

# METODE SEDERHANA UNTUK MENGETAHUI KARAKTERISTIK DINAMIK MODEL STRUKTUR PADA SKALA LABORATORIUM

Oleh :

**Asmara Yanto**

Dosen Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Padang  
Email: asmarayanto@gmail.com

---

## **Abstrak**

Informasi karakteristik dinamik struktur atau parameter modal diperoleh dengan prosedur modal (theoretical modal analysis atau TMA, experimental modal analysis atau EMA dan operational modal analysis atau OMA). Pada penelitian ini dilakukan suatu cara sederhana yang dapat mendeskripsikan TMA dan EMA terhadap model sistem getaran struktur. Tujuan penelitian ini adalah menentukan salah satu karakteristik dinamik struktur berupa frekuensi pribadi secara teoritis dan eksperimental terhadap sebuah model sistem getaran struktur, yang mana sistem ini tereksitasi oleh gaya dinamik dari ketidakseimbangan massa yang berfrekuensi sebesar frekuensi putaran motor pada sistem. Sistem yang dirancang terdiri dari 3 (tiga) buah massa yaitu massa pada bagian struktur bawah (Massa-1), massa pada bagian struktur tengah (Massa-2) dan massa pada bagian struktur atas (Massa-3). Massa-1 dengan Massa-2 dihubungkan oleh 4 (empat) buah batang penghubung. Begitupun halnya Massa-2 dengan Massa-3. Khusus Massa-1 ditumpu dengan 4 (empat) buah bantalan dan dikondisikan hanya dapat bergetar secara horizontal (searah sumbu-x). Getaran Massa-1 ini dibatasi oleh 2 (dua) buah pegas yang masing-masingnya menghubungkan Massa-1 dengan tumpuan sebelah kanan dan kiri. Pada struktur ini ditempatkan sebuah motor yang dikondisikan mempunyai sistem dengan massa tak seimbang (disk dengan unbalance mass) dengan 3 (tiga) variasi penempatan motor, yaitu penempatan pada Massa-1, Massa-2 dan Massa-3. Penentuan harga frekuensi pribadi secara teoritis dari alat uji model sistem getaran struktur menggunakan metode simulasi numerik dengan perangkat lunak MATLAB. Secara eksperimen, harga frekuensi pribadi ditentukan dengan melakukan pengujian struktur. Pada pengujian ini, putaran motor dikontrol dari putaran  $\pm 100$  RPM hingga  $\pm 1800$  RPM. Dari simulasi numerik dan eksperimen yang telah dilakukan diperoleh 3 (tiga) buah frekuensi pribadi sistem untuk masing-masing variasi penempatan sistem motor pada sistem. Jika hasil simulasi numerik dibandingkan terhadap eksperimen diperoleh kesalahan yang berkisar antara 4% hingga 18%. Perbedaan hasil simulasi numerik terhadap eksperimen disebabkan karena pada simulasi numerik tidak memperhitungkan gaya gesekan bantalan yang menumpu struktur terhadap tumpuan sistem.

**Kata kunci:** Karakteristik dinamik struktur, model sistem getaran struktur, frekuensi pribadi, simulasi numerik, eksperimen

---

## **PENDAHULUAN**

Hingga saat ini, permasalahan pada sistem dinamik khususnya getaran dapat ditemui pada hampir semua sistem yang berhubungan dengan disiplin ilmu teknik. Contohnya pada sistem yang berhubungan dengan disiplin ilmu teknik elektro, getaran dapat terjadi pada *printed circuit board (PCB)* meskipun dalam

skala yang relatif cukup kecil. Terjadinya getaran dengan skala yang relatif sedang pada sistem yang berhubungan dengan disiplin ilmu teknik mesin dapat ditemui pada mesin-mesin industri maupun kendaraan. Pada struktur bangunan maupun jembatan yang merupakan sistem yang berhubungan dengan disiplin ilmu teknik sipil dapat terjadi dan dijumpai getaran dalam skala yang relatif

lebih besar (Koike dan Murata, 1994; Mostaghel dan Davis, 1997).

Apabila getaran yang terjadi pada sistem merupakan getaran dalam batas normal berdasarkan standar yang ada (seperti menurut standar VDI2056, ISO2372, dan BS4675), maka getaran tersebut tidak menimbulkan efek yang serius baik terhadap sistem maupun lingkungannya. Akan tetapi, jika getaran yang terjadi adalah getaran yang memiliki energi yang cukup besar, maka getaran tersebut dapat menimbulkan efek berupa kerusakan atau kegagalan baik pada sistem maupun pada struktur yang menyokongnya (Zhou dan Lu, 1998).

