



Pengujian Prototip Suspensi Aktif Tegar (Robust) Model Seperempat Kendaraan

Nyoman Bangsing

Departemen Teknik Fisika, Institut Teknologi Bandung
Jalan Ganesha 10 Bandung 40132
Telepon/Fax : (022) 2504424/2504424
e.-mail : bangsing@tf.itb.ac.id

Sari. Pada makalah ini akan dipaparkan hasil pengujian performansi dari sistem suspensi aktif tegar yang telah dibuat. Pengujian dilakukan dengan memberikan sinyal gangguan berupa sinyal sinusoida dengan amplituda sebesar 3 mm puncak ke puncak, dan frekuensi eksitasinya diubah-ubah mulai dari 1 Hz sampai dengan 9 Hz. Hasil pengujian menunjukkan bahwa sistem suspensi aktif yang dibuat memberikan percepatan massa *sprung* yang lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi pasifnya, dalam rentang frekuensi 1 Hz sampai dengan 4 Hz. Pada rentang frekuensi 5 Hz sampai dengan 9 Hz sistem suspensi aktif memberikan harga percepatan vertikal massa *sprung* lebih besar dari sistem suspensi pasifnya. Disamping itu, dalam seluruh rentang frekuensi pengujian terhitung mulai 1 Hz hingga 9 Hz, percepatan massa *unsprung* sistem suspensi aktif yang dibuat lebih kecil dibandingkan dengan sistem suspensi pasifnya.

Kata Kunci: *model seperempat kendaraan; sistem suspensi aktif; teori kontrol tegar.*

Abstract. In this paper the result of the performance test of a robust-active suspension system will be presented. The performance of the developed suspension system was evaluated under a sinusoidal road disturbance with amplitude of 3 mm (peak to peak), and within the frequency test range of 1 – 9 Hz. The experimental results show that in the frequency test range of 1 – 4 Hz, the sprung mass acceleration of the active suspension is smaller than that of the passive suspension. However, the sprung mass acceleration of the active suspension is higher than that of the passive one, in the frequency test range of 5 – 9 Hz. Moreover, the unsprung mass acceleration of the active suspension is smaller than its passive counterpart in all of the frequency test range 1 – 9 Hz.

Key words: *a quarter-car model; active suspension system; robust control theory.*

1 Latar Belakang Masalah

Sistem suspensi yang sering dijumpai pada berbagai kendaraan, baik itu kendaraan niaga maupun kendaraan pribadi, tidak lain adalah sistem suspensi pasif. Sistem suspensi jenis ini mempunyai 2 komponen utama yaitu pegas dan peredam kejut (*shockarbsorber*). Sebagaimana telah diketahui, sistem suspensi

pasif mempunyai kelemahan utama, yakni tidak mampu meningkatkan faktor kenyamanan dan faktor keamanan kendaraan secara bersamaan. Apabila kendaraan diharapkan mempunyai faktor kenyamanan yang baik, maka faktor keamanannya mesti sedikit dikorbankan. Sebaliknya bila suatu kendaraan diharapkan mempunyai faktor keamanan yang baik, maka faktor kenyamanannya mesti sedikit dikorbankan. Oleh karena itu diperlukan suatu terobosan baru, yang diharapkan akan mampu memberikan solusi dari permasalahan ini.

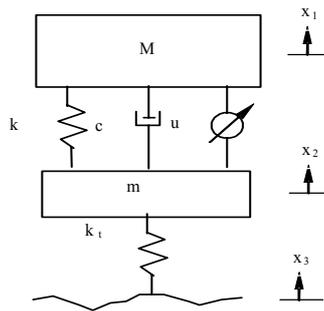
Beberapa tahun terakhir para peneliti telah mencurahkan perhatiannya untuk mencari solusi dari permasalahan di atas. Para peneliti akhirnya mengusulkan suatu sistem suspensi yang dikenal dengan sistem suspensi aktif, yang mampu memperbaiki kinerja dari sistem suspensi pasif. Sistem suspensi aktif mampu memperbaiki faktor kenyamanan dan faktor keamanan kendaraan secara bersamaan. Sistem suspensi jenis ini diperoleh dengan jalan menambahkan komponen aktif (sebuah aktuator) pada sistem suspensi pasif yang telah dikenal luas. Dari penelusuran pustaka yang telah dilakukan, diperoleh informasi bahwa berbagai kajian berkaitan dengan sistem suspensi yang telah dilakukan oleh para peneliti, masih terbatas pada studi simulasi [1-10]. Disamping itu, ditemukan juga beberapa buah makalah yang berkaitan dengan studi eksperimental sistem suspensi [11-19]. Informasi yang diperoleh menunjukkan bahwa sistem kontrol tegar belum pernah diimplementasikan untuk sistem suspensi model seperempat kendaraan (*plant* nyata). Berdasarkan hal-hal tersebut di atas, maka dalam makalah ini akan disajikan aplikasi dari sistem kontrol tegar pada *plant* nyata yaitu prototip suspensi model seperempat kendaraan.

