

Simulasi Peredam Getaran TDVA dan DDVA Tersusun Seri terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama

Aini Lostari^{1,a*}

¹Program Studi Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknik Qomaruddin,
Jl. Raya No.1 Bungah Gresik, 61152 Indonesia

^aaailis3114@yahoo.com

Abstract. *A system can be subjected to excessive vibration if the force acting on it approaches the natural frequency of the system. The way to do it, especially for single operating frequency, is adding the dynamic vibration absorber. Generally, the dynamic vibration absorber is a mass-spring-damper addition to the main system. This study researches the effects comparison of Without Dynamic Vibration Absorber and Series Double Dynamic Vibration Absorber on the main system response. Electric motor with unbalanced masses is used as the exciter and placed on the two beams. The main mass is supported by these beams. This system has the specified dynamic equations. The main system response absorber TDVA addition gives 0.008291 meter displacement rms at 1, 002 frequency-ratio. The one with DDVA system response absorber with $M_{a1}=1/20$ and $M_{a2}=1/20$, $M_{a1}=2/30$ and $M_{a2}=1/30$, and $M_{a1}=1/40$ and $M_{a2}=1/40$ gives 0.001484 meter, 0.002691 meter, and 0.001343 meter. The system with SDVA gives better response than DDVA. The first absorber mass ability to reduce main mass response is disturbed by the second absorber mass existence.*

Keywords. *Dual Dynamic Vibration Absorber, Translation Vibration.*

Abstrak. Suatu sistem yang beroperasi dapat mengalami getaran yang berlebih jika gaya yang bekerja pada sistem tersebut mendekati frekuensi naturalnya. Getaran yang berlebihan bisa menimbulkan kerusakan, sehingga perlu direduksi. Salah satu cara mereduksi getaran yang berlebih, khususnya pada sistem yang bergetar dengan frekuensi tunggal, adalah dengan penambahan DVA. Dalam penelitian dilakukan simulasi peredam getaran TDVA (non-Dynamic Vibration Absorber) dan DDVA (Dual Dynamic Vibration Absorber) tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada penelitian digunakan motor listrik sebagai sumber putaran dan diletakkan pada beam yang bertujuan untuk menghasilkan getaran. Sumber getaran dihasilkan dengan penambahan massa unbalance pada disk yang diputar oleh motor listrik yang terletak di atas (beam) sistem utama. Dari bentuk fisik yang ada kemudian dibangunlah persamaan dinamis dan blok simulasi. Pada penelitian didapatkan respon getaran yang mampu mereduksi adalah pada TDVA didapatkan rms displacement sebesar 0.008291 m dan $r_f=1,002$. Sedangkan sistem DDVA tersusun seri dengan massa absorber $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2}=1/20$, $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2}=1/30$, dan $M_{a1}=1/40$ dan $M_{a2}=1/40$, namun masing-masing massa absorber memiliki sebuah puncak RMS displacement sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Sehingga pada kasus TDVA dan DDVA dimana tipe DVA yang mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem dengan frekuensi tunggal yaitu DDVA tersusun seri dimana massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena adanya massa absorber 2 yang mengurangi kemampuan getaran pada massa absorber 2.

Kata kunci. *Dual Dynamic Vibration Absorber, Getaran Translasi.*

Pendahuluan

Suatu sistem jika mendapatkan gangguan maka akan menghasilkan getaran, getaran merupakan masalah yang tidak bisa dihindari. Getaran yang berlebihan bisa menimbulkan kerusakan, sehingga perlu direduksi. Timbulnya getaran pada sebuah sistem dapat bersifat menguntungkan atau merugikan. Salah satu cara mereduksi getaran yang berlebih khususnya pada sistem yang bergetar dengan frekuensi tunggal adalah dengan penambahan Dynamic Vibration Absorber (DVA) [1].