Pada mesin-mesin industri atau kendaraan, getaran dapat berasal dari berbagai sumber seperti adanya cacat-cacat pada bantalan (*bearing faults*), adanya ketidakseimbangan massa (*imbalance*) pada sistem yang berotasi, adanya ketidaklurusan (*misalignment*) antara sumbu poros penggerak dengan sumbu poros yang digerakkan, adanya kelonggaran-kelonggaran (*looseness*) pada komponen-komponen mesin yang berpasangan, adanya ketidakstabilan aliran (*flow instability*) dan kondisi-kondisi operasi (*operating conditions*) yang disebabkan adanya aliran turbulen dan media takseimbang seperti pada pompa, kipas, dan kompresor, maupun karena adanya gaya-gaya dan gerakan mekanis lainnya (Mobley, 1999; Mobius Institute, 2005).

Lain halnya pada struktur bangunan, umumnya getaran struktur ini ditimbulkan oleh gaya dinamik yang bersumber dari gempa atau angin (Beyer dkk., 2011). Jika dalam kondisi tertentu frekuensi gaya dinamik yang terkandung pada gempa atau angin berada di sekitar frekuensi pribadi utama struktur, maka muncul suatu peristiwa atau fenomena yang disebut dengan resonansi. Pada kondisi ini, struktur akan bergetar dengan amplitudo getaran yang semakin lama akan semakin membesar. Hal ini dapat menyebabkan adanya kerusakan atau kegagalan pada struktur maupun pondasinya (Bur dkk., 2012; Son dan Bur, 2012).

Penelitian-penelitian yang membahas getaran struktur lebih banyak diarahkan pada identifikasi struktur yaitu suatu teknik yang dipakai untuk memperoleh informasi tentang karakteristik dinamik struktur atau parameter modal (Adriyan dkk., 2012; Gera dan Paul,

2011; Tamura, dkk, 2002; Ueng, dkk, 2000) dan metode/teknik untuk mengisolasi getaran struktur (Bur dkk., 2012; Son dan Bur, 2012; Son dkk., 2011; Almazan dan De La Llera, 1998; Thomson, 1998; Den Hartog, 1985).

Pada penelitian-penelitian identifikasi struktur, informasi karakteristik dinamik struktur atau parameter modal diperoleh dengan prosedur modal (*theoretical modal analysis* atau *TMA*, *experimental modal analysis* atau *EMA* dan *operational modal analysis* atau *OMA*) (Schwarz dan Richardson, 1999). Sedangkan pada penelitian-penelitian tentang metode/teknik mengisolasi getaran banyak yang membahas peredam dinamik (*dynamic absorber*) dan isolator getaran.

Pada penelitian ini dilakukan suatu cara sederhana yang dapat mendeskripsikan *TMA* dan *EMA* terhadap model sistem getaran struktur. Di sini, struktur dimodelkan sebagai penyokong atau tempat peletakkan suatu motor. Motor ini dikondisikan menggerakkan suatu piringan dengan massa tak seimbang (*disk* dengan *unbalance mass*) yang menjadi sumber eksitasi pada sistem. Di sini dilakukan simulasi numerik dan pengujian terhadap model sistem getaran struktur dengan eksitasi yang berfrekuensi tertentu. Frekuensi eksitasi diatur dengan mengendalikan putaran motor yang memutar piringan yang bermassa tak seimbang.

## METODE PENELITIAN

### Analisis Teoritis Alat Uji Model Getaran Struktur

Alat uji model getaran struktur merupakan model *single-bay* yang terdiri dari tiga buah massa. Pada penelitian ini, dibuat tiga buah model berdasarkan penempatan posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* seperti yang diperlihatkan pada Gambar 1. Pada Gambar 1(a), posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-1, pada Gambar 1(b), posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-2 dan pada Gambar 1(c), posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-3.

Data Massa-1, Massa-2 dan Massa-3 dapat dilihat pada Tabel 1. Data batang penghubung

dapat dilihat pada Tabel 2. Data pegas yang membatasi getaran Massa-1 yang masing-masing menghubungkan Massa-1 dengan tumpuan sebelah kanan dan kiri dapat dilihat pada Gambar 2.