2 Pendahuluan

Pengujian terhadap prototip suspensi aktif tegar yang telah dibuat, dimaksudkan untuk mengetahui unjuk kerja dari sistem suspensi bersangkutan. Dalam pengujian yang dilakukan, akan dipelajari seberapa besar atenuasi percepatan vertikal yang terjadi pada massa *sprung* maupun massa *unsprung* kendaraan. Sebagai masukan tidak lain adalah gangguan jalan yang berbentuk sinusoida dengan amplituda sebesar 3 mm puncak ke puncak. Pengujian dilakukan untuk rentang frekuensi uji dari 1 Hz sampai dengan 9 Hz. Sebagai besaran yang diukur dipilih percepatan massa *sprung* dan massa *unsprung*. Pada pengujian ini diperlukan berbagai perangkat penunjang, yang mencakup aktuator hidrolik *Schenk*, MSA (*Multichannel Spectrum Analyzer*), perangkat akuisisi data PCL-812, filter pelalu frekuensi rendah (*low pass filter*), *vibration exciter* tipe 4818, penguat daya PA-2712, dan *accelerometer*. Pengujian dilakukan di laboratorium Dinamika Pusat Antar Universitas Ilmu Rekayasa ITB.

3 Model Seperempat Kendaraan

Sebagai obyek fisis (*plant*) yang dikontrol, dalam makalah ini akan dipilih model seperempat kendaraan (*a quarter-car model*). Untuk mendefinisikan dan merepresentasikan persamaan gerak model seperempat kendaraan dibutuhkan dua derajat kebebasan. Pada studi yang dilakukan, massa *sprung* dan massa *unsprung* diasumsikan hanya bergerak dalam arah vertikal. Diagram skematik dari model seperempat kendaraan diperlihatkan pada gambar 1.



Gambar 1 Diagram skematik model seperempat kendaraan.

Pada gambar tersebut M adalah massa badan kendaraan (massa *sprung*); m adalah massa *unsprung*; k adalah konstanta kekakuan pegas; c adalah konstanta redaman dari peredam kejut (*shock breaker*); k_t adalah konstanta pegas ekivalen dari ban; u adalah gaya aktuator; x_1 adalah gerak vertikal kendaraan terhadap acuan ketika kendaraan diam; x_2 adalah gerak vertikal massa *unsprung* terhadap acuan kendaraan saat diam; x_3 adalah ketinggian (*elevation*) permukaan jalan yang dirasakan oleh ban terhadap acuan kendaraan saat diam. Persamaan dinamik dari sistem suspensi dapat diturunkan dengan menggunakan hukum D'Alembert, dan dapat dituliskan dalam persamaan berikut :

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k(x_1 - x_2) + u &= 0 \\ m\ddot{x}_2 - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k(x_1 - x_2) + k_t(x_2 - x_3) - u &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Selanjutnya persamaan dinamik dari sistem suspensi akan dituliskan dalam bentuk persamaan ruang keadaan, yang diberikan pada persamaan (2).

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 F \\ z &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} F \\ y &= C_2 x + D_{21} w + D_{22} F \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{dimana: } x = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ x_1 - x_2 \\ x_2 - x_3 \end{bmatrix} \quad z = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ x_1 - x_2 \\ x_2 - d \\ F \end{bmatrix} \quad y = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} -c/M & c/M & -k/M & 0 \\ c/m & -c/m & k/m & -kt/m \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad B_2 = \begin{bmatrix} -1/M \\ 1/m \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} -c/M & c/M & -k/M & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad D_{12} = \begin{bmatrix} -1/M \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$C_2 = \begin{bmatrix} -c/M & c/M & -k/M & 0 \\ c/m & -c/m & k/m & -kt/m \end{bmatrix}; \quad D_{21} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad D_{22} = \begin{bmatrix} -1/M \\ 1/m \end{bmatrix}$$

dan w adalah gangguan jalan dan *noise* pengukuran (percepatan massa *sprung* dan massa *unsprung*).

