

EFEKTIVITAS PEREDAM DINAMIK UNTUK STRUKTUR DENGAN GANGGUAN SIMPANGAN PADA TUMPUAN

Oleh :

Jhon Malta, Mulyadi Bur, Zul Asmi

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Andalas

Abstrak

Peredam dinamik adalah suatu peralatan yang ditambahkan pada struktur, dengan tujuan untuk mengurangi amplitudo respon struktur tersebut. Terutama apabila terjadi resonansi. Penelitian mengenai peredam dinamik pertama kali dilakukan oleh Frahm pada tahun 1909. Pada penelitian yang dilakukannya, struktur dimodelkan dengan sistem pegas-massa satu derajat kebebasan, yang diganggu dengan fungsi sinus pada koordinat massa. Pada kondisi dilapangan, gangguan pada struktur tidak hanya pada koordinat massa, tapi dapat terjadi pada tumpuan, seperti pada kasus gangguan akibat gempa.

Atas dasar itu, dilakukan penelitian efektivitas peredam dinamik pada struktur dengan koordinat gangguan di tumpuan. Dari hasil pengujian, didapatkan frekuensi pribadi struktur yang dianalisis adalah 10.75 Hz dan frekuensi gangguan 13.75 Hz. Kemudian, peredam dinamik ditambahkan pada struktur yang diuji dengan beberapa variasi massa.

Diperoleh rancangan optimal peredam dinamik adalah pada saat frekuensi pribadi peredam dinamik sebesar 13.57 Hz. Perbedaan hasil pengujian dibandingkan dengan hasil perhitungan eksak sebesar 1.33 %. Pada kondisi optimal, amplitudo respon struktur utama yang semula 43.7 m/s^2 , dapat dikurangi menjadi 13.4 m/s^2 .

Kata-kata kunci: Peredam dinamik, gangguan pada tumpuan, amplitudo respon, rancangan optimal.

1. PENDAHULUAN

Analisis tentang peredam dinamik telah banyak dilakukan oleh peneliti sebelumnya. Desain peredam dinamik pertama kali dikemukakan oleh Frahm pada tahun 1909 yang berupa sistem massa-pegas yang diletakkan pada struktur utama yang juga dimodelkan sebagai sistem massa-pegas. Fungsi gangguan pada struktur uji berupa fungsi sinus yang bekerja pada koordinat massa struktur utama. Kemudian bermunculan para peneliti lain diantaranya R. Kashani, Ph.D meneliti tentang pemanfaatan peredam dinamik pada sistem kantiliver, J. Mikota dan B. Manhartsgruber meneliti respon dinamik sistem hidrolik setelah ditambah peredam dinamik, serta Andrew G. Littlefield dan Eric L. Kathe yang melakukan penelitian tentang pemakaian peredam dinamik pada laras senapan.

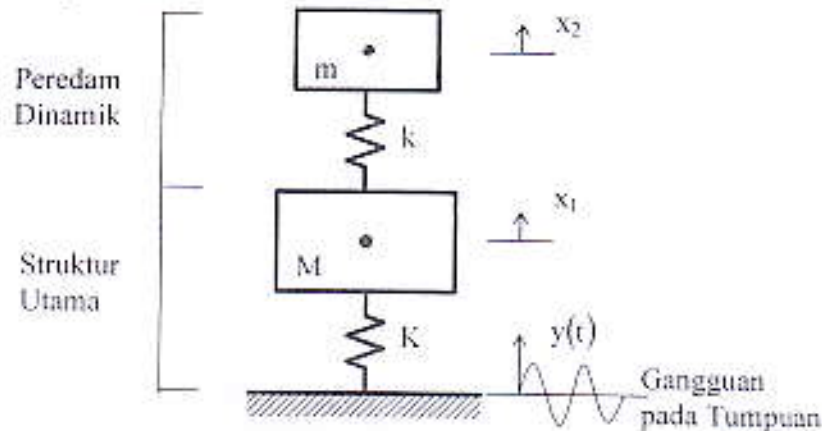
Penelitian yang dilakukan disini berbeda dengan penelitian terdahulu, di mana struktur yang dianalisis adalah sistem yang mengalami gangguan simpangan pada tumpuan. Sistem tersebut dimodelkan dengan sistem satu derajat kebebasan tanpa peredam. Analisis yang dilakukan pada penelitian ini terdiri dari pengujian dengan membuat model struktur uji dan membuat program simulasi hasil pengujian dengan menggunakan perangkat lunak MATLAB.

