

# EVALUASI NUMERIK PEREDAM GETARAN DINAMIK

Lovely Son, Edward Yazid, Mulyadi Bur

## Abstrak

*Pada makalah ini disajikan evaluasi numerik peredam getaran dinamik (DVA) pasif dan aktif. DVA pasif merupakan suatu sistem getaran massa, peredam dan pegas yang terhubung dengan sistem yang ingin dikendalikan level getarannya dengan cara menyerap energi getaran pada titik sambungannya. Pada kasus DVA aktif, aktuator diletakkan di antara sistem utama dan sistem DVA yang fungsinya memberikan gaya kendali sesuai algoritma kendali yang dirancang. Dengan pengaturan beberapa parameter (gain) pengendali, DVA dapat dituning sehingga dapat menyerap getaran untuk frekuensi eksitasi dengan rentang yang cukup besar.*

*Kata kunci : DVA, kontrol getaran, evaluasi numerik*

## I. LATAR BELAKANG

Peredam getaran dinamik (Dynamic Vibration Absorbers, DVA), secara luas digunakan untuk mengurangi getaran pada bermacam-macam kendaraan, mesin-mesin dan struktur. Secara sederhana DVA merupakan suatu alat yang dibangun oleh massa, redaman, kekakuan yang dihubungkan satu sama lain sehingga membangun suatu peredam getaran dinamik dengan cara menyerap energi pada titik sambungannya.

Beberapa peneliti telah menunjukkan bahwa disamping digunakan pada sistem getaran satu derajat kebebasan, DVA juga dapat diterapkan sistem dengan susunan yang lebih kompleks seperti sistem banyak derajat kebebasan dan sistem dengan parameter terdistribusi.

## II. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN

Tujuan yang hendak dicapai adalah

- Memahami teknik pengendalian suatu sistem getaran.
- Memahami teknik komputasi yang diperlukan dalam simulasi pengendalian getaran.

Manfaat penelitian

- Melatih kemampuan akademik dalam proses penelitian pada bidang perancangan konstruksi mesin.

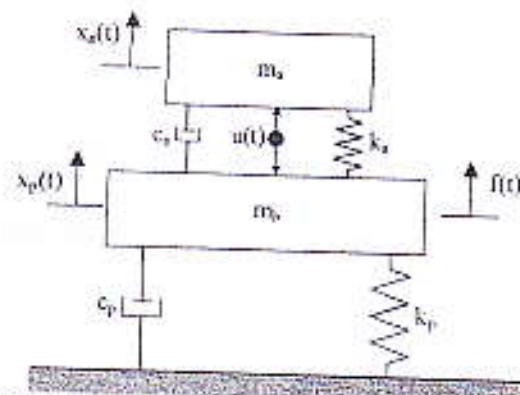
## III. TINJAUAN PUSTAKA

### 3.1. PERSAMAAN GERAK DAN ANALISIS KESTABILAN

Pada Gambar 1, subsistem  $(m_1, c_1, k_1)$  menggambarkan suatu sistem utama satu derajat kebebasan yang mengalami gaya gangguan  $f(t)$ . Subsistem  $(m_2, c_2, k_2)$  menggambarkan suatu DVA. Aktuator diletakkan di antara kedua massa dan menghasilkan gaya berdasarkan persamaan berikut:

$$u(t) = -[\alpha(\ddot{x}_s - \ddot{x}_p) + \beta(\dot{x}_s - \dot{x}_p) + \gamma(x_s - x_p)] \quad (1)$$

Pada Persamaan (1) di atas  $\alpha$ ,  $\beta$ , dan  $\gamma$  merupakan konstanta penguatan dari percepatan, kecepatan dan perpindahan.



Gambar 1 sistem primer dengan ADV aktif

Persamaan gerak sistem dua derajat kebebasan seperti terlihat pada Gambar 1 dapat dinyatakan dengan

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

dimana

$$[M] = \begin{bmatrix} m_p + \alpha & -\alpha \\ -\alpha & m_s + \alpha \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_p + k_s + \gamma & -(k_s + \gamma) \\ -(k_s + \gamma) & k_s + \gamma \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_p + c_s + \beta & -(c_s + \beta) \\ -(c_s + \beta) & c_s + \beta \end{bmatrix}$$

$$x(t) = \begin{Bmatrix} x_p(t) \\ x_s(t) \end{Bmatrix} \quad F(t) = \begin{Bmatrix} f(t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Pada Persamaan (2) di atas terlihat bahwa parameter  $\beta$  dan  $\gamma$  muncul sebagai variasi dari redaman dan kekakuan yang ditambahkan pada komponen pasif dari DVA.