Pada persamaan (2) di atas diperkenalkan besaran gaya F untuk menggantikan gaya aktuator u .

Spesifikasi data dari prototip suspensi yang akan diuji [20,21], diberikan pada tabel 1.

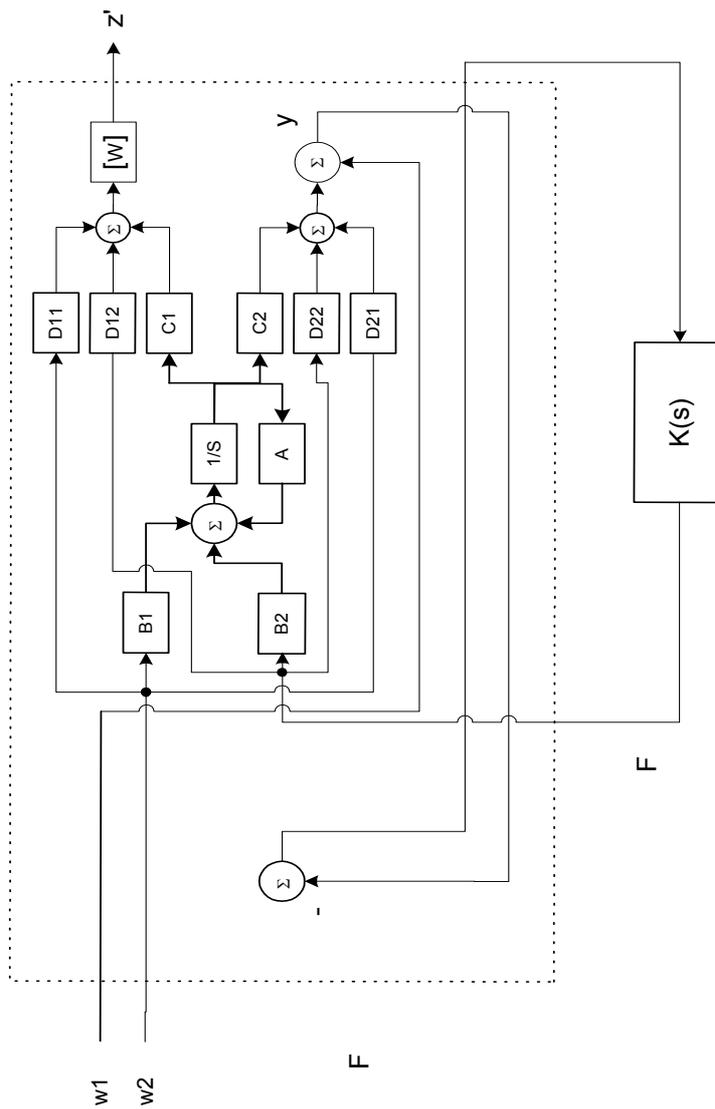
No.	Variabel	Notasi	Nilai
1	Massa <i>Sprung</i>	M	42,757 kg
2	Massa <i>Unsprung</i>	m	5,632 kg
3	Konstanta pegas suspensi	k	10581,292 N/m
4	Koefisien Redaman Peredam Kejut	c	96,073 Ns/m
5	Konstanta Pegas Ekuivalen Ban	k_t	98041,246 N/m

Tabel 1 Spesifikasi data prototipe sistem suspensi.

Berdasarkan data-data di atas, selanjutnya dirancang sistem kontrol tegar H_∞ dengan menggunakan perangkat lunak MATLAB.

4 *Plant Teraugmentasi (Augmented Plant)*

Plant teraugmentasi beserta pengontrol $K(s)$ yang hendak dirancang, diperlihatkan pada gambar 2.



Gambar 2 Diagram blok *plant* teraugmentasi dan pengontrol.

Plant teraugmentasi akan diperoleh setelah pada *plant* yang sedang ditinjau ditambahkan fungsi pembobot. Pembobotan diberikan pada besaran z , yang mencakup percepatan vertikal massa *sprung*, defleksi suspensi, defleksi ban, dan gaya aktuator.