Tabel 1. Data Massa-1, Massa-2 dan Massa-3

Massa-1 atau $m_1$	4.4 kg
Massa-2 atau $m_2$	3.3 kg
Massa-3 atau $m_3$	3.6 kg

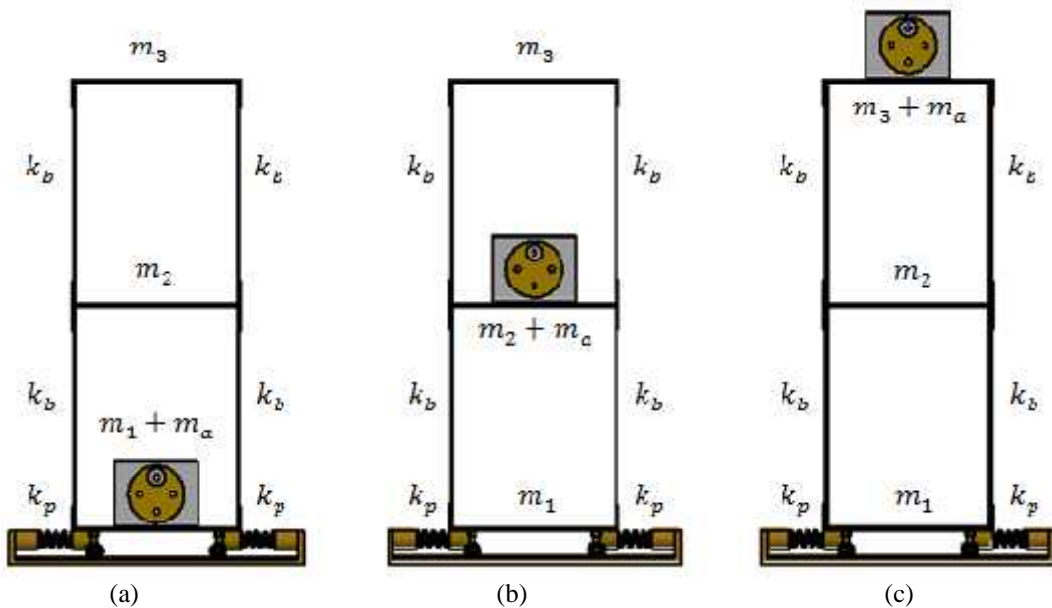
Tabel 2. Data batang penghubung

Modulus elastisitas, $E$	196 GPa
Lebar, $b$	20 mm
Tebal, $h$	3 mm
Panjang, $L$	390 mm

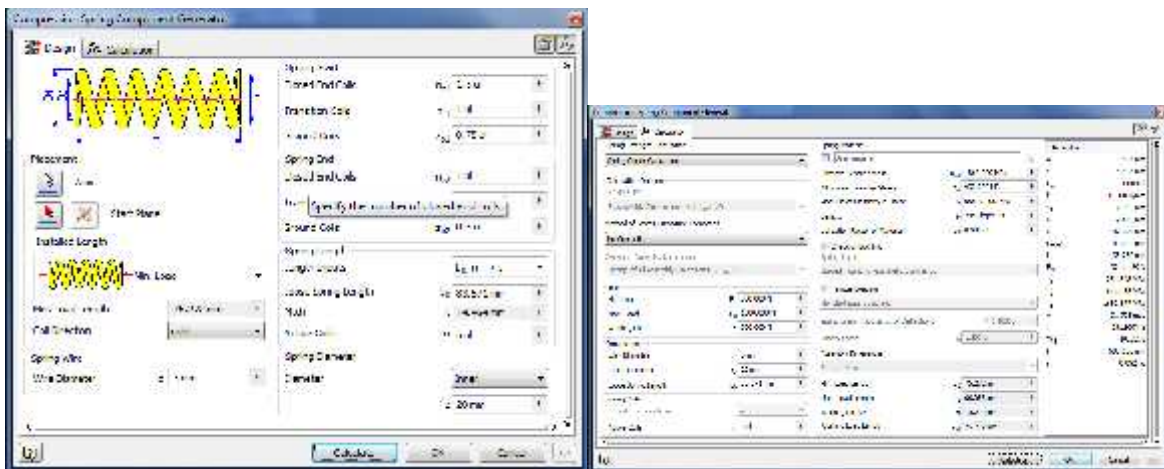
Dua buah batang penghubung yang menghubungkan Massa-1 dengan Massa-2 pada bagian sebelah kiri mempunyai koefisien kekakuan atau konstanta pegas sebesar

$$k_b = 2 \frac{Ebh^3}{L^3} \quad \dots (1)$$

Harga  $k_b$  ini juga berlaku untuk dua buah batang penghubung yang menghubungkan Massa-1 dengan Massa-2 pada bagian sebelah kanan. Begitu pula untuk dua buah batang penghubung yang menghubungkan Massa-2 dengan Massa-3 pada bagian sebelah kiri maupun sebelah kanan.