Persamaan karakteristik dari sistem dua derajat kebebasan pada Persamaan (2) di atas dapat dinyatakan dalam domain Laplace berikut

$$a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 = 0 \quad (3)$$

dimana

$$a_0 = m_s \alpha + m_p (m_s + \alpha)$$

$$a_1 = (m_p + m_s)(c_s + \beta) + c_p (m_s + \alpha)$$

$$a_2 = k_p (m_s + \alpha) + c_p (c_s + \beta) + (k_s + \gamma)(m_s + \alpha)$$

$$a_3 = c_p (k_s + \gamma) + k_p (c_s + \beta)$$

$$a_4 = k_p (k_s + \gamma) \quad (4)$$

Analisis kestabilan dapat dilakukan secara sederhana menggunakan kriteria kestabilan Routh yang dapat memberikan jaminan terhadap kestabilan sistem jika seluruh koefisien dari persamaan karakteristik bernilai positif sehingga ketidaksamaan berikut terpenuhi.

$$B_1 = \frac{a_1 a_2 - a_0 a_3}{a_1} > 0$$

$$C_1 = \frac{B_1 a_3 - a_2 a_4}{B_1} > 0$$

Dengan memasukkan harga pada persamaan (4), ketidaksamaan di atas akan menghasilkan kondisi yang harus dipenuhi oleh penguatan umpan balik agar kestabilan terpenuhi sehingga

$$\alpha > \frac{-m_p m_a}{m_p + m_a} \quad (5a)$$

$$\beta > -c_a \quad (5b)$$

$$\gamma > -k_a \quad (5c)$$

### 3.2 DISAIN OPTIMAL DVA AKTIF UNTUK SISTEM UTAMA SATU DERAJAT KEBEBASAN.

Diasumsikan eksitasi berupa fungsi harmonik,  $f(t) = F_0 e^{i\omega t}$ , maka fungsi respon frekuensi sistem diperoleh dari Pers.(2):

$$H_{im}(\omega) = \frac{-(m_s + \alpha)\omega^2 + (c_s + \beta)i\omega + k_s + \gamma}{a_0\omega^4 - a_1\omega^3 - a_2\omega^2 + a_3i\omega + a_4} \quad (6)$$

Perhatikan kasus DVA aktif yang terhubung dengan sistem primer tanpa redaman ( $c_p = 0$ ). Persamaan (6) dapat dituliskan menjadi:

$$\left[ \frac{X_p}{(X_p)_{st}} \right]^2 = \frac{N}{D} \quad (7)$$

Dalam hal ini  $X_p$  merupakan amplitudo harmonik kondisi tunak dari sistem primer dan

$$N = (2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2 \quad (8a)$$

$$D = (2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \mu g^2 \left( f^2 - \frac{\alpha}{m_s + \alpha} \right) - (g^2 - 1)(g^2 - f^2) \quad (8b)$$

Dimana parameter tanpa dimensi didefinisikan sebagai berikut.

$$\mu = m_a / m_p$$

$$f = \omega_s / \omega_p$$

$$g = \omega / \omega_p$$

$$\omega_p^2 = k_p / m_p$$

$$\omega_s^2 = (k_s + \gamma) / (m_s + \alpha)$$

$$\zeta = (c_s + \beta) / [2(m_s + \alpha)\omega_p]$$

$$(X_p)_{st} = F_0 / k_p$$

(9)

Dengan menggunakan prosedur optimasi, harga optimal dari parameter tanpa dimensi diperoleh

$$f_{opt} = \frac{1}{(1+\mu)} \quad (10a)$$

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (10b)$$

Dengan menggunakan definisi pada Pers.(9) dan harga Pers.(10) maka gain umpan balik optimal diperoleh sebesar,

$$\gamma_{opt} = \left( \frac{\omega_p}{1+\mu} \right)^2 m_a - k_a \quad (11a)$$

$$\beta_{opt} = 2 \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \omega_p m_a - c_a \quad (11b)$$

#### IV. STUDI KASUS

Dalam studi kasus digunakan sistem peredam getaran dinamik seperti terlihat pada Gambar 1. Harga parameter pasif dari DVA serta parameter sistem utama adalah:

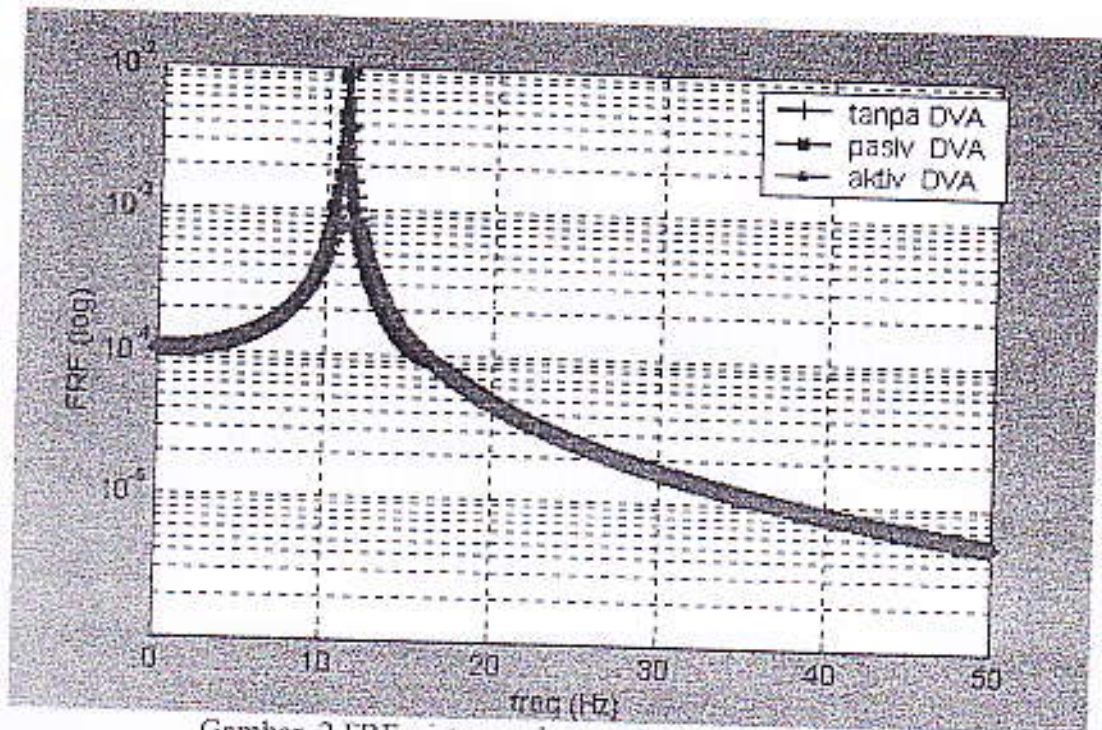
$$\begin{aligned} m_a &= 0.05 \text{ kg} \\ k_a &= 500 \text{ N/m} \\ c_a &= 1 \text{ Ns/m} \\ m_p &= 2 \text{ kg} \\ k_p &= 10000 \text{ N/m} \\ c_p &= 1 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$

Tujuan DVA adalah menurunkan level getaran pada frekuensi pribadi sistem utama ( $\omega = 11.25 \text{ Hz}$ ). Dari harga parameter yang diberikan, frekuensi DVA sebelum di tuning adalah  $\omega_a = \sqrt{k_a/m_a} = 15.91 \text{ Hz}$ . Hasil ini menunjukkan bahwa DVA pasif tidak berfungsi pada target frekuensi sehingga tidak muncul pengurangan amplitudo yang cukup besar pada daerah frekuensi ini.

Untuk mendapatkan tuning optimal dari DVA aktif, maka harga penguatan umpan balik perpindahan dan kecepatan dihitung berdasarkan persamaan.(11).

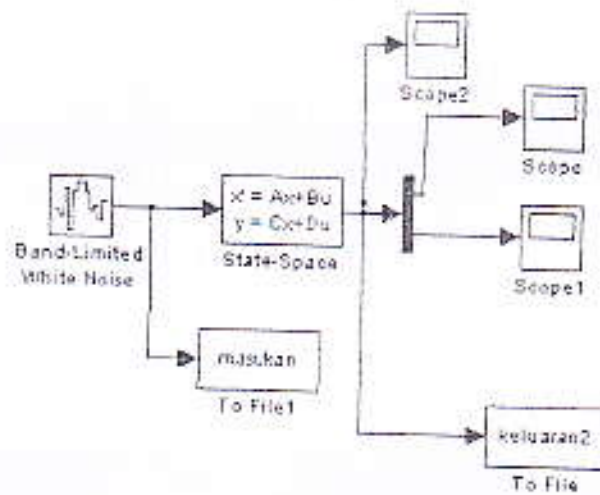
$$\begin{aligned} \gamma_{opt} &= -262.05 \text{ N/m} \\ \beta_{opt} &= -0.34 \text{ Ns/m} \end{aligned}$$

Pada Gambar 2 diperlihatkan FRF sistem dalam tiga kondisi yaitu : tanpa peredam getaran, dengan DVA pasif dan dengan DVA aktif.