Fungsi-fungsi pembobot untuk besaran-besaran di atas, masing-masing dinyatakan sebagai W_1 , W_2 , W_3 dan W_4 .

Fungsi pembobot untuk percepatan massa *sprung* W_1 , dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$W_1 = \frac{0,004.(s^2 + 2.0,1.14,8913.s + 14,8913^2)}{\left(\frac{s}{3} + 1\right)\left(\frac{s}{6} + 1\right)} \quad (3)$$

Untuk defleksi suspensi dipilih fungsi pembobot W_2 , yang dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$W_2 = \frac{1,5.10^{-4}.(s^2 + 2.0,01.14,8913.s + 14,8913^2)}{\left(\frac{s}{5} + 1\right)\left(\frac{s}{7} + 1\right)} \quad (4)$$

Fungsi pembobot untuk defleksi ban W_3 dapat dituliskan dengan persamaan (5) berikut ini.

$$W_3 = \frac{0,01.(s^2 + 2.0,1.14,8913.s + 14,8913^2)}{\left(\frac{s}{0,001} + 1\right)(s + 1)} \quad (5)$$

Sementara itu, untuk gaya yang mesti dihasilkan oleh aktuator, dipilih fungsi pembobot W_4 , yang dapat dituliskan dengan persamaan (6).

$$W_4 = 0,01 \frac{(0,02s + 1)}{(s^2 + 2.0,01.14,8913.s + 14,8913^2)} \quad (6)$$

Pemilihan fungsi-fungsi pembobot dilakukan sedemikian rupa, sehingga pengaruh gangguan terhadap percepatan massa *sprung* bisa diperkecil (khususnya pada harga frekuensi yang merupakan modus getar massa *sprung*), defleksi suspensi maksimum sebesar 1 cm, defleksi ban sekecil mungkin, dan gaya aktuator maksimum sebesar 100 Newton. Harga γ optimal ditentukan secara iterasi dengan metoda setengah selang.

5 Pengontrol Tegar Optimal H_∞ .

Setelah diperoleh *plant* teraugmentasi, maka pada langkah berikutnya akan dicari pengontrol tegar optimal dengan metoda H_∞ . Pengontrol yang dimaksud diperoleh dengan menggunakan satu m.-file yang telah tersedia dalam perangkat lunak MATLAB versi 5.1.1 yaitu *hinftopt.m*. Sintak pemanggilan dari m.-file ini adalah sebagai berikut :

$$[\text{Gama_Opt}, \text{SS_CP}, \text{SS_CL}] = \text{hinftopt}(\text{TSS_}, \text{GAMAIND}, \text{AUX})$$

Dengan bantuan m.-file ini akan diperoleh harga γ -optimal yaitu *Gama_Opt*, matrik-matrik pengontrol A_{cp} , B_{cp} , C_{cp} , D_{cp} , serta matrik-matrik lup tertutup sistem A_{cl} , B_{cl} , C_{cl} , D_{cl} .

Pengontrol yang diperoleh tidak lain adalah pengontrol kontinyu. Mengingat pengontrol yang dirancang akan diimplementasikan pada sebuah komputer pribadi (PC), maka pengontrol yang diperoleh terlebih dahulu akan diubah menjadi pengontrol diskrit. Konversi dari pengontrol kontinyu ke pengontrol diskrit dilakukan dengan memanfaatkan satu m.-file lainnya, yang telah tersedia di dalam perangkat lunak MATLAB versi 5.1.1, yaitu *C2d.m*. Konversi dari sistem kontinyu ke sistem diskrit dilakukan dengan menuliskan perintah sebagai berikut :