2 TINJAUAN PUSTAKA

Fenomena resonansi yaitu kondisi dimana amplitudo struktur yang bergetar secara teoritis bernilai tak hingga, yaitu pada saat frekuensi pribadi struktur sama dengan frekuensi gangguan. Untuk mengatasi hal ini diperlukan peredam [7]. Jenis peredam yang biasa digunakan antara lain: redaman viskos yaitu redaman akibat kekentalan kinematik, dan redaman Coulomb yang diperoleh dari gesekan antara dua permukaan kering. Selain itu juga dikenal suatu metoda untuk melindungi struktur saat terjadi resonansi yaitu dengan menggunakan peredam dinamik. Metode ini dilakukan dengan cara menambahkan sistem lain pada struktur utama yang berfungsi melawan gaya gangguan pada struktur.

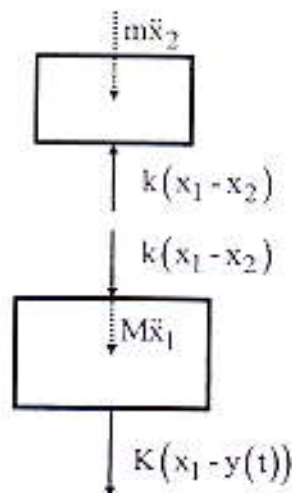
2.1 Peredam dinamik pada Struktur dengan Gangguan Simpangan di Tumpuan

Struktur utama dimodelkan sebagai sistem pegas-massa satu derajat kebebasan tanpa peredam dengan massa M dan kekakuan K dan peredam dinamik juga dimodelkan sebagai sistem pegas-massa satu derajat kebebasan tanpa peredam dengan massa m dan kekakuan k . Sistem diperlihatkan pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Pemodelan struktur utama dan peredam dinamik dengan gangguan pada tumpuan

Jika diasumsikan $x_1(t) > y(t)$ dan $x_1(t) > x_2(t)$, maka berdasarkan prinsip D'Alembert, diagram benda bebas (DBB) sistem pada gambar 2.1 diperlihatkan seperti gambar 2.2 [1].



Gambar 2.2 Diagram benda bebas sistem 2 DOF

Persamaan differensial gerak berdasarkan DBB pada gambar 2.2 adalah

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_1 + (K+k)x_1 - kx_2 &= Ky(t) \\ m\ddot{x}_2 - kx_1 + kx_2 &= 0 \end{aligned} \quad \dots(2.1)$$

Jika $y(t) = Y \sin \Omega t$, $x_1(t) = X_1 \sin \Omega t$, $x_2(t) = X_2 \sin \Omega t$, maka amplitudo struktur utama dapat diperoleh dengan menerapkan aturan Cramer's yaitu

$$X_1 = \frac{(KY)(k - m\Omega^2)}{(K+k - M\Omega^2)(k - m\Omega^2) - k^2} \quad \dots(2.2)$$

Jika $\omega_2^2 = k/m$ dan $\omega_1^2 = K/M$, maka persamaan (2.20) dapat disederhanakan menjadi

$$\frac{X_1}{Y} = \frac{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_2}\right)^2\right)}{\left(1 + \frac{k}{K} - \left(\frac{\Omega}{\omega_1}\right)^2\right)\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_2}\right)^2\right) - \frac{k}{K}} \quad \dots(2.3)$$

