

# Perancangan Sistem Suspensi Aktif pada Kendaraan Roda Empat Menggunakan Pengendali Jenis *Robust* Proporsional, Integral dan Derivatif

Yerri Susatio dan Totok R. Biyanto  
Jurusan Teknik Fisika - Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya  
Email : trb@ep.its.ac.id

## ABSTRAK

Tingkat kenyamanan kendaraan sangat erat hubungannya dengan sistem suspensi kendaraan. Sistem suspensi kendaraan harus mampu mengisolasi atau mengurangi getaran yang terjadi pada *body* kendaraan akibat ketidakrataan dari permukaan jalan. Untuk mendapatkan sistem suspensi yang optimal, maka sistem suspensi perlu adanya modifikasi, dan salah satu alternatifnya yaitu sistem suspensi aktif. Makalah ini akan membahas mengenai bagaimana perancangan sistem suspensi aktif dirancang dengan menggunakan pengendali *robust* Proporsional, Integral dan Derivatif. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa rancangan sistem suspensi aktif tersebut mampu meredam gangguan jalan terhadap getaran pada *body* kendaraan hingga mencapai lebih daripada 99% lebih.

**Kata kunci:** Pengendali *robust* PID, suspensi aktif.

## ABSTRACT

*The comfortable of vehicle has close correlation with suspension system. Suspension system should capable to isolated or reduce the vibration at body of vehicle which is caused of improper road surface. One method to improve suspension system is by using active suspension. This paper will describes how the design of active suspension using robust Proporsional, Integral and Derivative controller. The result of this research shown that active suspension could reduced the vibration on vehicle's body more than 99%.*

**Keywords:** *Robust* PID, active suspension.

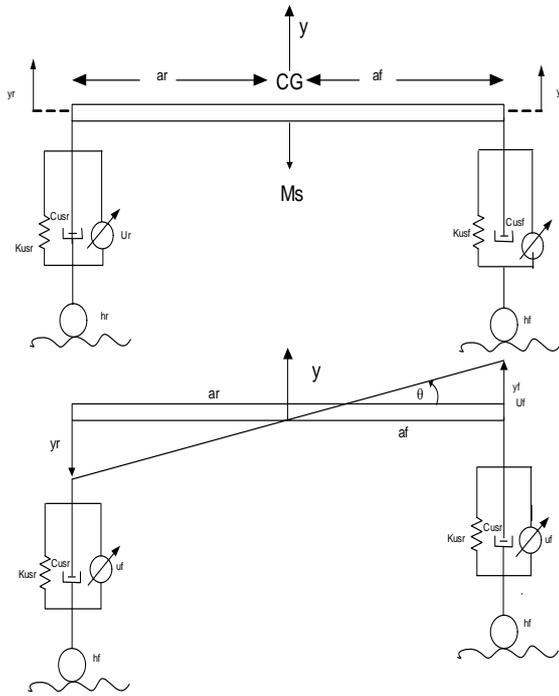
## PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi otomotif dewasa ini sangat pesat. Kenyamanan dan keamanan pengendara menjadi faktor yang paling utama disamping kehandalan dari mesin mobil itu sendiri. Hal ini mendorong industri-indutri otomotif bersaing untuk menghasilkan suatu produk otomotif yang berkualitas.

Kenyamanan dan keselamatan pengendara kendaraan bermotor khususnya kendaraan roda empat harus terjamin baik secara langsung maupun tidak langsung. Hal ini dimaksudkan agar pengemudi tidak mengalami gangguan yang dapat mengakibatkan cedera atau rasa sakit selama mengendarai kendaraan. Bertolak dari alasan-alasan tersebut, saat ini sudah ditetapkan kriteria Janeway sebagai suatu standar kenyamanan yang harus dipenuhi oleh suatu kendaraan. Selain itu, ISO 2631/1974 juga menetapkan batas-batas getaran yang boleh dialami oleh pengemudi selama mengendarai kendaraan [1].