Gambar 1. Tiga model alat uji getaran struktur berdasarkan penempatan posisi motor yang memutar disk dengan unbalance mass



Gambar 2. Data dan penentuan konstanta pegas yang dapat diperoleh dengan bantuan perangkat lunak Autodesk Inventor

Harga konstanta pegas,  $k_p$ , pada model alat

uji getaran struktur diperoleh dengan bantuan

perangkat lunak *Autodesk Inventor*. Harga,  $k_p$  yang diperoleh adalah sebesar

$$k_p = 68.5 \text{ N/mm} \quad \dots (2)$$

Analisis teoritis alat uji model getaran struktur pada penelitian ini dilakukan dengan bantuan bahasa pemrograman MATLAB.

### Pengujian Alat Uji Model Getaran Struktur

Salah satu model dan bentuk alat uji model getaran struktur dengan sistem motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-3 dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Model dan bentuk alat uji model getaran struktur dengan sistem motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-3

Pengujian alat uji model getaran struktur dilaksanakan di Laboratorium Konstruksi Mesin Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Padang.

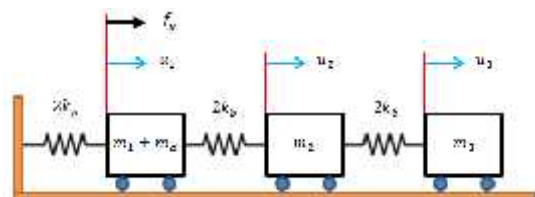
Pengujian dilakukan dengan mengatur putaran motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass*. Pengaturan putaran dilakukan dengan mengatur skala putaran pada alat pengontrol putaran. Putaran motor diukur dengan *tachometer*.

Prosedur pengujian alat uji model getaran struktur dapat dilihat pada diagram alir sebagaimana yang diperlihatkan oleh Gambar 4.

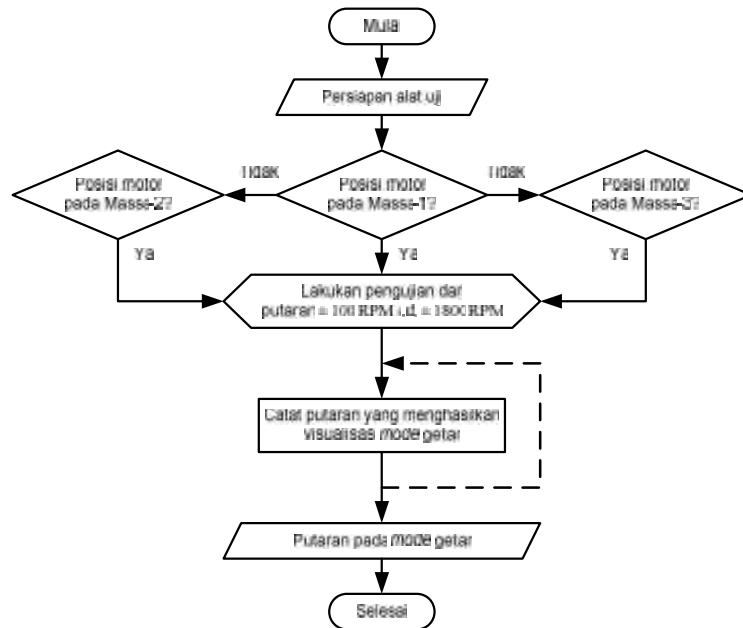
### HASIL DAN PEMBAHASAN

- Analisis teoritis alat uji model getaran struktur dengan posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-1

Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(a) dengan gaya eksitasi  $f_u$  dapat dilihat pada Gambar 5.



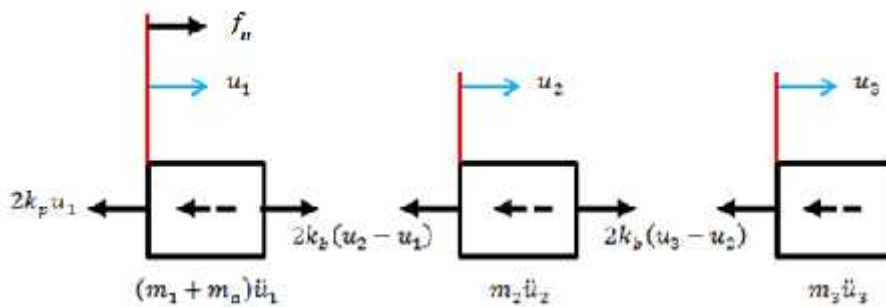
Gambar 5. Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(a)



Gambar 4. Prosedur pengujian alat uji model getaran stuktur

Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 5 diperlihatkan oleh Gambar 6. Koordinat perpindahan untuk Massa-1 yang ditempati sistem motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* dinotasikan dengan

$u_1$ , koordinat perpindahan untuk Massa-2 dinotasikan dengan  $u_2$  dan koordinat perpindahan untuk Massa-3 dinotasikan dengan  $u_3$ .