Berdasarkan persamaan (2.20), kondisi $X_1 \approx 0$ dipenuhi apabila

$$\Omega^2 = \omega_2^2 \quad \dots(2.4)$$

Amplitudo sistem peredam dinamik, X_2 adalah

$$X_2 = \frac{-KkY}{(K+k - M\Omega^2)(k - m\Omega^2) - k^2} \quad \dots(2.5)$$

Pada kondisi $X_1 = 0$ maka amplitudo sistem peredam dinamik, adalah

$$X_2 = -\frac{KY}{k} \quad \dots(2.6)$$

Gaya yang bekerja pada massa peredam dinamik adalah

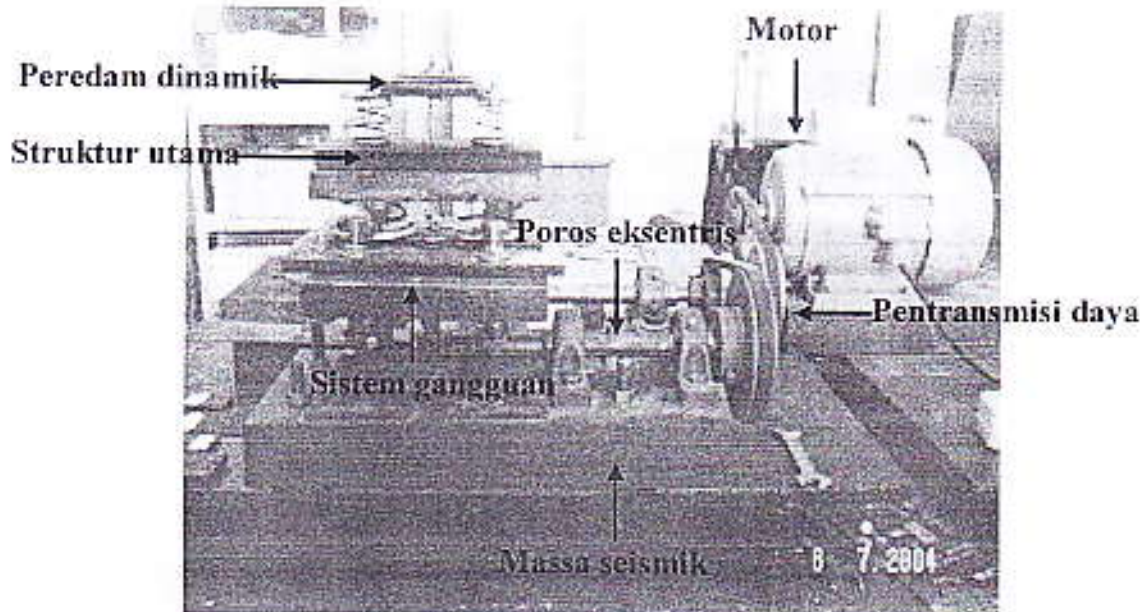
$$F_d = kX_2 = k \cdot -\frac{KY}{k} = -KY \quad \dots(2.7)$$

Besar gaya ini sama dengan gaya gangguan pada tumpuan yang bekerja pada struktur utama tapi dengan arah yang berlawanan.

3 PENGUJIAN PERDAM DINAMIK

3.1 Peralatan Uji

Peralatan uji ditampilkan pada Gambar 3.1. Bagian utama dari alat pada Gambar 3.1 adalah motor, penransmisi daya, poros eksentris, sistem gangguan, struktur utama, peredam dinamik, dan massa seismik. Osilasi sistem gangguan dihasilkan dari poros eksentris pada sistem transmisi yang dihubungkan ke sistem gangguan.



Gambar 3.1 Peralatan uji

3.2 Instrumen Pengukuran

Instrumen pengukuran yang dipakai dalam pengujian ini adalah akselerometer. Alat ini berfungsi untuk mengukur percepatan yang terjadi pada koordinat pengamatan. Akselerometer yang digunakan sebanyak dua jenis dengan spesifikasi masing-masingnya yaitu:

1. Delta Tron type 4507 Brüel & Kjær, nomor seri 224826, dengan sensitivitas 9.96 mV/ms^2 atau 97.7 mV/g .
2. Delta Tron type 4507 Brüel & Kjær, nomor seri 224830, dengan sensitivitas 10.24 mV/ms^2 atau 100.5 mV/g .

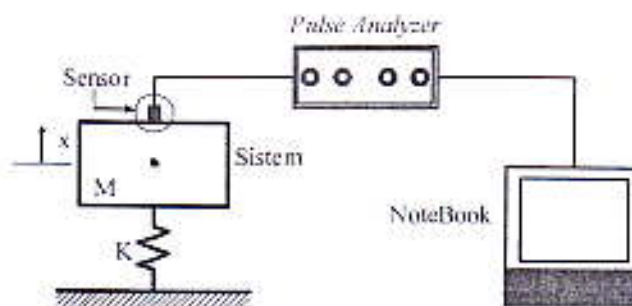
3.3 Instrumen Pencuplikan Data

Instrumen akuisisi dan pengolahan data yang digunakan adalah instrumen elektronik yang mampu mengolah dan menampilkan data getaran dalam fungsi waktu (*time domain*) dan fungsi frekuensi (*frequency domain*). Perangkat pencuplikan data ini yaitu:

1. *Pulse analyzer* tipe 3560 C Brüel & Kjær, sebagai perangkat pencuplikan digital dan pengolahan sinyal
2. NoteBook IBM ThinkPad Pentium II 400 MHz
3. Perangkat lunak MATLAB yang digunakan sebagai pengolah dan penyaji data.

