi pada siklus tertentu. Dengan menggunakan teori soederberg pada analisa pembebanan dinamis didapatkan nilai tegangan equivalent pada frekuensi 2 Hz sebesar 1.3 Mpa dan endurance limit dari material piston didapatkan nilai tegangan sebesar 4.1 Mpa. Dari analisa tersebut nilai tegangan equivalent lebih kecil dari endurance limitnya sehingga perubahan parameter modifikasi pada sistem suspensi masih dalam batas aman.

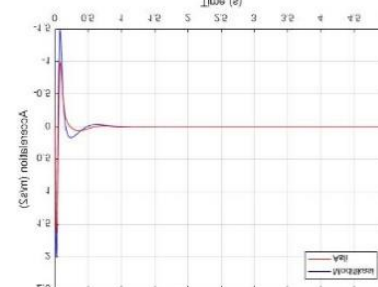
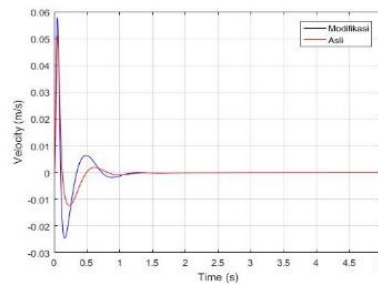
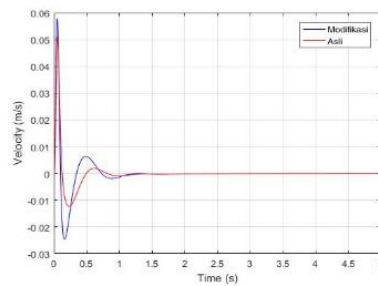
3.3 Respon Dinamis Sistem Setengah Kendaraan Motor pada Penggunaan Sistem Suspensi Asli dan Modifikasi

- Input Bump yang Dimodifikasi
 - Severity parameter = 1



Gambar 4. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang sepeda motor terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 1$)

- Severity parameter = 5



Gambar 5. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbang terhadap waktu dengan input bump modified ($\gamma = 5$)

Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* pada saat penggunaan severity 1 dan severity 5 didapat nilai yang berhimpit antara sistem suspensi asli dan suspensi modifikasi. Pada penggunaan severity 1, didapatkan waktu untuk mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Sedangkan pada penggunaan severity 5, waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* adalah sebelum 1,5 detik.

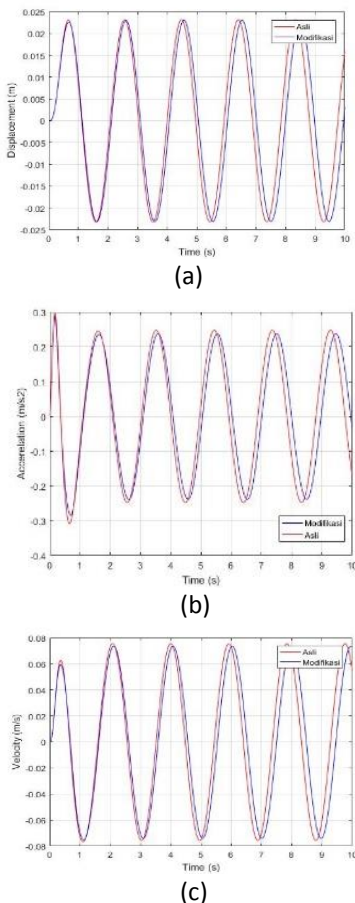
Pada grafik respon perpindahan 4(a), nilai maksimum perpindahan saat sistem suspensi asli dan modifikasi sangat kecil, yaitu sebesar 0,0190 m dan 0,0163 m. Pada grafik respon kecepatan 4(b) nilai maksimum kecepatan saat sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 0,0901 m/s dan 0,0820 m/s. Pada grafik respon percepatan 4(c) nilai maksimum percepatan sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 0,8105 m/s² dan 0,7895 m/s².

Pada grafik respon perpindahan 5(a), nilai maksimum perpindahan saat sistem suspensi asli dan modifikasi sangat kecil, yaitu sebesar 0,0031 m dan 0,0030 m. Pada grafik respon kecepatan 5(b) nilai maksimum kecepatan saat sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 0,0510 m/s dan 0,0579 m/s. Pada grafik respon percepatan 5(c) nilai maksimum percepatan sistem suspensi asli dan modifikasi sebesar 1,6241 m/s² dan 2,007 m/s².