Gambar 6. Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 5

Persamaan diferensial gerak (*Differential Equations of Motion* atau *DEM*) sistem untuk

diagram benda bebas pada Gambar 6 dapat ditulis dalam bentuk

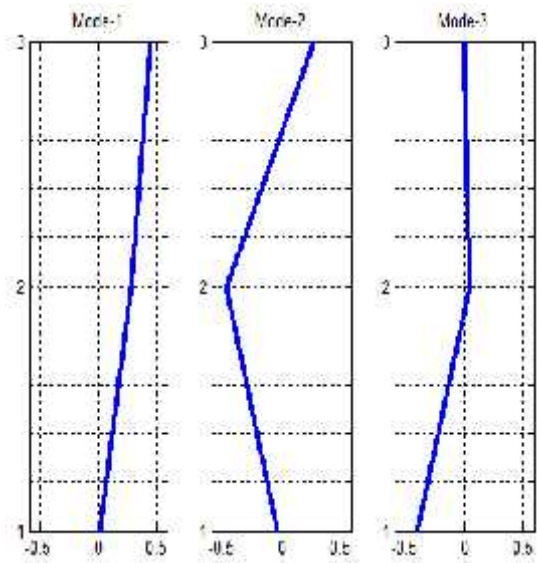
$$\begin{aligned}
 (m_1 + m_a)\ddot{u}_1 + 2k_p u_1 - 2k_b(u_2 - u_1) &= f_u \\
 m_2\ddot{u}_2 + 2k_b(u_2 - u_1) - 2k_b(u_3 - u_2) &= 0 \\
 m_3\ddot{u}_3 + 2k_b(u_3 - u_2) &= 0
 \end{aligned}
 \quad \dots (3)$$

Dalam bentuk matriks, Persamaan (3) dapat dituliskan kembali dengan

$$\begin{bmatrix} m_1 + m_a & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_p + 2k_b & -2k_b & 0 \\ -2k_b & 4k_b & -2k_b \\ 0 & -2k_b & 2k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_u \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \dots (4)$$

Untuk menentukan *eigen value* dan *eigen vektor* (*eigenproblem*) pada Persamaan (4) digunakan perangkat lunak *MATLAB*.

Hasil eksekusi program untuk solusi *eigenproblem* model (frekuensi pribadi,  $f_n$  <Hz>, atau  $n$  <RPM>) pada Gambar 5 dapat dilihat pada Tabel 3 dan bentuk modus (*mode*) getarnya dapat dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Modus (*mode*) getar untuk model pada Gambar 1(a)

Table 3. Hasil analisis teoritis untuk model pada Gambar 5

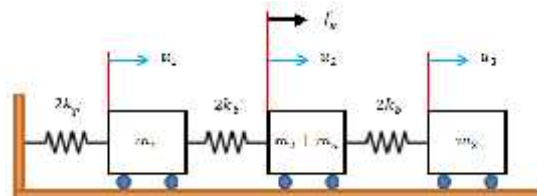
Frekuensi pribadi sistem		Modus getar sistem		
$f_n$ <Hz>	$n$ <RPM>	Arah $u$ Massa-1	Arah $u$ Massa-2	Arah $u$ Massa-3
4.3480	260.8822	+ 0.0144	+ 0.2820	+ 0.4522
11.7276	703.6557	- 0.0304	- 0.4705	+ 0.2706
24.3356	1460.1367	- 0.4002	+ 0.0459	- 0.0043

▪ **Analisis teoritis alat uji model getaran struktur dengan posisi motor yang memutar disk dengan unbalance mass ditempatkan pada Massa-2**

Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(b) dapat dilihat pada Gambar 8.

Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 8 diperlihatkan oleh Gambar 9.

*DEM* sistem untuk diagram benda bebas pada Gambar 9 dapat ditulis dalam bentuk Persamaan 5.



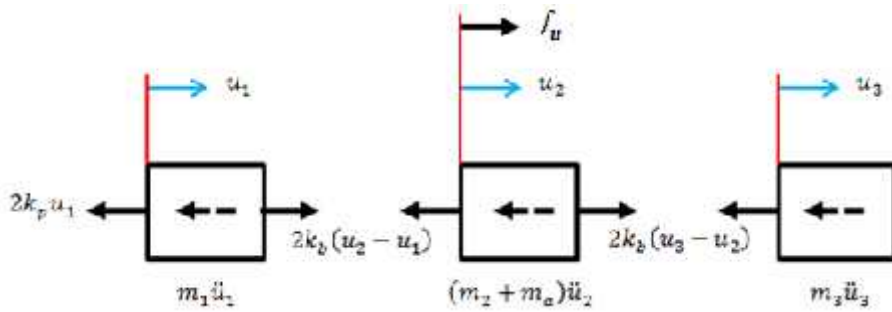
Gambar 8. Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(b)