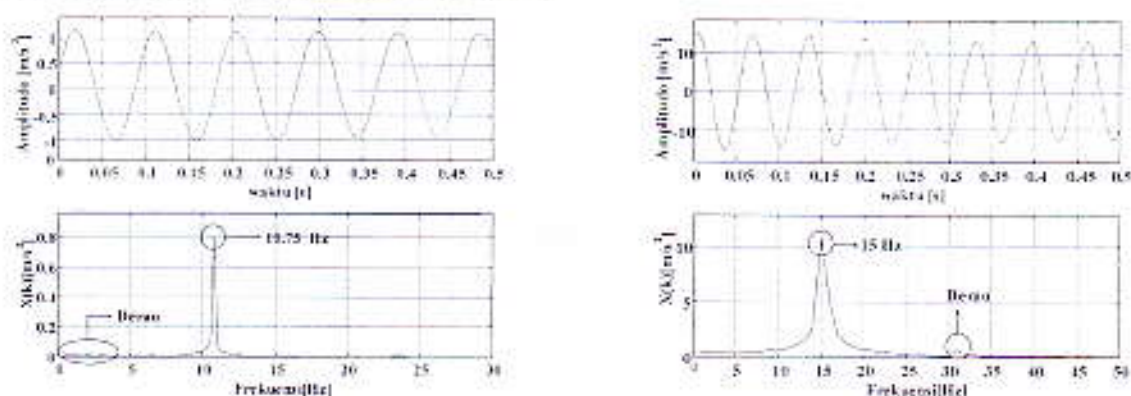
3.4 Pengukuran Frekuensi Pribadi Struktur Utama dan Peredam Dinamik

Skema pengujian ditampilkan pada Gambar 3.2



Gambar 3.2 Skema pengujian getaran bebas

Hasil pengujian ditampilkan pada Gambar 3.3



Gambar 3.3 Getaran bebas struktur utama dan peredam dinamik

Frekuensi pribadi struktur utama sistem peredam dinamik didapatkan dari sinyal fungsi frekuensi. Frekuensi pribadi struktur utama sebesar 10.75 Hz dan frekuensi pribadi peredam dinamik sebesar 15 Hz.

3.5 Kekakuan Struktur Utama dan Sistem Peredam Dinamik

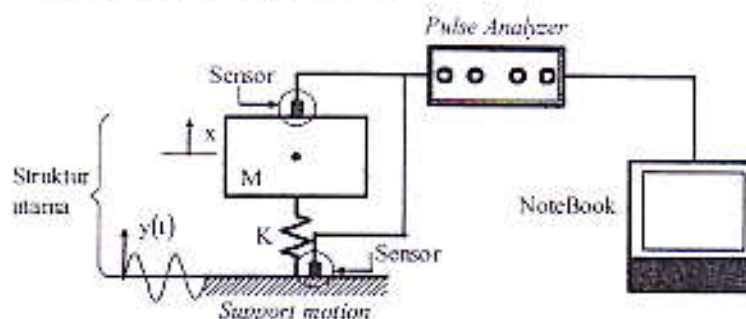
Kekakuan sistem diperoleh dari persamaan getaran bebas untuk sistem satu derajat kebebasan yaitu

$$k = \omega^2 m \quad \dots(3.1)$$

Jika frekuensi pribadi dari hasil pengujian pertama dimasukkan kedalam persamaan (3.1), maka diperoleh $K = 14121.115 \text{ N/m}$ dan $k = 4693.812 \text{ N/m}$, rasio kekakuan $Rk = 0.3324$.

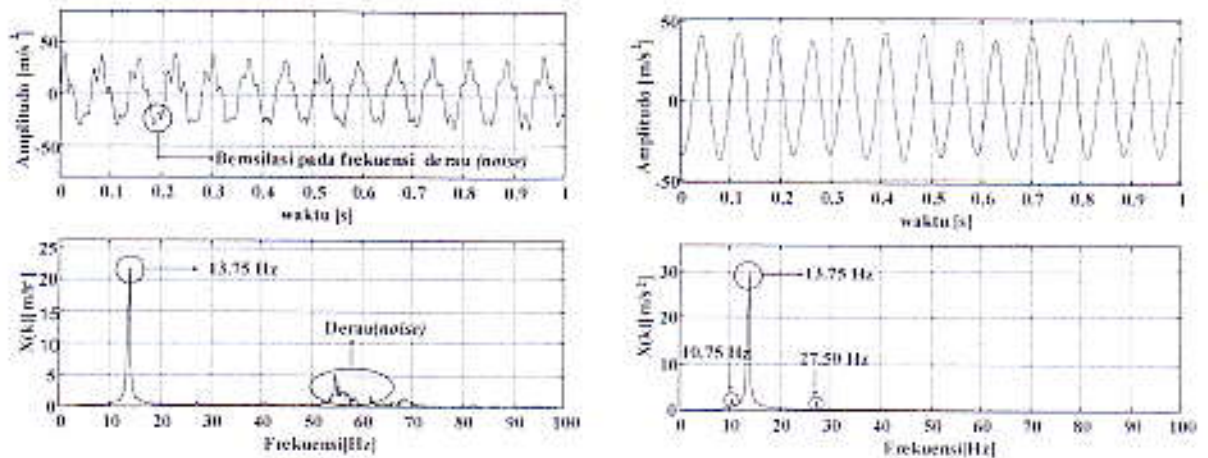
3.6 Pengujian Struktur Utama Tanpa Peredam Dinamik