Awalnya DVA banyak digunakan pada bangunan tingkat tinggi untuk mengurangi efek negatif dari getaran yang diakibatkan saat bangunan mengalami gempa bumi, sebagaimana dalam penelitian [2]. Meskipun telah banyak digunakan pada bangunan bertingkat namun prinsip kerja dari DVA ini tetap dapat diaplikasikan pada banyak kasus getaran.

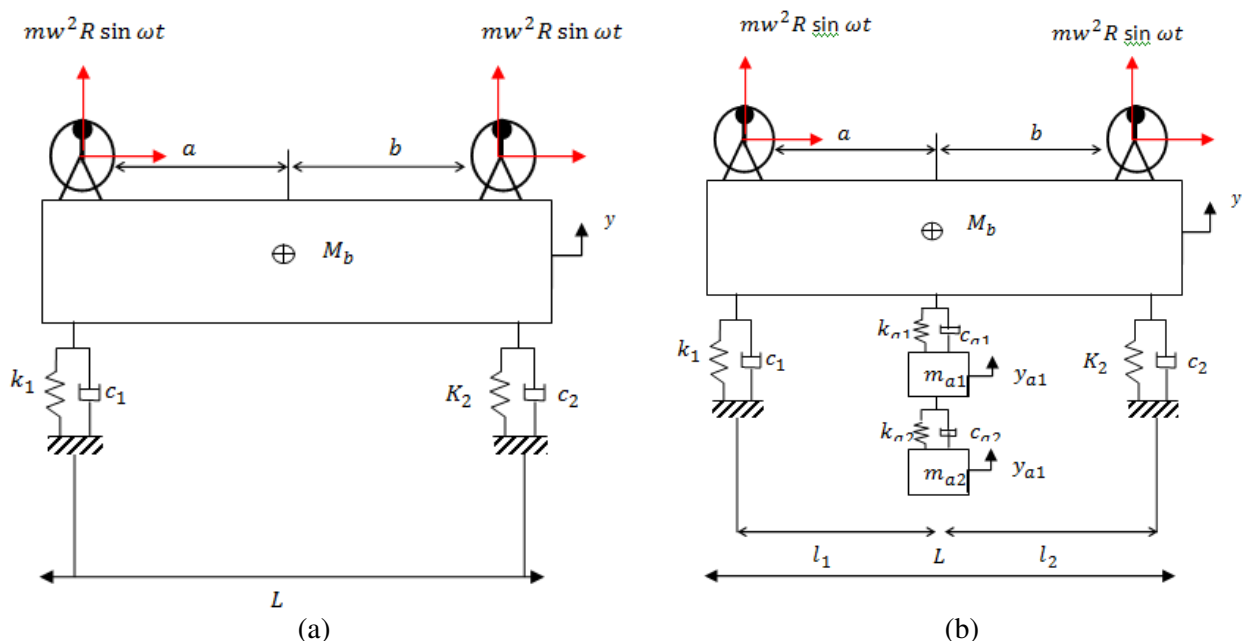
Prinsip DVA merupakan massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam. Dengan adanya massa tambahan, tentunya jumlah DOF dari sistem utama menjadi semakin bertambah. Dengan semakin banyaknya jumlah dari DOF sistem maka sebagian dari energi getar yang ada pada sistem utama akan tersalurkan kepada massa tambahan. Massa tambahan kemudian akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getar dari sistem utama untuk menetralkan atau mengurangi getaran yang ada pada sistem utama.

Struktur utama dalam analisa penambahan DVA pada sistem selalu dimodelkan sebagai massa yang terpusat dengan gerakan translasi saja. Dengan demikian massa tambahan yang akan digunakan sebagai DVA harus diletakkan pada bagian tengah dari massa utama sebagaimana dalam kasus [4].