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{u}_1 + 2k_p u_1 - 2k_b(u_2 - u_1) &= 0 \\
 (m_2 + m_a) \ddot{u}_2 + 2k_b(u_2 - u_1) - 2k_b(u_3 - u_2) &= f_u \quad \dots (5) \\
 m_3 \ddot{u}_3 + 2k_b(u_3 - u_2) &= 0
 \end{aligned}$$

Dalam bentuk matriks, Persamaan (5) dapat dituliskan kembali dengan

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 + m_a & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_p + 2k_b & -2k_b & 0 \\ -2k_b & 4k_b & -2k_b \\ 0 & -2k_b & 2k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ f_u \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \dots (6)$$





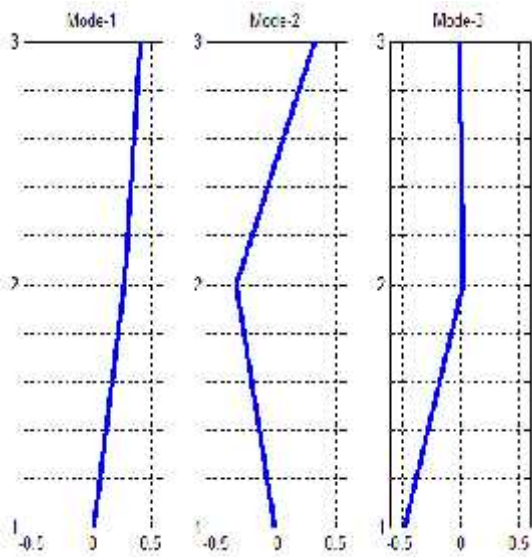
Gambar 9. Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 8

Hasil eksekusi program untuk solusi *eigenproblem* model pada Gambar 8 dapat dilihat pada Tabel 4 dan bentuk modus

(*mode*) getarnya dapat dilihat pada Gambar 10.

Table 4. Hasil analisis teoritis untuk model pada Gambar 8

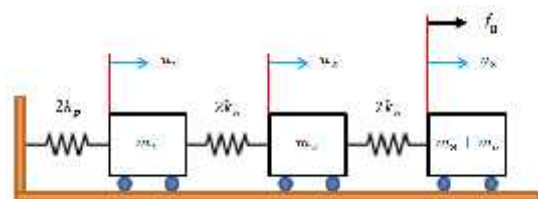
Frekuensi pribadi sistem		Modus getar sistem		
$f_n$ <Hz>	$n$ <RPM>	Arah $u$ Massa-1	Arah $u$ Massa-2	Arah $u$ Massa-3
4.0529	243.1767	+ 0.0140	+ 0.2767	+ 0.4112
10.1375	608.2508	- 0.0195	- 0.3450	+ 0.3297
28.8392	1730.3542	- 0.4761	+ 0.0223	- 0.0014



Gambar 10. Modus (*mode*) getar untuk model pada Gambar 1(b)

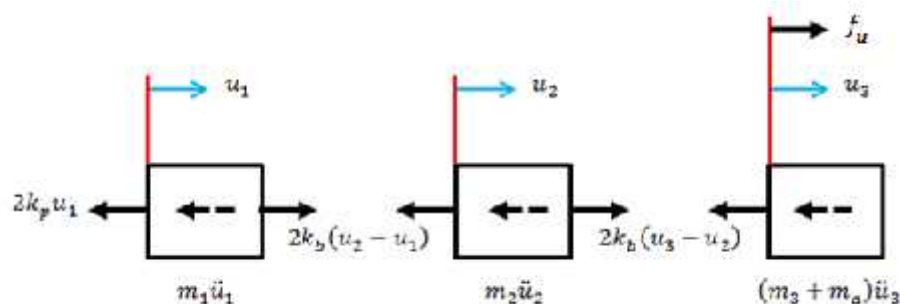
- Analisis teoritis alat uji model getaran struktur dengan posisi motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* ditempatkan pada Massa-3

Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(c) dapat dilihat pada Gambar 11.



Gambar 11. Model *multimass-spring* yang ekuivalen untuk model pada Gambar 1(c)

Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 11 diperlihatkan oleh Gambar 12.