Skema pengujian ditampilkan pada Gambar 3.4



Gambar 3.4 Skema pengujian struktur utama tanpa peredam dinamik

Hasil pengujian ditampilkan pada Gambar 3.5



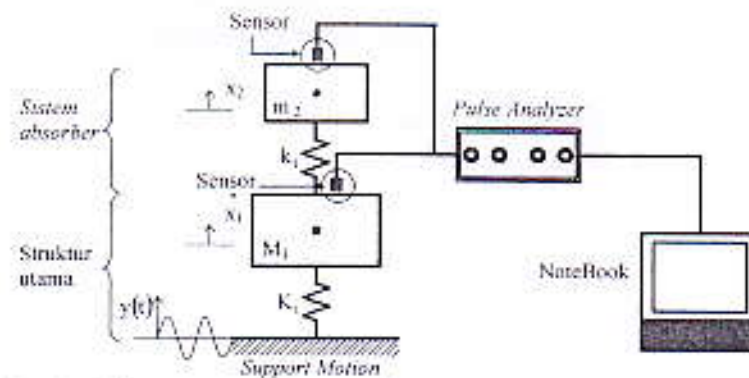
Gambar 3.5 Sinyal gangguan dan sinyal getaran pada struktur utama

Frekuensi osilasi gangguan yaitu 13.75 Hz dengan amplitudo 42.4189 m/s^2 , pada frekuensi 50–70 Hz muncul derau (*noise*). Amplitudo respon struktur utama 43.6861 m/s^2 , dan beresilasi pada frekuensi 13.75 Hz, 10.75 Hz dan 27.5 Hz.

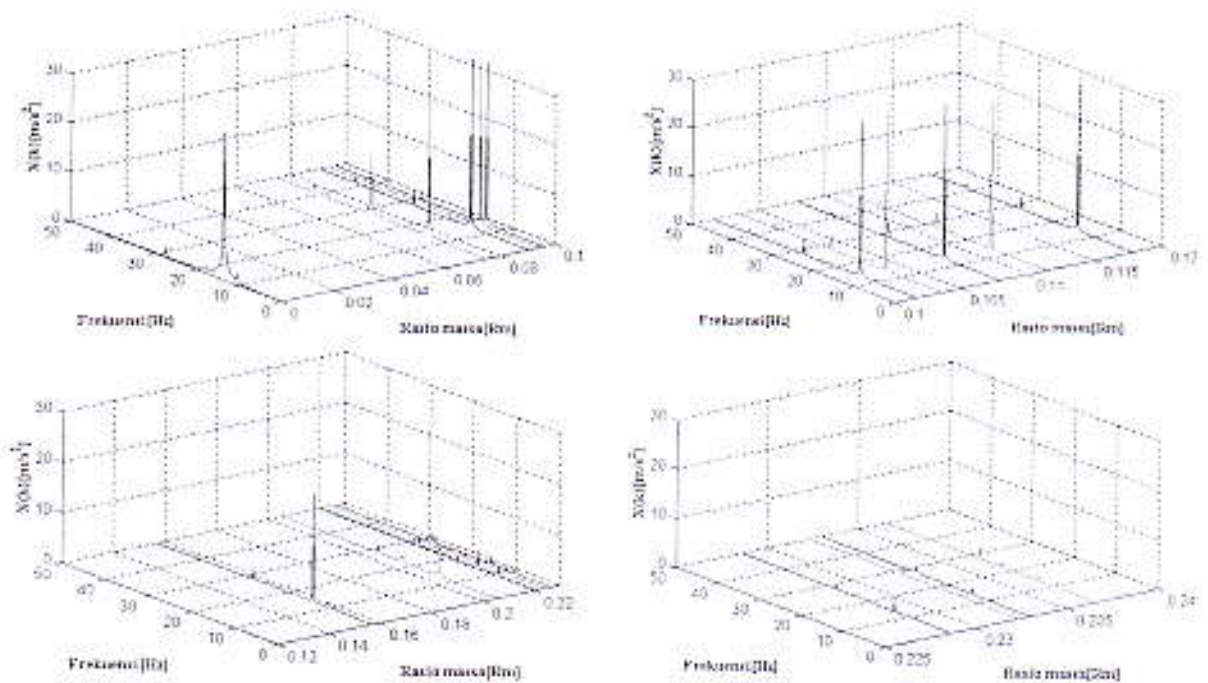
3.7 Pengujian Struktur Utama dengan Peredam dinamik