Dalam penelitian dilakukan simulasi peredam getaran TDVA (*Non-Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada dasarnya penelitian ini dimulai dengan membangun prototype DVA dari balok beam (M_b) sebagai sistem utama yang akan diredam getarannya. Kedua ujung beam dihubungkan dengan batang cantilerver sebagai pengganti dari pegas peredam. Pada kedua sisi lengan dari balok beam juga diberikan motor dan massa unbalance dengan beda fase 0^0 sebagai sumber eksitasi sehingga timbul getaran translasi. Sebagai peredam getaran beam, maka massa tambahan yang tersusun seri sebesar (M_{a1} dan M_{a2}) diberikan sebagai massa absorber. Kemudian dilakukan pemodelan free body diagram dan blok simulasi.

Metodologi

Penelitian ini dilakukan dengan mensimulasikan model TDVA dan DDVA tersusun seri pada software matlab. Diawali dengan studi literature untuk mendapatkan informasi terkait permasalahan yang ada. Selanjutnya, dilakukan 3 pemodelan *free body diagram* TDVA dan DDVA tersusun seri menggunakan tiga DOF seperti diilustrasikan pada Gambar 1 dibawah ini:



Gambar 1. Model sistem (a) TDVA dan (b) DDVA

Gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan gaya dengan fungsi sinus. Adapun gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik dan *unbalance* mass 1 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan $F = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin(\omega \cdot t)$. Dari model *free body diagram* sistem pada Gambar 2 didapatkan *state variable* yang akan diterjemahkan ke program simulink matlab dalam bentuk blok diagram simulasi pada simulink sebagai berikut:

- Persamaan TDVA

$$\ddot{y} = 1/M \cdot [-(c_1 + c_2) \cdot \dot{y} - (k_1 + k_2) \cdot y + m_1 \cdot \omega_1^2 \cdot r_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + m_2 \cdot \omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t)]$$

- Persamaan DDVA tersusun seri

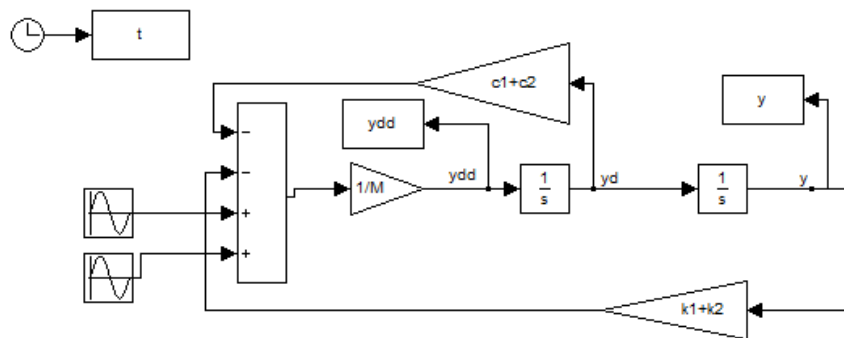
$$\ddot{y} = 1/M \cdot [-(c_1 + c_2 + c_{a1}) \cdot \dot{y} - (k_1 + k_2 + k_{a1}) \cdot y + m_1 \cdot \omega_1^2 \cdot r_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + m_2 \cdot \omega_2^2 \cdot r_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) + k_{a1} \cdot y_{a1} + c_{a1} \cdot \dot{y}_{a1}]$$

$$\ddot{y}_{a1} = 1/m_{a1} \cdot [-(c_{a1} + c_{a2}) \cdot \dot{y}_{a1} - (k_{a1} + k_{a2}) \cdot y_{a1} + c_{a1} \cdot \dot{y} + k_{a1} \cdot y + c_{a2} \cdot \dot{y}_{a2} + k_{a2} \cdot y_{a2}]$$

$$\ddot{y}_{a2} = 1/m_{a2} \cdot [c_{a2} \cdot \dot{y}_{a1} + k_{a2} \cdot y_{a1} - c_{a2} \cdot \dot{y}_{a2} + k_{a2} \cdot y_{a2}]$$