Gambar 12. Diagram benda bebas model sistem pada Gambar 11

DEM sistem untuk diagram benda bebas pada Gambar 12 dapat ditulis dalam bentuk

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{u}_1 + 2k_p u_1 - 2k_b (u_2 - u_1) &= 0 \\
 m_2 \ddot{u}_2 + 2k_b (u_2 - u_1) - 2k_b (u_3 - u_2) &= 0 \\
 (m_3 + m_a) \ddot{u}_3 + 2k_b (u_3 - u_2) &= f_u
 \end{aligned} \quad \dots (7)$$

Dalam bentuk matriks, Persamaan (7) dapat dituliskan kembali dengan

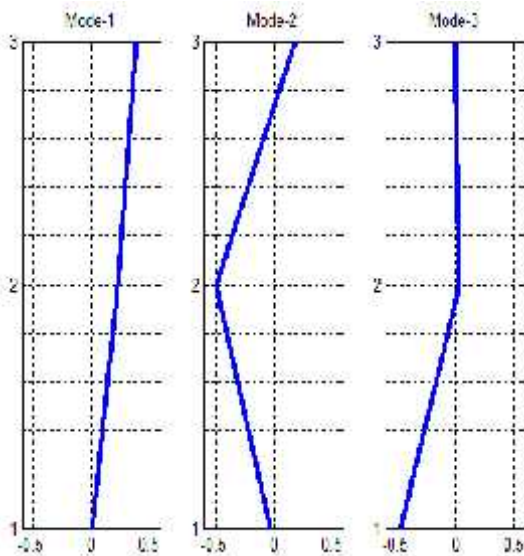
$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 + m_a \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_1 \\ \ddot{u}_2 \\ \ddot{u}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_p + 2k_b & -2k_b & 0 \\ -2k_b & 4k_b & -2k_b \\ 0 & -2k_b & 2k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ f_u \end{Bmatrix} \quad \dots (8)$$

Hasil eksekusi program untuk solusi *eigenproblem* model pada Gambar 11 dapat dilihat pada Tabel 5 dan bentuk modus

(*mode*) getarnya dapat dilihat pada Gambar 13.

Tabel 5. Hasil analisis teoritis untuk model pada Gambar 11

Frekuensi pribadi sistem		Modus getar sistem		
$f_n$ <Hz>	$n$ <RPM>	Arah $u$ Massa-1	Arah $u$ Massa-2	Arah $u$ Massa-3
3.7103	222.6196	+ 0.0116	+ 0.2301	+ 0.3908
11.2320	673.9229	- 0.0291	- 0.4988	+ 0.1802
28.8601	1731.6037	- 0.4757	+ 0.0361	- 0.0015



Gambar 13. Modus (*mode*) getar untuk model pada Gambar 1(c)

▪ **Pengujian Alat Uji Model Getaran Struktur**

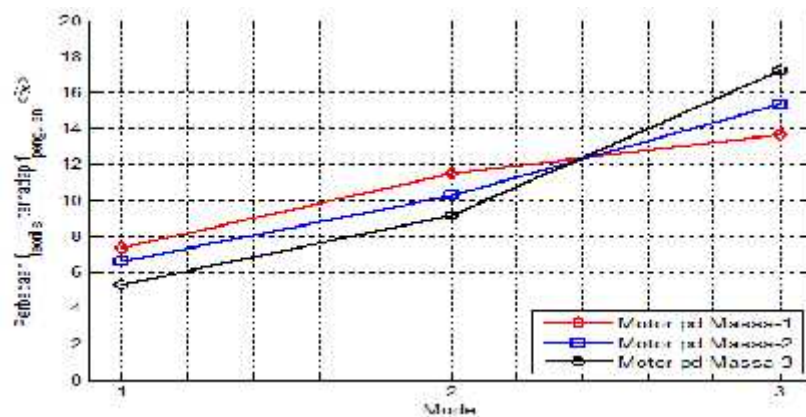
Dari pengujian *mode* getar alat uji model getaran stuktur diperoleh harga putaran yang

dapat memvisualisasikan ketiga buah *mode* getar pada masing-masing model getaran stuktur untuk setiap penempatan posisi sistem motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* sebagaimana yang diperlihatkan pada Tabel 6. Dari perbandingan hasil pengujian terhadap hasil analisis teoritis terdapat perbedaan antara harga frekuensi pribadi yang diperoleh. Jika hasil analisis teoritis dibandingkan dengan pengujian diperoleh kesalahan yang berkisar antara 4% hingga 18%. Besarnya perbedaan ini dapat dilihat pada Gambar 14. Perbedaan ini disebabkan karena pada sistem nyata terjadi gesekan antara bantalan yang menumpu sistem dengan tumpuan sistem. Gesekan ini baik secara teoritis maupun secara eksperimen menimbulkan gaya gesek yang berlawanan dengan arah perpindahan sistem. Akan tetapi, pada analisis teoritis hal ini tidak diperhitungkan atau diabaikan.