Skema pengujian ditampilkan pada Gambar 3.6

Pengujian dilakukan sebanyak 18 kali dan variasi dilakukan dengan mengubah massa sistem peredam dinamik. Sinyal hasil pengujian pada struktur utama ditampilkan pada Gambar 3.7



Gambar 3.6 Skema pengujian struktur utama dengan peredam dinamik



Gambar 3.7 Sinyal getaran pada struktur utama pada 18 variasi pengujian

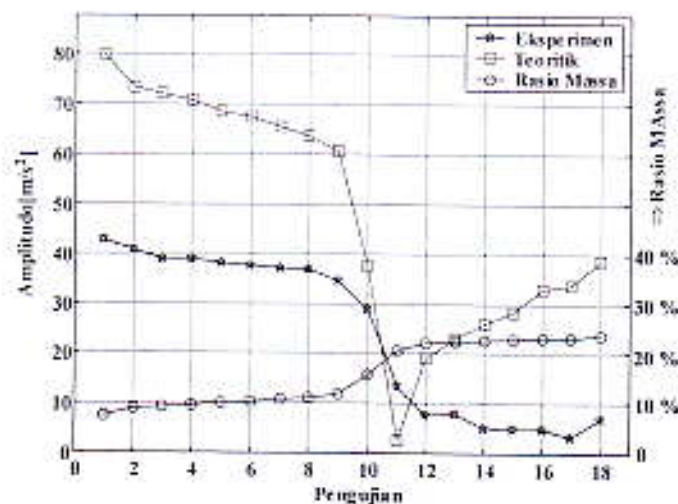
Dari hasil tersebut dapat dilihat terjadi perubahan respon struktur utama pada setiap variasi pengujian yang dilakukan.

4 HASIL DAN PEMBAHASAN

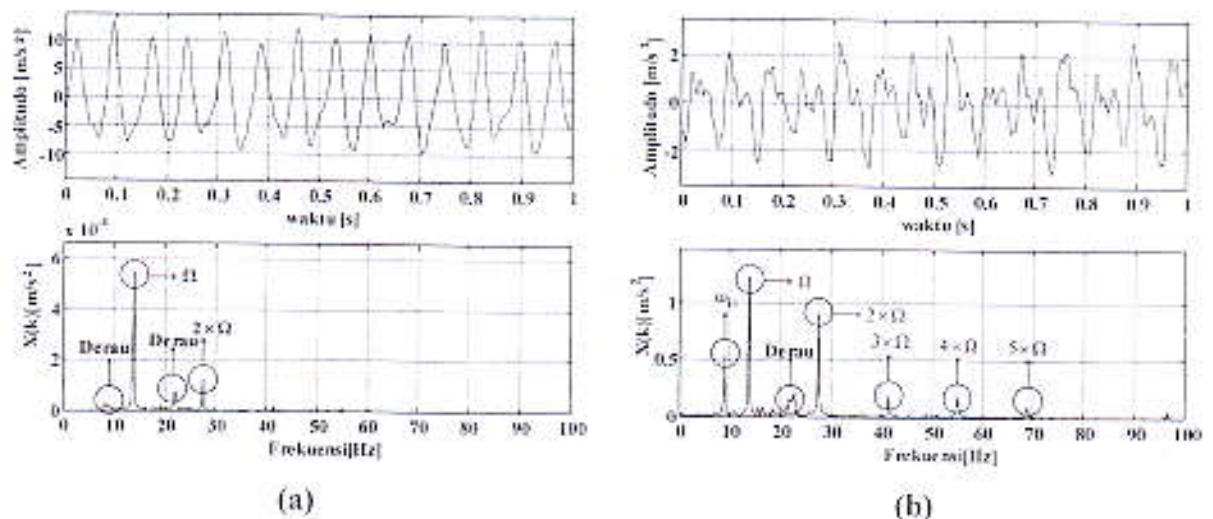
4.1 Analisis Hasil Pengujian

Pengurangan amplitudo respon struktur utama pada setiap pengujian ditampilkan dalam bentuk grafik hubungan amplitudo respon dengan rasio massa. Grafik tersebut ditampilkan pada Gambar 4.1

Dari Gambar 4.1 dapat dilihat bahwa dari hasil perhitungan eksak (teori) desain optimal peredam dinamik, dengan indikator amplitudo respon struktur utama yang paling minimum yaitu pada pengujian ke-11, sedangkan dari hasil pengujian desain optimal diperoleh pada pengujian ke-17. Sinyal getaran pada kedua tahap pengujian itu diperlihatkan pada Gambar 4.2