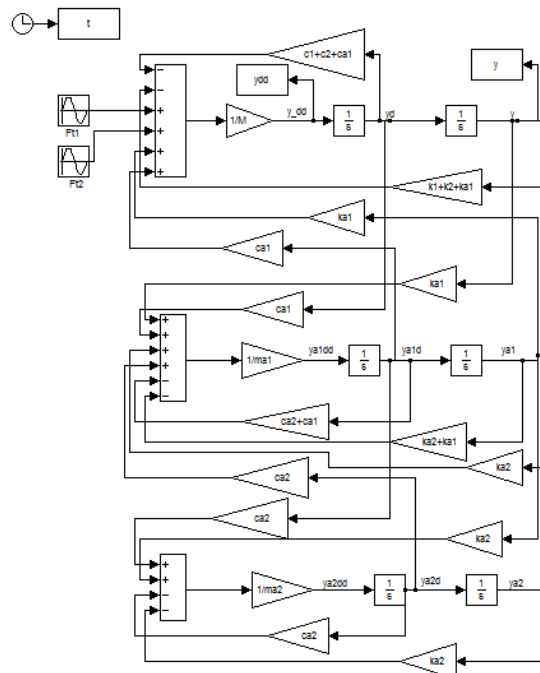
Setelah persamaan matematis didapat maka dibentuk blok diagram simulasi sebagai berikut:

- Blok diagram TDVA



Gambar 2. Diagram Blok TDVA

- Blok diagram DDVA tersusun seri



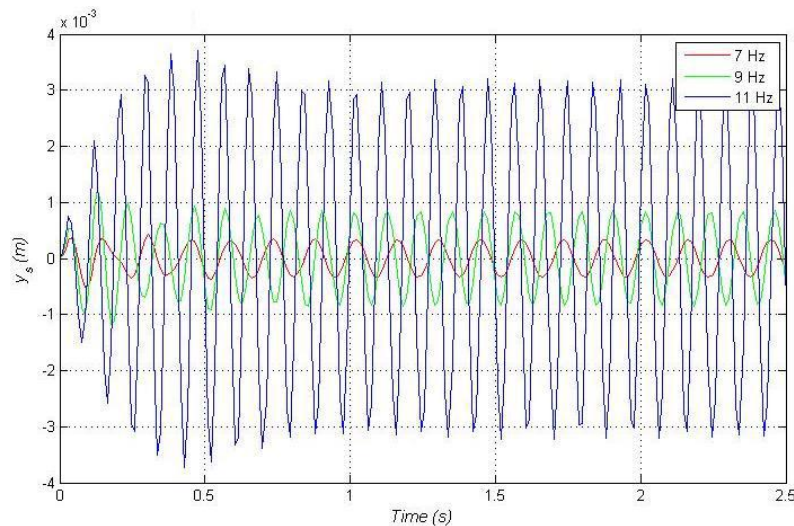
Gambar 3. Diagram Blok DDVA tersusun seri

Simulasi dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui respon getaran dari sistem utama baik sebelum dan setelah pemberian massa *absorber* (DVA). Proses ini dilakukan dengan memvariasikan nilai frekuensi dari gaya eksitasi. Variasi frekuensi dilakukan pada range 0 Hz hingga 30 Hz yang merupakan daerah frekuensi rentan kerja dari motor listrik. Begitu juga massa *absorber* yang digunakan juga divariasikan. Dari proses simulasi yang dilakukan, maka diperoleh grafik RMS *displacement* dari sistem utama setelah penambahan DDVA yang tersusun seri. Untuk parameter simulasi yang digunakan:

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa motor	Mm	4.5	kg
Massa total sistem	M	13.884	kg
Massa absorber 1	M _{a1}	(1/40*M) (1/20*M) (1/10*M)	kg
Massa absorber 2	M _{a2}		
Jarak antara motor dengan pusat sistem	a	0.145	m
Jarak antara pemberat dengan pusat sistem	b	0.145	m
Panjang Plat	L	0.53	m
Jarak antara beam 1 dengan pusat sistem	L ₁	0.06	m
Jarak antara beam 2 dengan pusat sistem	L ₂	0.06	m
Frekuensi	F	0-30	Hz
Konstanta kekakuan 1 pada sistem	k ₁	38800	N/m
Konstanta kekakuan 2 pada sistem	k ₂		
Konstanta kekakuan absorber 1	k _{a1}	1/40(k ₁ +k ₂) 1/20(k ₁ +k ₂) 1/10(k ₁ +k ₂)	N/m
Konstanta kekakuan absorber 2	k _{a2}		
Koefisien redaman 1 pada sistem	c ₁	49.524	N.s/m
Koefisien redaman 2 pada sistem	c ₂		
Koefisien redaman absorber 1	c _{a1}	0.595	N.s/m
Koefisien redaman absorber 2	c _{a2}		

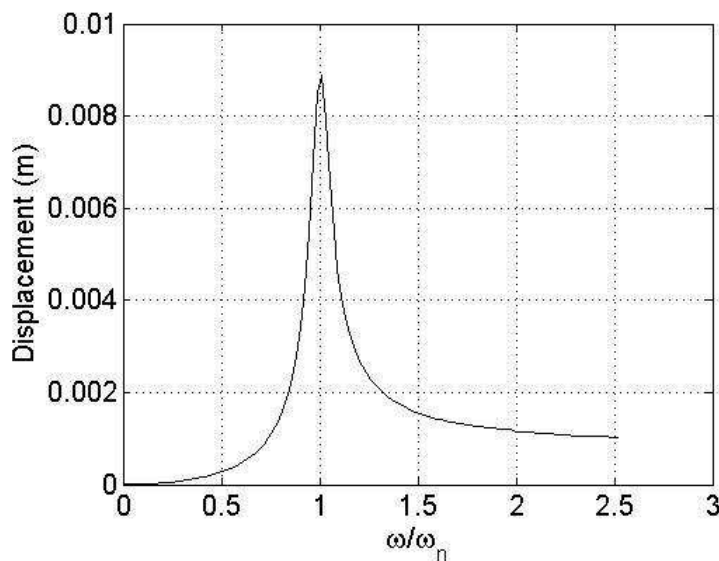
Hasil dan Pembahasan

Pada simulasi didapatkan respon getaran akibat gaya eksitasi. Respon getaran tersebut berupa RMS *displacement* yang dihasilkan oleh sistem. Eksitasi yang digunakan pada pemodelan time respon adalah eksitasi periodik dengan beda fase 0°. Frekuensi eksitasinya bervariasi pada 0 Hz sampai 30 Hz dan juga divariasikan massa *absorber*. Simulasi non-DVA dilakukan dengan cara mensimulasikan persamaan matematika yang dibangun ketika masa DVA ditiadakan. Dalam kondisi ini maka sistem hanya memiliki satu derajat kebebasan saja, yaitu pada arah translasi. Gambar 4 berikut ini memperlihatkan respon getaran percepatan untuk beberapa perubahan frekuensi eksitasi yang diberikan kepada sistem. Berdasarkan pada gambar 4, terlihat bahwa semakin tinggi frekuensi yang diberikan maka besar amplitudo dan RMS dari respon Displacement akan semakin besar. Pada pemberian frekuensi 7 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah sebesar 0,002409 m, frekuensi 9 Hz besar RMS yang dihasilkan adalah 0,0060166 m dan untuk pemberian frekuensi 11 Hz pada sistem akan memberikan RMS sebesar 0,0022m.