$$[\text{phi}, \text{Gama}] = \text{C2d}[\text{Acp}, \text{Bcp}, \text{Ts}]$$

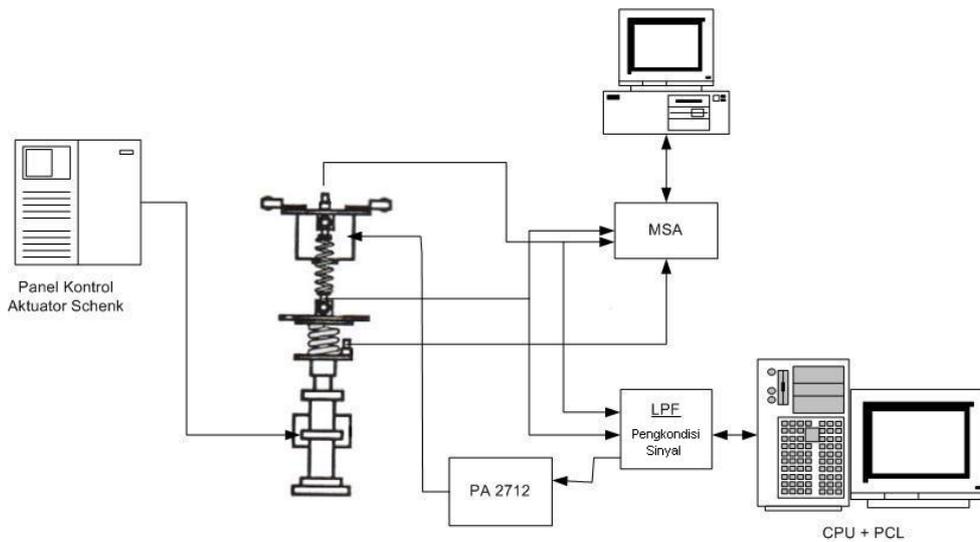
dimana T_s : waktu cacah, yang dalam penelitian ini diambil 1,5 milidetik.

Pengontrol diskrit yang diperoleh selanjutnya digunakan untuk mengontrol sistem suspensi model seperempat kendaraan yang sedang dipelajari.

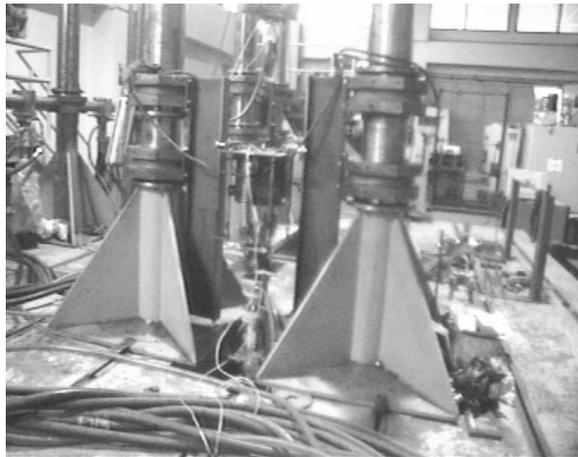
6 Pengujian Prototip Suspensi dengan Masukan Sinusoida

Dalam penelitian ini, pengujian dilakukan dengan memberikan gangguan berupa sinyal sinusoida, yang mempunyai amplituda sebesar 1,5 mm. Frekuensi eksitasi dari gangguan diubah-ubah mulai dari 1 Hz hingga 9 Hz. Skema dari pengujian yang dilakukan diperlihatkan pada gambar 3, dan foto dari perangkat uji yang digunakan diperlihatkan pada gambar 4.

Untuk melihat performansi dari pengontrol yang diimplementasikan dalam pengujian ini, maka sebagai pembanding, selain dilakukan pengujian terhadap sistem suspensi aktif yang dibuat, akan dilakukan juga pengujian terhadap sistem suspensi pasifnya. Pengujian terhadap sistem suspensi pasif dilakukan dengan cara melepas *stinger*, melepas *stopper* mekanis, serta pengontrol tidak diaktifkan.



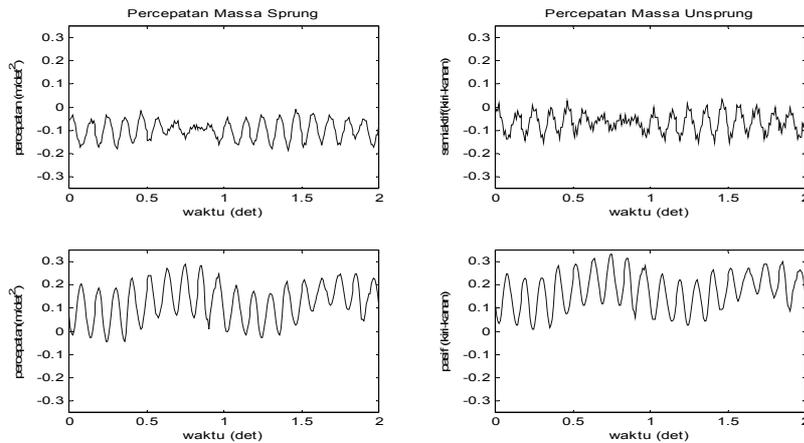
Gambar 3 Skema pengujian yang dilakukan.