Untuk memenuhi kriteria yang ditetapkan oleh standar tersebut, maka suspensi kendaraan harus dirancang agar mampu menghadapi kondisi perubahan jalan, perubahan kecepatan dan massa muatan. Suspensi merupakan suatu sistem yang terdiri atas pegas, *damp* (*shock absorber*), dan lengan-lengan penghubung sistem roda dan bodi kendaraan [2]. Sistem suspensi yang umum diterapkan pada kendaraan saat ini disebut sistem suspensi konvensional (suspensi pasif). Pada sistem suspensi pasif, kekakuan pegas dan konstanta redamannya bernilai konstan. Adapun tujuan dari pengendalian getaran secara aktif adalah agar dapat memberi dampak kenyamanan dan keamanan pada berbagai kondisi. [3]. *Robust* Proporsional, Integral dan Derivatif (PID) adalah jenis pengendali yang mudah didapatkan di pasaran dan mudah dalam proses perancangannya [4], karena langsung dihitung dari nilai redaman yang diinginkan pada semua kondisi jalan.

Permasalahan yang muncul ketika menerapkan jenis pengendali *robust* PID pada system suspensi aktif adalah bagaimana menganalisis dan mensimulasikan performansi.



Gambar 1. Model 2 Derajat Kebebasan Vertikal dan Rotasi

Keterangan:

- $M_s$  : Sprung mass
- $K_{uf}$  : Konstanta suspensi pegas ban depan
- $K_{usr}$  : Konstanta suspensi pegas ban belakang
- $C_{uf}$  : Konstanta redaman ban depan
- $C_{usr}$  : Konstanta redaman ban belakang
- $h_f$  : Profil permukaan jalan depan
- $h_r$  : Profil permukaan jalan belakang
- $a_f$  : Jarak antara poros depan dengan pusat gravitasi
- $a_r$  : Jarak antara poros belakang dengan pusat gravitasi
- $u_f$  : Gaya yang dihasilkan oleh suspensi aktif (aktuator) depan
- $u_r$  : Gaya yang dihasilkan oleh suspensi aktif (aktuator) belakang
- $\theta$  : Sudut anggukan (*pitch*) kendaraan
- $y$  : Gerak vertikal kendaraan terhadap acuan ketika kendaraan diam (tidak bergetar)
- $y_f$  : Gerak vertikal massa *sprung* depan terhadap kendaraan saat diam
- $y_r$  : Gerak vertikal massa *sprung* belakang terhadap kendaraan saat diam

Dengan menerapkan hukum Newton kedua pada model sistem getaran seperti tampak pada Gambar 1, maka diperoleh persamaan:

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + kx = ky_f + C \dot{y}_f \quad (1)$$

Pada penelitian ini, model kendaraan dianggap terdiri dari 2 massa yaitu massa di atas suspensi (*sprung mass*) dan massa di bawah suspensi

(*unsprung mass*). Getaran dari kedua massa ini dianggap hanya vertikal saja. Model getaran dari kendaraan dengan 2 derajat kebebasan ini ditunjukkan pada Gambar 1

Persamaan gerak translasi dan rotasi sistem suspensi aktif dapat dirumuskan dengan menerapkan hukum Newton [5], dan hasilnya adalah sebagai berikut.

Persamaan gerak translasi:

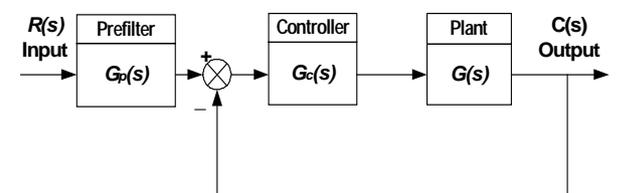
$$m_s \ddot{y} + K_{usr}(y_r - h_r) + C_{usr}(\dot{y}_r - \dot{h}_r) + K_{uf}(y_f - h_f) + C_{uf}(\dot{y}_f - \dot{h}_f) + u_r - u_f = 0 \quad (2)$$

Persamaan gerak rotasi:

$$J \ddot{\theta} + a_r[K_{usr}(y - a_r\theta - h_r)] + C_{usr}(\dot{y} + a_r\dot{\theta} - \dot{h}_r) + u_r - a_f[K_{uf}(y - a_f\theta - h_f) + C_{uf}(\dot{y} - a_f\dot{\theta} - \dot{h}_f) + u_f] = 0 \quad (3)$$