Gambar 4.1 Perubahan amplitudo struktur utama



Gambar 4.2 Sinyal getaran pada rasio pengujian ke-11 (a), dan ke-17 (b)

Dari Gambar 4.2a dapat dilihat bahwa respon struktur utama pada pengujian ke-11 dominan pada frekuensi gangguan, dan Sinyal lain muncul pada frekuensi $1.6 \times \Omega$ dan $0.66 \times \Omega$ yang merupakan derau serta pada $2 \times \Omega$ dengan perbandingan amplitudo 8 : 1 : 2. Jadi frekuensi pribadi sistem (ω_{11}, ω_{22}) atau frekuensi pribadi struktur utama (ω_1) tidak dominan. Sedangkan pada pengujian ke-17 yaitu pada Gambar 4.2b terlihat respon struktur utama muncul pada beberapa frekuensi yang sama-sama dominan. Salah satu frekuensi tersebut adalah frekuensi pribadi sistem pada modulus pertama. Pada kondisi di lapangan sistem peredam dinamik dapat digunakan pada struktur, dengan syarat frekuensi pribadi sistem yang muncul pada respon struktur utama tidak dominan atau mempunyai amplitudo yang lebih kecil // . Jadi peredam dinamik tidak dapat didesain pada kondisi pengujian ke-17, tapi pada kondisi pengujian ke-11. Kondisi desain optimal hasil pengujian adalah sebagai berikut:

1. Frekuensi pribadi sistem peredam dinamik pada kondisi optimal adalah 13.57 Hz, secara teoritik seharusnya adalah 13.75 Hz. Error hasil pengujian dan teoritik yaitu 1.33 %.
2. Amplitudo respon struktur utama pada desain optimal adalah 13.4346 m/s^2 , teoritiknya adalah 2.5919 m/s^2 . Selisih hasil pengujian dan teoritik yaitu 11.0234 m/s^2 .
3. Gaya yang diberikan sistem peredam dinamik pada struktur utama adalah 50.939 N dan teoritiknya adalah 125.381 N . Selisih hasil pengujian dan teoritik yaitu 74.442 N.

Ada beberapa faktor yang menyebabkan terjadi perbedaan hasil pengujian dan teoritik yaitu:

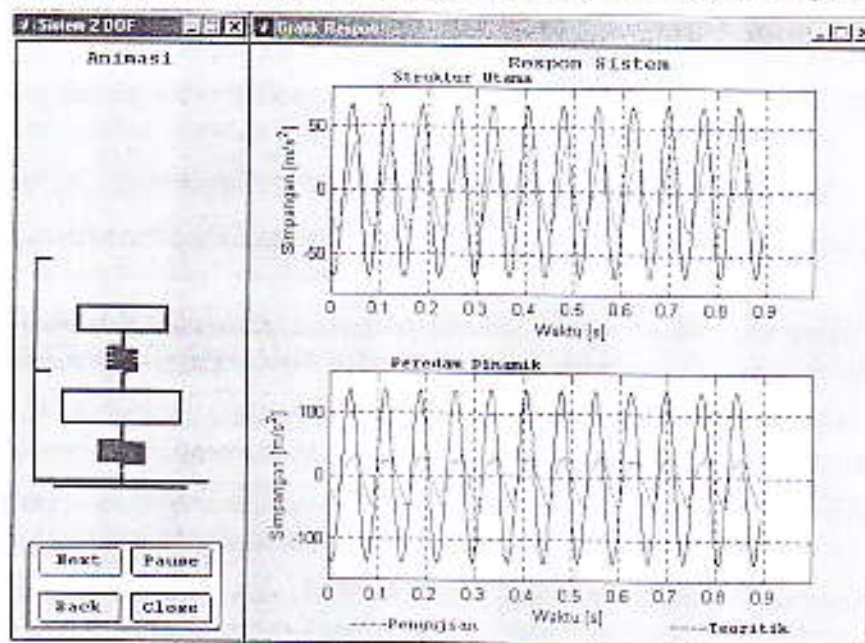
1. Terjadinya kopel pada sistem uji yang tidak diperhitungkan dalam perhitungan teoritis. Dampaknya terhadap hasil pengujian yaitu tidak tercapainya kondisi minimum amplitudo respon struktur utama setelah ditambah peredam dinamik.
2. Adanya redaman struktural pada sistem yang diuji, di mana dalam perhitungan teoritis variabel ini diabaikan. Dampaknya pada struktur yang diuji yaitu: pertama Amplitudo struktur utama tanpa peredam dinamik hasil pengujian lebih kecil dibandingkan teoritik. Kedua, amplitudo respon pada setiap kenaikan rasio massa dari pengujian lebih kecil dari teori kecuali pada kondisi desain optimum peredam dinamik. Ketiga, amplitudo respon sistem peredam dinamik hasil pengujian lebih kecil dibandingkan perhitungan teoritik kecuali pada pengujian pertama. Keempat, gaya yang diberikan sistem peredam dinamik terhadap struktur utama pada hasil pengujian lebih kecil dari teoritik.
3. Pengaruh peralatan bantu yang dipasang pada sistem, seperti baut dan massa akselerometer. Dampaknya pada hasil pengujian yaitu pada kondisi desain optimal