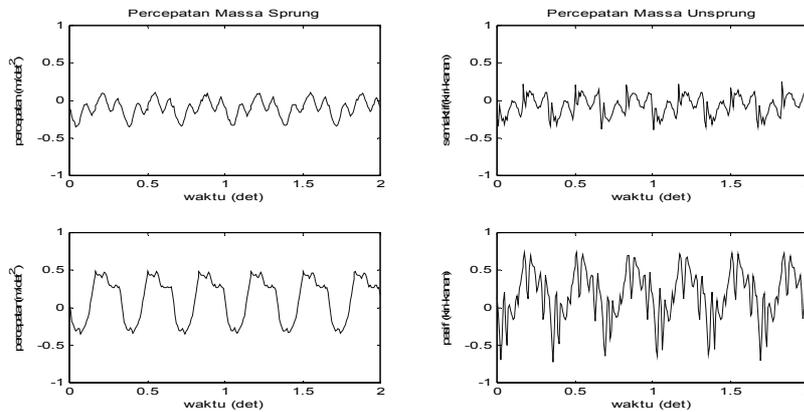
Gambar 4 Foto perangkat uji.

7 Respon Waktu Sistem

Dari pengujian yang dilakukan diperoleh besaran-besaran yang mencakup percepatan vertikal massa *sprung*, percepatan vertikal massa *unsprung*, serta percepatan vertikal yang terukur pada bagian eksitasi. Respon waktu dari percepatan massa *sprung*, dan percepatan massa *unsprung* untuk sistem suspensi aktif, maupun sistem suspensi pasifnya, untuk frekuensi eksitasi 1 Hz, dan 3 Hz, masing-masing diperlihatkan pada gambar 5, dan gambar 6.



Gambar 5 Respon waktu sistem suspensi untuk frekuensi eksitasi 1 Hz.



Gambar 6 Respon waktu sistem suspensi untuk frekuensi eksitasi 3 Hz.

8 Respon Frekuensi Sistem

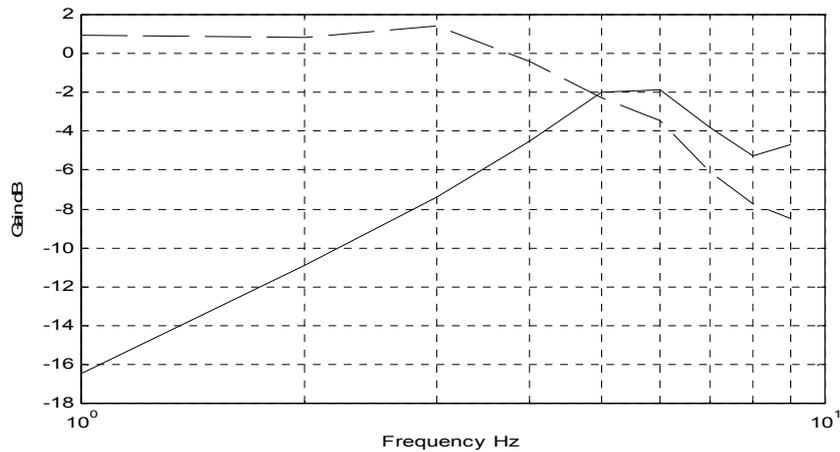
Untuk menggambarkan respon frekuensi dari sistem suspensi, diperlukan data-data yang berkaitan dengan percepatan vertikal yang terukur pada massa *sprung*, massa *unsprung* dan bagian eksitasi. Berdasarkan data-data yang diperoleh selanjutnya dihitung harga penguatan yang terjadi. Harga penguatan ini diperoleh dengan jalan membagi percepatan yang terjadi pada massa *sprung* maupun massa *unsprung* dengan percepatan yang terjadi pada bagian eksitasi. Harga penguatan yang diperoleh disajikan dalam tabel 2 dan tabel 3

Frekuensi eksitasi (Hz)	Sistem suspensi pasif (dB)	Sistem suspensi aktif (dB)
1	0,9703	-16,5540
2	0,8282	-10,8976
3	1,4208	-7,4458
4	-0,3902	-4,5273
5	-2,2952	-1,5117
6	-3,4313	-1,6371
7	-6,0852	-3,6854
8	-7,7109	-4,9022
9	-8,4991	-5,0291