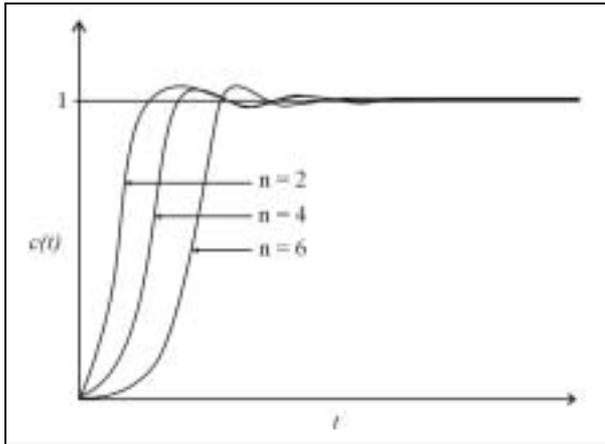
Suatu sistem pengendali dikatakan *robust* jika mempunyai sensitifitas rendah dan mempunyai kestabilan pada rentang variasi parameter. Keadaan yang *robust* dapat dicapai dengan melakukan penyetelan pada pengendali PID sesuai dengan persyaratan konsep *robust*.

Pemilihan tiga koefisien pengendali PID ( $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ ) adalah persoalan dasar dalam penyetelan PID. Penggunaan tiga keadaan parameter yang berbeda, akan menyebabkan respon sistem berbeda akibat *input* berupa fungsi *step*. Koefisien pengendali PID dapat ditentukan dengan metode *trial and error*. Adapun problem utama dalam memilih koefisien PID ( $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ ) adalah ketiga koefisien ini tidak dapat menggambarkan performansi yang diinginkan, begitu juga dengan karakteristik *robust* yang diinginkan oleh perancang. Beberapa aturan dan metode akan disajikan dalam memecahkan permasalahan ini. Salah satu metode tersebut adalah dengan menggunakan indeks performansi dari sistem [6]. Diagram blok sistem pengendali *robust* PID ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Diagram Blok Sistem Pengendali Robust PID

Indeks performansi ITAE menawarkan suatu karakteristik respon sistem transien, dimana respon sistem akan mengalami *overshoot* kecil dan mempunyai redaman yang dapat disesuaikan dengan kebutuhan.



Gambar 3. Respon Step Sistem Berdasarkan Indeks Performansi ITAE [6]

Dengan menentukan koefisien  $b_0$  sampai  $b_{n-1}$  pada fungsi transfer umum dari loop tertutup berikut:

$$T(s) = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{b_0}{s^n + b_{n-1}s^{n-1} + \dots + b_1s + b_0}$$

maka harga frekuensi pribadi akan berubah dan akan mempengaruhi indeks performansi ITAE, Sedangkan pada Gambar 3 terlihat pengaruh orde  $n$  terhadap respon sistem.

**METODOLOGI DAN PERANCANGAN**

Metodologi dan perancangan yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- ❖ Menentukan nilai rasio redaman ( $\zeta$ )  
 Dalam perancangan ini digunakan nilai rasio redaman sebesar 0.6 ( $\zeta = 0.6$ ) karena akan memberikan redaman yang cukup bagi sistem dan respon yang cepat. Jadi, respon yang terjadi adalah respon pada kondisi *under damp*:  $\zeta < 1$
- ❖ Mencari harga *setling time* ( $T_s$ )  
 Diperoleh dari sistem loop tertutup dan nilai *gain* pengendali sama dengan satu, untuk mendapatkan  $(\omega_n)$  terlebih dahulu ditentukan harga *setling time* ( $T_s$ ) loop tertutup dengan *gain* pengendali dan *gain* prefilter sama dengan 1 ( $G_c(s) = 1$  dan  $G_p(s) = 1$ ).  
 Pada hasil simulasi diperoleh *setling time* sebesar 18 detik. Dalam perancangan ini digunakan nilai rasio redaman sebesar 0.6 ( $\zeta = 0.6$ ) karena akan memberikan redaman yang cukup bagi sistem dan respon yang cepat.
- ❖ Menghitung frekuensi pribadi ( $\omega_n$ )  
 Setelah mengetahui harga  $T_s$  maka dapat ditentukan harga  $\omega_n$  sebagai berikut berikut:

$$18 = \frac{4}{0.6\omega_n}$$

sehingga didapat harga  $\omega_n$  sebesar 0.37 rad

- ❖ Mencari nilai  $K_p$  dan  $T_i$  menurut Indeks Performansi ITAE

Untuk menentukan harga  $K_p$  dan  $K_i$  digunakan koefisien indeks performansi ITAE untuk *input* berupa fungsi *step*. Kemudian dengan memasukkan harga  $\omega_n$  akan didapat harga  $K_p$  dan  $K_i$ .