Pada penggunaan severity 1 dan 5, respon *transient* pada sistem suspensi asli dan modifikasi memiliki nilai yang hampir sama. Hal tersebut dikarenakan, gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi modifikasi tidak terlalu besar. Sehingga perubahan paramater pada sistem suspensi modifikasi tidak terjadi perubahan yang sangat signifikan.

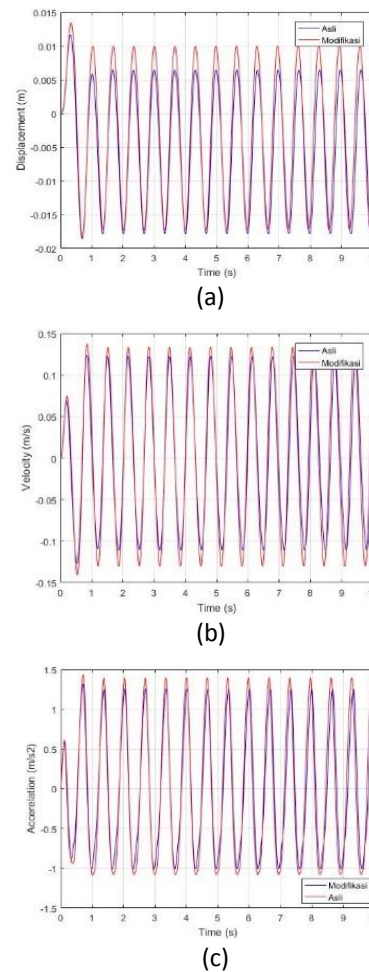
➤ Input Sinusoidal

- Kecepatan = 20 km/h



Gambar 6. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbang terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

- Kecepatan = 60 km/h



Gambar 7. Grafik respon (a) perpindahan, (b) kecepatan, (c) percepatan pada penumpang pesawat terbang terhadap waktu dengan input *bump modified* ($\gamma = 20$)

Dari ketiga grafik tersebut respon dinamis pada saat kecepatan 20 km/h dan 60 km/h didapat nilai yang berhimpit antara sistem suspensi asli dan suspensi modifikasi. Pada saat kecepatan 20 km/h, didapatkan waktu untuk mencapai kondisi *steady state* sebelum 2 detik. Sedangkan pada saat kecepatan 60 km/h, waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* adalah sebelum 1,5 detik.

Pada grafik respon perpindahan 6(a), nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0231 m saat menggunakan sistem suspensi asli, maupun sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 6(b), nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0736 m/s saat menggunakan sistem suspensi modifikasi dan 0,0739 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli. Pada grafik respon percepatan 6(c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,2862 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi, dan 0,2914 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli.

Pada grafik respon perpindahan 7 (a), nilai maksimum perpindahan sangat kecil, yaitu sebesar 0,0135 m saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,0116 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon kecepatan 7(b), nilai maksimum kecepatan sebesar 0,1373 m/s saat menggunakan sistem suspensi asli dan 0,1230 saat menggunakan sistem suspensi modifikasi. Pada grafik respon percepatan 7(c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,8963 m/s² saat menggunakan sistem suspensi asli, dan 0,7998 m/s² saat menggunakan sistem suspensi modifikasi.

Pada saat kecepatan 20 km/h dan 60 km/h, respon dinamis pada sistem suspensi asli dan modifikasi memiliki nilai yang hampir sama. Namun pada penggunaan sistem suspensi modifikasi nilai respon dinamis yang didapatkan lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Sehingga perubahan parameter pada sistem suspensi modifikasi memiliki respon yang lebih baik dibandingkan dengan sistem suspensi asli