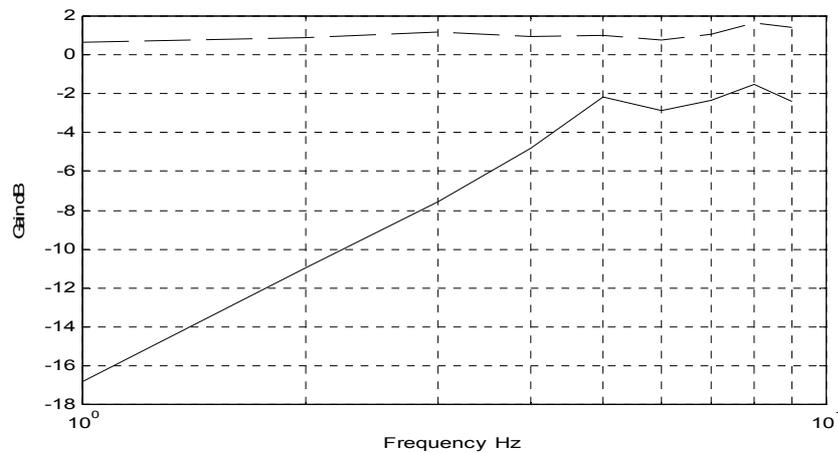
Tabel 2 Penguatan pada lempengan pelat massa *sprung*.

Frekuensi eksitasi (Hz)	Sistem suspensi pasif (dB)	Sistem suspensi aktif (dB)
1	0,6721	-16,8309
2	0,8828	-10,9504
3	1,1899	-7,5624
4	0,9689	-4,8189
5	1,0181	-2,1761
6	0,7450	-2,8512
7	1,0731	-2,3201
8	1,6238	-1,5301
9	1,3880	-2,4041

Tabel 3 Penguatan pada lempengan pelat massa *unsprung*.



Gambar 7 Respon frekuensi massa *sprung*.



Gambar 8 Respon frekuensi massa *unsprung*.

Apabila penguatan yang terjadi sebagai fungsi frekuensi digambarkan dalam suatu kurva, maka akan diperoleh kurva respon frekuensi seperti terlihat pada gambar 7 dan gambar 8.

Pada gambar 7 dan gambar 8, garis putus-putus menunjukkan respon frekuensi dari sistem suspensi pasif, sedangkan garis yang tidak terputus menunjukkan respon frekuensi dari sistem suspensi aktif.

9 Analisa Hasil Pengujian

Rangkaian pengujian yang telah dilakukan, menghasilkan berbagai data, yang telah diolah dan direpresentasikan dalam kurva respon waktu maupun respon frekuensi, seperti terlihat pada gambar 5 sampai dengan gambar 8. Dari gambar 5 dan gambar 6 terlihat bahwa sinyal yang terukur pada komponen massa *sprung* tidak murni sinusoidal. Hal itu menandakan bahwa sistem suspensi yang sedang dipelajari, pada dasarnya merupakan sistem yang tidak linier. Pada Gambar 7 terlihat bahwa sistem suspensi aktif yang dibuat mampu menurunkan/memperkecil percepatan vertikal yang terjadi pada komponen massa *sprung*, dalam rentang frekuensi 1 Hz sampai dengan 4 Hz. Pada rentang frekuensi 5 Hz sampai dengan 9 Hz sistem suspensi aktif memberikan harga percepatan vertikal massa *sprung* sedikit lebih besar dari sistem suspensi pasifnya. Sementara itu gambar 8 memperlihatkan sistem suspensi aktif yang dibuat, mampu meredam/menurunkan percepatan vertikal yang terjadi pada massa *unsprung* kendaraan dalam seluruh rentang frekuensi pengujian, terhitung mulai 1 Hz hingga 9 Hz.

10 Kesimpulan

1. Sistem suspensi yang sedang dikaji pada dasarnya merupakan sistem yang tidak linier.
2. Sistem suspensi aktif yang dibuat mampu menurunkan/memperkecil percepatan vertikal yang terjadi pada komponen massa *sprung*, dalam rentang frekuensi 1 Hz sampai dengan 4 Hz. Pada rentang frekuensi 5 Hz sampai dengan 9 Hz sistem suspensi aktif memberikan harga percepatan vertikal massa *sprung* sedikit lebih besar dari sistem suspensi pasifnya.
3. Sistem suspensi aktif yang dibuat, mampu meredam/menurunkan percepatan vertikal yang terjadi pada massa *unsprung* kendaraan dalam seluruh rentang frekuensi pengujian, terhitung mulai 1 Hz hingga 9 Hz.