$$T.F = \frac{KpG}{\tau^2 s^2 + 2\zeta\tau s + \omega_n^3}$$

Sehingga :  $T.F = \frac{2.8x10^{-3}}{s^2 + 1.2s + 0.05}$

Untuk mencari harga  $K_p$ ,  $T_i$  digunakan persamaan sebagai berikut :

$$PI = \frac{Kp.s + Ki}{s} \quad \text{dan} \quad Ti(s) = \frac{G_{c(s)} \cdot G_{(s)}}{1 + G_{c(s)} \cdot G_{(s)}}$$

$$G_{c(s)} \cdot G_{(s)} = \frac{2.8x10^{-3} K_p .s + 2.8x10^{-3} K_i}{s^3 + 1.2s^2 + 0.05s}$$

$$Ti(s) = \frac{2.8x10^{-3} K_p .s + 2.8x10^{-3} K_i}{s^3 + 1.2s^2 + s + 2.8x10^{-3} K_p .s + 2.8x10^{-3} K_i}$$

Sedangkan pada ITAE:

$$s^3 + 1,75\omega_n s^2 + 2,15\omega_n^2 s + \omega_n^3$$

Agar harganya sama dengan ITAE maka *denominator*  $Ti(s)$  menjadi:

$$s^3 + 1.2s^2 + (1 + 2.8x10^{-3} K_p )s + 2.8x10^{-3} K_i$$

Sehingga didapatkan harga:

$$K_p = 10^7 \text{ dan } K_i = 10^4$$

Sehingga  $T_i$  menjadi:

$$Ti(s) = \frac{28x10^3 .s + 2.8x10^{-7}}{s^3 + 1.2s^2 + s + 28x10^3 .s + 2.8x10^{-7}}$$

$$Ti(s) = \frac{28x10^3 .s + 2.8x10^{-7}}{s^3 + 1.2s^2 + 28001.s + 2.8x10^{-7}}$$

- ❖ Menentukan Harga Prefilter ( $G_{p(s)}$ )

$$T(s) = \frac{\omega_n^2}{ITAE}$$

$$= \frac{0.137}{s^3 + 0.65s^2 + 0.29s + 2.8x10^{-3}}$$

$$G_{p(s)} = \frac{T(s)}{T_i(s)}$$

$$= \frac{0.137s^3 + 0.16s^2 + 383614s + 3.84x10^{-8}}{28x10^4 s^4 + 182x10^2 s^3 + 8120^2 + 784s + 7.84x10^{-10}}$$

Sistem yang dikendalikan pada penelitian sesuai dengan Persamaan 2 dan 3, dan Gambar 1 serta mempunyai spesifikasi sebagaimana Tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi Kendaraan yang Diteliti

Spesifikasi	
Massa sprung mobil ( $m_s$ )	35000 kg
Jarak / radius putaran ( $r_y$ )	1.2 m
Konstanta pegas roda depan ( $K_{ustf}$ )	35000 N/m
Konstanta pegas roda belakang ( $K_{usr}$ )	38000 N/m
Konstanta redaman roda depan ( $C_{usr}$ )	1100 N/m/s
Konstanta redaman roda belakang ( $C_{ustf}$ )	1000 N/m/s
Jarak pusat massa ke sumbu roda depan ( $a_f$ )	1.7 m
Jarak pusat massa ke sumbu roda belakang ( $a_r$ )	1.4 m

## HASIL DAN PEMBAHASAN

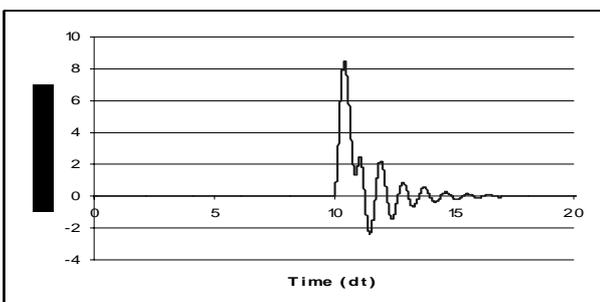
Hasil perancangan menunjukkan bahwa nilai  $T_s$  sebesar 0.067 detik,  $\omega_n$  sebesar 99.67 rad,  $K_p$  sebesar  $10^7$  dan  $K_i$  sebesar  $10^4$  yang diperoleh, merupakan parameter *tuning robust* PID untuk sistem suspensi aktif. Baik tidaknya performansi sistem harus diuji terlebih dahulu menggunakan model profil jalan berupa fungsi *impulse* dan sinus.