Untuk menganalisa kenyamanan kendaraan akibat eksitasi sinusoidal digunakanlah standar ISO 2631. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang saat kecepatan kendaraan 80 km/h pada penggunaan sistem suspensi modifikasi adalah sebesar $0,9058 \text{ m/s}^2$ dan $0,9965 \text{ m/s}^2$ saat penggunaan sistem suspensi asli. Dari penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi, hasil dari nilai RMS dengan penggunaan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai RMS yang lebih rendah jika dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli. Berdasarkan standar ISO 2631 percepatan getaran penumpang saat penggunaan sistem suspensi asli dan modifikasi adalah tidak ada keluhan (nyaman). Sehingga perubahan parameter yang terdapat pada sistem suspensi dengan mereduksi dimensi diameter piston, piston rod dan orifice tidak merubah kenyamanan saat dipasangkan di kendaraan sepeda motor.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem suspensi *oleo-pneumatic* dan sistem pesawat terbang dengan penambahan sistem suspensi *oleo-pneumatic*, maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Pemilihan parameter dimensi modifikasi pada sistem suspensi *hydraulic shock absorber* terdiri dari diameter piston sebesar 0,18 m, diameter piston 0,01 m dan diameter orifice sebesar 0,0015 m.
2. Pemilihan parameter dimensi modifikasi didapatkan berdasarkan kenyamanan kendaraan berupa nilai zeta sebesar 0,899 dan nilai α RMS sebesar 0,8999
3. Nilai gaya redam yang dihasilkan pada sistem suspensi modifikasi memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan sistem suspensi asli yaitu sebesar 526 N dikarenakan pengaruh perubahan pada diameter piston, piston rod dan orifice
4. Nilai tegangan kerja saat ekspansi dan kompresi akibat pembebanan statis masih lebih rendah dibandingkan nilai tegangan yang diizinkan sebesar 379 Mpa. Sehingga dinyatakan aman
5. Nilai tegangan equivalent akibat pembebanan dinamis memiliki nilai yang lebih kecil dari nilai endurance limit sebesar 1,3 Mpa. Sehingga sistem suspensi yang digunakan dapat dinyatakan aman
6. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* untuk input *bump modified* respon penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 1,5 detik.
7. Pada sistem setengah kendaraan motor dengan penggunaan sistem suspensi *hydraulic shock absorber* untuk input sinusoidal dengan dan respon penumpang mencapai kondisi *steady state* kurang dari 2 detik dengan. Nilai *overshoot* maksimum dengan penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi saat kecepatan 20 km/h sebesar 0,0231 m dan 0,0231 m pada respon perpindahan penumpang, 0,0739 m dan 0,0736 m pada respon kecepatan penumpang, dan 0,1411 m dan 0,1405 m pada respon percepatan penumpang. Saat kecepatan 60 km/h sebesar 0,0135 m dan 0,0116 m pada respon perpindahan penumpang, 0,1373 m dan 0,1230 m pada respon kecepatan penumpang, dan 0,8963 m dan 0,7998 m pada respon percepatan penumpang
8. Nilai RMS untuk percepatan getaran penumpang saat penggunaan sistem suspensi asli dan sistem suspensi modifikasi dengan kecepatan 10 km/jam sebesar lebih dari 24 jam, 20 km/jam sebesar lebih dari 24 jam, 30 km/jam sebesar 16 – 24 jam, 40 km/jam sebesar 8 – 16 jam, 50 km/jam sebesar 4 – 8 jam, 60 – 80 km/jam sebesar 2,5 – 4 jam.
9. Hasil dari nilai RMS untuk percepatan getaran yang menggunakan sistem suspensi modifikasi memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan penggunaan sistem suspensi asli.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bapak Dr. Harus Laksana Guntur ST, M.Eng dan Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT. yang telah membantu penulis dalam melakukan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Rao, Singiresu S. 2011. Mechanical Vibrations Fifth Edition. Miami: Pearson Education, Inc.
- [2] Sutantra, Nyoman I. 2001. Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya. Surabaya: Penerbit Guna Widya.
- [3] ISO: Guide for The Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 1997. International Standard 2631. International Organization for Standardization.
- [4] Fox dan McDonald's. 2011. Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition. Amerika: John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Hestingrum, Yunita dan Laksana Guntur, Harus. 2015. Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Oleo-Pneumatic* terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Penumpang Pesawat Boeing 747-400 Proses *Landing dan Takeoff*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [6] Rahmawati, Istina dan Laksana Guntur, Harus. 2016. Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Sistem Suspensi *Hydro Pneumatic* Terhadap Gaya Redam dan Gaya Pegas serta Respon Dinamis Mobil. Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [7] Olviani, Chika dan Laksana Guntur, Harus. 2014. Analisa Kenyamanan Kendaraan Roda Dua dengan Pemodelan Pengendara sebagai Sistem Multi D.O.F. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
- [8] Mulyo, Citro. 2013. Modul "Melakukan Perbaikan Sistem Suspensi". Pemalang: Sekolah Menengah Kejuruan Nusa Mandiri Pemalang.
- [9] Yalcin, B., Uzun, I., Usal, M.R. (2009) *Failure Analysis of a Shock Absorber Piston Produced by Powder Metallurgy Processing*. 5th International Advanced Technologies Symposium
- [10] Mulyo, Citro. 2013. Modul "Melakukan Perbaikan Sistem Suspensi". Pemalang: Sekolah Menengah Kejuruan Nusa Mandiri Pemalang.
- [11] Aisi. 2016. *Data Penjualan Motor Indonesia*. Diambil dari www.aisi.or.id