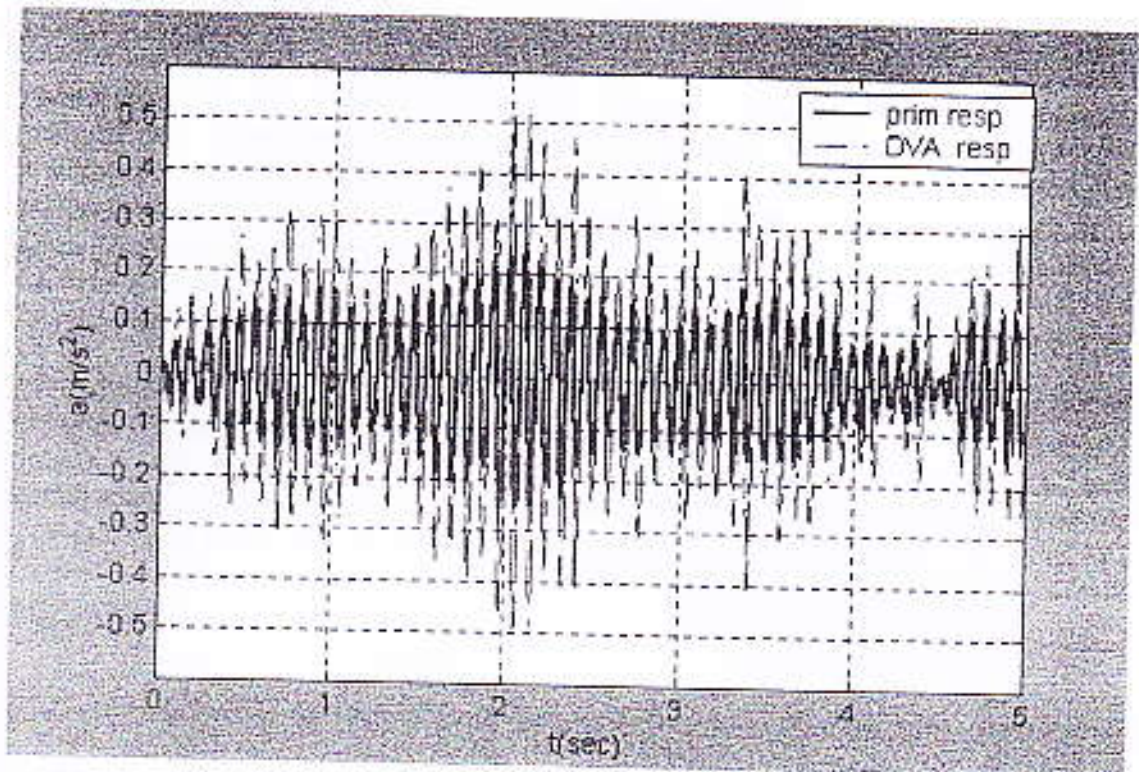


Gambar 2 FRF sistem dengan DVA pasif dan DVA aktif

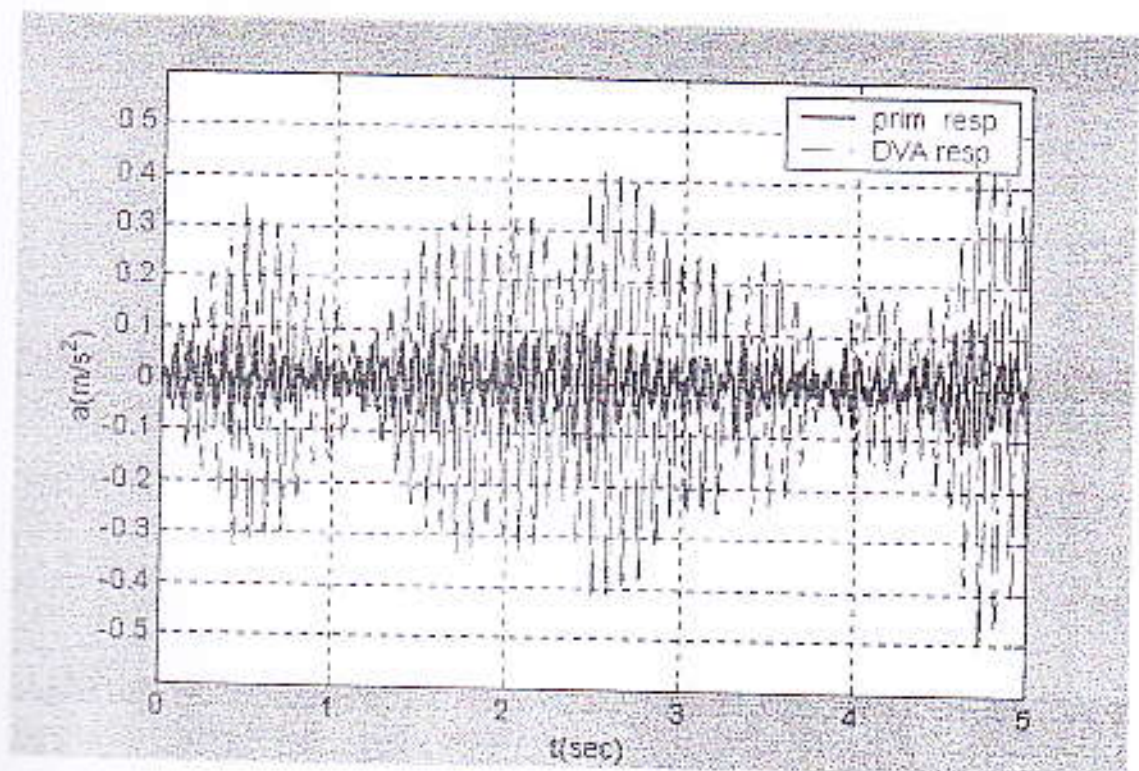
Penentuan respon sistem dilakukan dengan bantuan toolbox SIMULINK yang terdapat dalam program MATLAB. Pada Gambar 3 diperlihatkan model SIMULINK dari sistem. Pada Gambar 4 diperlihatkan respon sistem untuk kondisi DVA pasif. Garis putus-putus merupakan respon sistem utama dan garis kontinu merupakan respon sistem DVA. Dari Gambar 4 ini dapat dilihat bahwa amplitudo getaran sistem utama cukup besar. Selanjutnya pada Gambar 5 diperlihatkan respon sistem untuk kondisi DVA aktif. Hasil pada Gambar 5 ini menunjukkan bahwa amplitudo getaran sistem utama berkurang dengan penerapan DVA aktif.



Gambar 3 Simulasi model



Gambar 4 Respon sistem dengan DVA pasif



Gambar 5 Respon sistem dengan DVA aktif

#### IV. KESIMPULAN

Pada makalah ini disajikan simulasi numerik peredam getaran dinamik (DVA). Berdasarkan hasil simulasi terlihat bahwa penerapan DVA pasif tidak efektif jika frekuensi pribadi DVA berada jauh dari frekuensi target sistem utama. Untuk mendapatkan prestasi penurunan level getaran yang optimal maka diperlukan energi luar yang berasal dari DVA aktif. Secara umum, penggunaan DVA aktif mempunyai fungsi menggeser frekuensi pribadi DVA mendekati frekuensi pribadi sistem utama sehingga terjadi penurunan level getaran pada frekuensi ini.

#### Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Lembaga Penelitian Unand yang telah membiayai penelitian ini dengan No. Kontrak: 050/J.16/Dik/IV-2004 dari dana DIK dan DIKS unand 2004 sehingga penelitian ini dapat terlaksana

#### VI. DAFTAR PUSTAKA

1. Sebastiao S , *Numerical and Experimental Evaluation of an Active Dynamic Vibration Absorber*. Proceeding of ISMA Vol I , pp131, 2003.
2. Ogata, K, *Teknik Kontrol Otomatik*, Penerbit Erlangga, 1990.
3. Shahian, B; Hassul, M., *Control System Design Using Matlab*, Prentice Hall International Editions, New Jersey, 1993.
4. Raven, F.H, *Automatic Control Engineering* , McGraw Hill International Editions, New Delhi, 1990.