Respon sistem suspensi terhadap gangguan jalan berupa fungsi impuls dilakukan dengan cara memberikan gangguan dari profil jalan berupa fungsi impuls dan didapatkan respon yang diterima bodi mobil dalam arah vertikal.

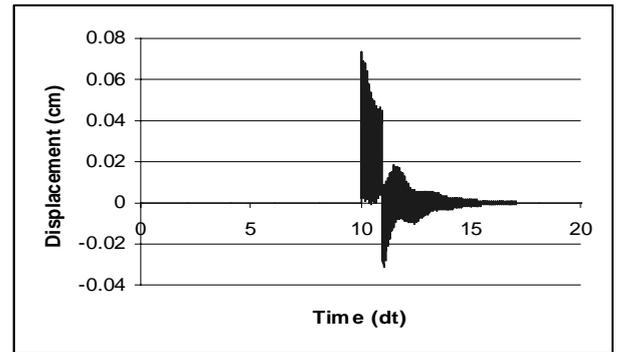
Gambar 4 menunjukkan bahwa dengan gangguan impuls sebesar 10 cm sistem suspensi pasif dapat meredam amplitudo getaran kurang dari 8% (8.5 cm) pada puncak pertama yang secara berangsur-angsur kembali pada posisi semua dengan harga  $IAE = 75.4$  dan  $ITAE = 339.3$ .

Bila gangguan berupa fungsi impuls diberikan pada sistem suspensi aktif, maka getaran yang diredam dapat mencapai sampai 99% (0.07 cm) (lihat Gambar 5). Pada gambar ini terlihat bahwa puncak pertama meluruh secara berangsur-angsur hingga kembali pada posisi semua dengan harga  $IAE = 0.04$  dan  $ITAE = 2.24$ .

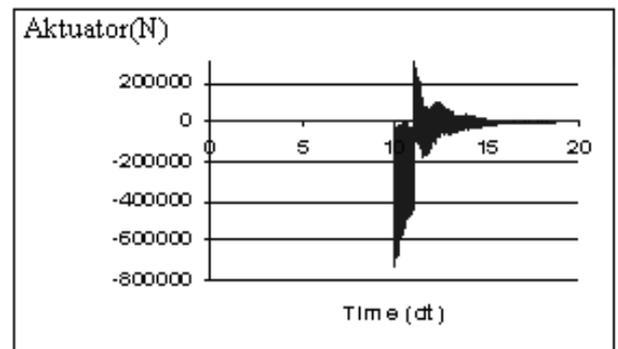
Dari uji impuls ini terlihat bahwa suspensi aktif mampu meredam getaran secara signifikan dikarenakan adanya usaha yang dilakukan pengendali *robust* PID terhadap sistem suspensi semula. Usaha yang dilakukan aktuator terhadap gangguan impuls ini dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 4. Respon Simpangan ( $y$ ) untuk Sistem Suspensi Pasif (*open loop*)