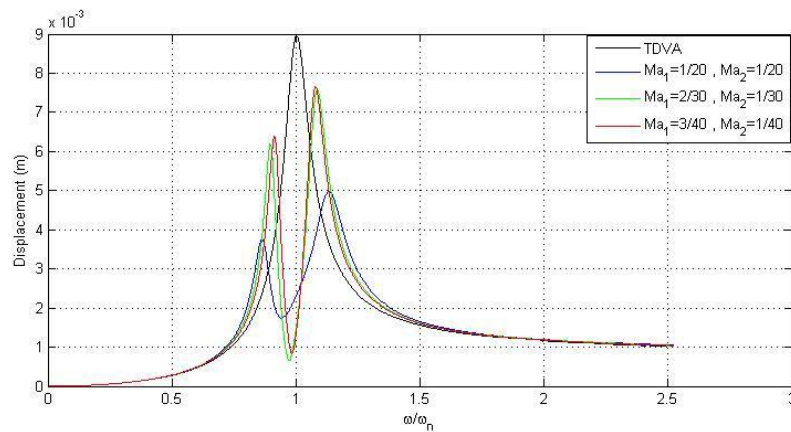
Gambar 4. Perbandingan respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran untuk *displacement* sistem utama

Untuk mengetahui pengaruh perubahan frekuensi terhadap nilai RMS respon dari sistem dengan arah translasi maka dapat diperlihatkan sebagaimana dalam gambar 4. Yang mana, frekuensi eksitasi dirubah kedalam rasio frekuensi (r_f). Rasio frekuensi (r_f) merupakan perbandingan antara frekuensi eksitasi (ω) yang diberikan kepada sistem terhadap frekuensi natural translasi (ω_n) sistem tanpa DVA dan redaman sistem (c) diabaikan. Sebagaimana diperlihatkan pada gambar 5 sebagai berikut:



Gambar 5. Grafik respon rms *displacement* non-DVA.

Terlihat pada Gambar 5. bahwa sistem non-DVA hanya memiliki sebuah puncak RMS *displacement* sebesar 0.008291 m yang terjadi pada $r_f = 1,002$. Dalam kondisi rasio frekuensi ini sistem mengalami resonansi. Simulasi dengan DVA dilakukan dengan cara mensimulasikan persamaan matematika yang dibangun ketika massa DVA diberikan kepada sistem utama. Dalam kondisi ini secara keseluruhan terdapat tiga DOF dengan arah translasi dari massa absorber. Sebagaimana diperlihatkan pada gambar 6 sebagai berikut:



Gambar 6. Grafik respon rms *displacement* DDVA.

Terlihat pada Gambar 6 sistem DDVA tersusun seri dengan massa *absorber* $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2}=1/20$, $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2}=1/30$, dan $M_{a1}=1/40$ dan $M_{a2}=1/40$ menghasilkan getaran $r_f = 1$, namun masing-masing massa absorber memiliki sebuah puncak RMS *displacement* sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Hal ini terlihat bahwa semakin besar massa maka RMS *displacement* semakin kecil, sehingga mampu mereduksi getaran berlebih.

Kesimpulan

Hasil pemodelan dan simulasi dalam penelitian ini dapat disimpulkan bahwa sistem DDVA tersusun seri dengan variasi massa *absorber* yang mampu mereduksi getaran berlebih sebesar 1/20. Artinya semakin besar massa maka inersia semakin besar, sehingga RMS *displacement* semakin kecil.

Daftar Pustaka

- [1] Andrew Dimarogonas, (1996), "*Vibration of Engineering*", New Jersey: Prentice Hall.
- [2] Tang, Xiudong. 2010. *Regenerative semi-active control of tall building vibration with semi TMDs*. IEEE journal.5094-5099.
- [3] Yoshida, Kazuo.1996. "*Active Vibration Control For Builder Subjected To Horizontal And Vertical Large Seismic Excitation*". IEEE Proceedings of the 35 th. Conference on decision abd Control.7803-3590-2.
- [4] Kim, Nam Woong. 2007. "*A Design of a Dynamic Vibration Absorber for a DVD RV Drive*". IEEE journal. Vol 53. Nom3.
- [5] Najafi, M. 2009. "*Optimization Design Of Beam Vibration Absorber Under Point Harmonic Excitation*". IEEE Proceeding of Orlando.