peredam dinamik frekuensi pribadi sistem peredam dinamik tidak sama dengan frekuensi gangguan walaupun error yang terjadi kecil yaitu $\epsilon = 1.33\%$.

4. Konstruksi sistem gangguan. Dampaknya terhadap hasil pengujian yaitu mempengaruhi respon sistem secara keseluruhan, karena dengan keterbatasan sistem gangguan menghasilkan derau. Akibatnya sistem gangguan bergetar pada frekuensi osilasi lebih dari satu. Sedangkan pada pendekatan teoritik yang dilakukan, gangguan beresilasi pada frekuensi tunggal.

4.2 Simulasi Hasil Pengujian

Simulasi getaran sistem yang diuji dibuat dengan memanfaatkan perangkat lunak MATLAB. Tujuan pembuatan simulasi ini adalah untuk mengetahui getaran yang terjadi pada sistem yang diuji. Contoh tampilan simulasi getaran sistem yang diuji ditampilkan pada gambar 4.3



Gambar 4.3 Simulasi getaran sistem uji

Dari simulasi yang dibuat dapat dilihat bahwa respon struktur utama dan peredam dinamik hasil pengujian dapat didekati secara teoritis. Yang berbeda adalah amplitudo respon, di mana amplitudo respon pengujian lebih kecil dari teoritis. Ini dipengaruhi oleh redaman struktural sistem uji.

5 KESIMPULAN

Berdasarkan analisis hasil pengujian efektivitas peredam dinamik pada struktur yang dikenai gangguan simpangan pada tumpuan, diperoleh beberapa kesimpulan yaitu:

1. Peredam dinamik bekerja dengan cara melawan gaya gangguan yang bekerja pada struktur utama.
2. Peredam dinamik dapat digunakan untuk mereduksi amplitudo respon struktur yang mengalami gangguan simpangan pada tumpuan. Di mana pada struktur yang diuji amplitudo respon dapat dikurangi dari 43.6861 m/s^2 menjadi 13.4346 m/s^2 .
3. Pada struktur yang diuji diperoleh desain optimal peredam dinamik pada rasio massa 0.20557 dan rasio kekakuan 0.3279 . Hasil ini sama dengan desain optimal teoritis.

4. Pada desain optimal, struktur utama tidak beresilasi pada frekuensi pribadinya atau pada frekuensi pribadi sistem modus pertama dan kedua.
5. Desain optimal didapatkan pada frekuensi pribadi sistem peredam dinamik 13.57 Hz. Teoritiknya desain optimal dicapai pada saat frekuensi pribadi sistem peredam dinamik sama dengan frekuensi gangguan yaitu 13.75 Hz. Error hasil pengujian adalah 1.33 %.

Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Lembaga Penelitian Unand yang telah membiayai penelitian ini dari dana DIK dan DIKS Unand 2004 sehingga penelitian ini dapat terlaksana.

DAFTAR PUSTAKA

- /1/ **Bur, M.**, Diktat Kuliah Getaran Mekanik, Lab. Dinamika Struktur Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas, Padang, 1997.
- /2/ **Campbell, C.**, Automobile Suspension, Chapman and Hall Ltd, London, 1981.
- /3/ **Chapra, Steven C. ; Canale, Raymond P.**, Numerical Methods for Engineers, 3th edition, McGraw-Hill, New York, 1998.
- /4/ **Dimarogonas, Andrew D. ; Haddad, Sam.**, Vibration for Engineers, Prentice-Hall International, Inc, Englewood Cliffs, New Jersey, 1992.
- /5/ **Ewins, D. J.** Modal Testing : Teory, Practice and Aplication, 2th edition, Research Studies Press LTD, Baldock, Heartfordshire, England, 2000.
- /6/ **Srinivasan, P.**, Mechanical Vibration Analysis, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited., New Delhi, 1982.
- /7/ **Stearns, Samuel D. ; David, Ruth A.**, Signal Processing Algorithmas In Matlab, International edition, Prentice Hall Inc, New Jersey, 1996.
- /8/ **Thomson, William.T.**, Theory of Vibration With Application, Prentice-Hall, Inc, 4th edition, New Jersey, 1993.