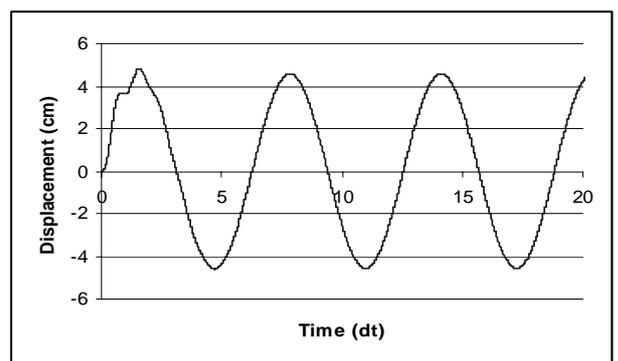


Gambar 5. Respon Simpangan ( $y$ ) untuk Sistem Suspensi Aktif



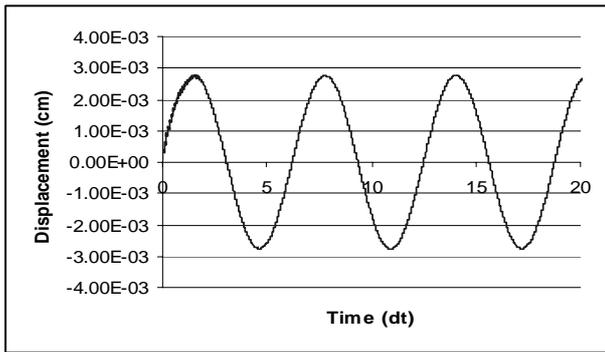
Gambar 6. Respon Gaya Aktuator ( $u$ ) untuk Sistem Suspensi Aktif

Untuk pengujian terhadap gangguan berupa fungsi sinus sama halnya dengan pengujian terhadap gangguan impuls yaitu dengan cara memberikan gangguan dari profil jalan berupa fungsi sinus dan didapatkan respon yang diterima *body* kendaraan dalam arah vertikal.

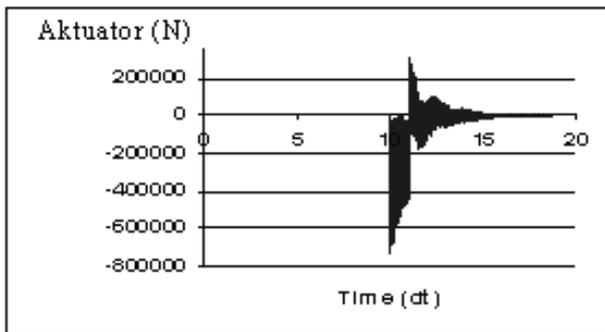


Gambar 7. Respon Simpangan ( $y$ ) untuk Sistem Suspensi Pasif

Pada Gambar 7 dengan diberikan gangguan pada profil jalan berupa sinus dengan amplitudo sebesar 10 cm kendaraan akan mengalami perubahan amplitudo sebesar 4.8 cm atau mampu meredam 52% dengan  $IAE = 2161.4074$  dan  $ITAE = 61745.73986$



Gambar 8. Respon Simpangan ( $y$ ) untuk Sistem Suspensi Aktif



Gambar 9 Respon Gaya Aktuator ( $u$ ) untuk Sistem Suspensi Aktif

Sedangkan suspensi aktif seperti terlihat pada Gambar 8, dengan memberikan gangguan sinus yang sama mempunyai respon amplitudo sebesar 0.003 cm atau mampu meredam sebesar lebih dari 99%.

Hal ini disebabkan kehadiran aksi kontrol dari *robust* PID pada sistem kontrol aktif yang mempertahankan posisi bodi pada posisi awal. Usaha yang dilakukan oleh kontroler *robust* PID melalui aktuator sebagai variabel termanipulasi dapat dilihat pada Gambar 9.

## KESIMPULAN

- Suspensi aktif mampu meredam getaran akibat ketidakrataan permukaan jalan sebesar 99% lebih.
- Dengan rancangan sistem suspensi aktif nilai ITAE dan IAE jauh lebih kecil dibandingkan suspensi pasif, sehingga sistem ini sangat baik untuk diaplikasikan.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Sutantra, Nyoman I, *Teknologi Otomotif Teori dan Aplikasinya*, Edisi Pertama, Penerbit Guna Widya, Surabaya, Surabaya. 2001.
2. Campos, J, David, F, Lewis, S, Ikenaga, S, Scully, Enans, M., *Active Suspension Control of Ground Vehicle Heave and Pitch Motion*. Automation and

Robotics Research Institute, The University of Texas at Arlington. 2004.

3. Purwandi, Titi, *Desain Kontroler Fuzzy pada Sistem Suspensi Semi-Aktif*, Proceeding of The 4<sup>th</sup> National Conference on Design and Application of Technology, Faculty of Engineering Widya Mandala Surabaya Catholic University, 2005.
4. Biyanto, T.R., Sistem Pengendalian Web Tension Menggunakan Kontroler Robust PID, *Jurnal Teknik Mesin*, UK Petra Surabaya, Oktober. 2005.
5. Thomson, William, T. Prasetyo, L., *Teori Getaran Dengan Penerapan*, Erlangga, Jakarta. 1986.
6. Ogata, Katshuiko, *Teknik Kontrol Automatik I*, Prentice Hall Inc. 1996.