Daftar Pustaka

1. Oueslati, F. & Sankar, S., *A Class of Semi-Active Suspension Schemes for Vehicle Vibration Control*, Journal of Sound and Vibration 172(3), (1994), pp. 391-411.
2. Karnopp, D., Crosby, M. J. & Harwood, R. A., *Vibration Control Using Semi-Active Force Generators*, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Engineering for Industry **96**, (1974), pp. 619-626.
3. Bender, E. K., *Optimum Linear Preview Control With Application to Vehicle Suspension*, ASME Journal of Basic Engineering, Ser. D, Vol **90**, No. **2**, pp. 213-221.
4. Tomizuka, M., *Optimum Linear Preview Control With Application to Vehicle Suspension*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. **98**, No.3, pp. 309-315.
5. Thomson, A. G, Davis, B. R. & Pearce, C. E. M., *An Optimal Linear Active Suspension with Finite Road Preview*, SAE Transactions, paper 800520, pp. 2009-2020 (1980).
6. Hac, A. & Youn, I., *Optimal Semi-Active Suspension with Preview Based on a Quarter Car Model*, Transactions of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. **114**, (January 1992), pp. 84-90.
7. Corrigan, G., Sanna, S. & Usai, G., *An Optimal Tandem Active-Passive Suspension Systems for Road Vehicles with Minimum Power Consumption*, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. **38**, No. **3** (June 1991).
8. Moran, A. & Nagai, M., *Analysis and Design of Active Suspensions by H_∞ Robust Control Theory*, JSME International Journal, Series III, Vol. **35**, No.3 (1992).
9. Lin, Jung-Shan & Kanellakopoulos, I., *Nonlinear Design of Active Suspensions*, IEEE Control Systems, pp. 45-58 (June 1997).

10. Kim, C., Ro, P.I., *A Sliding mode controller for vehicle active suspension systems with non-linearities*, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **212**, Part D (1998).
11. Ackerman, J., Odenthal, D., *Robust steering control for active rollover avoidance of vehicles with elevated center of gravity*, DLR German Aerospace Center, Institute of Robotics and System Dynamics, Oberpfaffenhopen, Wessling, Germany (1998).
12. Heo, Seung-Jin, Park, Kihong, Son, Sung-Hyo, *Modelling of Continuously Variable Damper for Design of Semi-Active Suspension Systems*, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, June 12-15, (2000).
13. Hu, Hong-Xing, *Experimental Validation of a Half-Vehicle Suspension Model*, SAE, Inc. (1993).
14. Rajamani, R., Hedrick, J. Karl, *Adaptive Observer for Active Automotive Suspension: Theory and Experiment*, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. **3**, No. **1** (March 1995).
15. Alleyne, A., Hedrick, J. Karl, *Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions*, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. **3**, No. **1** (March 1995).
16. Purdy, D. J., Bulman, D. N., *An Experimental and Theoretical investigation into the design of an active Suspension System for a racing car*, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **211**, Part D. (1997).
17. Huang, X., Jin, D., Chen, Z., Zhao, L., *Develop of Active Suspension and Experimental Study of Control Strategy Based on Output Feedback and Frequency Shaping*, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea June 12-15, 2000.
18. Huang, S-J., Chao, H-C., *Fuzzy logic controller for vehicle active suspension system*, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **214**, Part D (2000).
19. Park, Hyuk-Sung, Park, Young-Pil, Kim, In-Jue, *Sliding Mode Control of Semi-Active Suspension Using Singular Perturbation Method*, FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, June 12-15, 2000.
20. Bangsing, N., *Identifikasi parameter suspensi model seperempat kendaraan*, seminar intern peserta S3 TF-ITB, Departemen Teknik Fisika, ITB, Bandung (2000).
21. Bangsing, N., Sularso, Bagiasna, K., Nazaruddin, Y. Y., *An Experimental Investigation into the Design of a Robust Semi-Active Suspension System for a Quarter-Car Model*, The 4th International Conference on Control and Automation, Montreal, Canada, 9-12 Juni 2003.