Table 6. Perbandingan hasil pengujian terhadap hasil analisis teoritis

Analisis teoritis		Pengujian		Perbedaan $f$ teoritis terhadap $f$ pengujian <%>
$f_n$ <Hz>	$n$ <RPM>	$f_n$ <Hz>	$n$ <RPM>	
Frekuensi pribadi sistem untuk penempatan sistem motor pada Massa-1				
4.3480	260.8822	4.0499	243	7.36
11.7276	703.6557	10.5171	631	11.51
24.3356	1460.1367	21.4146	1285	13.64
Frekuensi pribadi sistem untuk penempatan sistem motor pada Massa-2				
4.0529	243.1767	3.8027	228	6.58
10.1375	608.2508	9.1933	552	10.27
28.8392	1730.3542	25.0015	1500	15.35
Frekuensi pribadi sistem untuk penempatan sistem motor pada Massa-3				
3.7103	222.6196	3.5246	211	5.27
11.2320	673.9229	10.2876	617	9.18
28.8601	1731.6037	24.6184	1477	17.23



Gambar 14. Perbedaan  $f_n$  teoritis terhadap  $f_n$  pengujian

## KESIMPULAN

Dari penelitian ini dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- Hasil analisis teoritis menunjukkan harga frekuensi pribadi sistem untuk setiap penempatan motor yang memutar *disk* dengan *unbalance mass* sebanyak 3 (tiga) buah frekuensi pribadi.
- Jika hasil analisis teoritis dibandingkan dengan pengujian diperoleh kesalahan yang berkisar antara 4% hingga 18%.
- Perbedaan hasil analisis teoritis dengan pengujian karena pada analisis teoritis tidak memperhitungkan gaya gesekan bantalan yang menumpu struktur terhadap tumpuan sistem.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Adriyan, Bur, M., Rusli, M. dan Son, L. (2012): Penerapan Teknik Analisis Modal Teoritik dan Eksperimental untuk Identifikasi Parameter Modal Model Struktur Bangunan Dua Lantai, *In Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XI (SNTTM XI) & Thermofluid IV*, Universitas Gadjah Mada (UGM), Yogyakarta, pp. 2188-2194.
- [2] Almazan, J. L. dan De La Llera, J. C. (1998): Modelling Aspects of Structures Isolated With the Frictional Pendulum System, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 27, pp. 845- 867.
- [3] Ashari, E. E. (2014): Calculating Free and Forced Vibrations of multi-story Shear Buildings by Modular method,

- Research Journal of Recent Sciences*, Vol. 3(1), pp. 83-90.
- [4] Beyer, K., Dazio, A. dan Prietsky, M. J. N. (2011): Shear Deformation of Slender Reinforced Concrete Walls under Seismic Loading, *ACI Structural Journal*, Disc. 108-S17, pp. 167-169.
- [5] Brüel & Kjør (2000): *Vibration Measurement and Analysis*, www.bksv.com.
- [6] Bur, M., Son, L. dan Rizfa, E. A. (2012): Kaji Eksperimental Penggunaan Gabungan Isolator dan Peredam Getaran Dinamik Pasif Pada Struktur Bangunan, *In Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XI (SNTTM XI) & Thermofluid IV*, Universitas Gadjah Mada (UGM), Yogyakarta, pp. 1995-1999.
- [7] Den Hartog, J.P. (1985): *Mechanical Vibration*, Dover Publication, New York.
- [8] Ewin, D. J. (2000): *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2<sup>nd</sup> edition, Research Studies Press.
- [9] Gera, P. dan Paul, N. (2011): *Modal Analysis of Plane Frames*, B. Tech. Project Report of Civil Engineering Dept., NIT Rourkela.
- [10] Kelly, S.G. (2000): *Fundamental of Mechanical Vibrations*, 2<sup>nd</sup> edition, Mc-Graw Hill, Singapore.
- [11] Koike, Y. dan Murata, T. (1994): Development of V-Shaped Hybrid Mass Damper and Its Applications to High-Rise Buildings, *In First World Conference on Structural Control*, Los Angeles, California, USA.
- [12] Kreyszig, E., (2006): *Advanced Engineering Mathematics 9th Edition*, John Wiley & Sons Inc., New York.
- [13] Mathworks, 2012, *MATLAB® Mathematics R2012a*, The Mathworks Inc, Natick, MA. Diunduh dari [http://www.mathworks.com/help/pdf\\_doc/MATLAB/math.pdf](http://www.mathworks.com/help/pdf_doc/MATLAB/math.pdf), pada hari Selasa, 25 Agustus 2015.
- [14] McConnell, K. G. (1995): *Vibration Testing: Theory and Practice*, John Wiley & Sons Inc, New York.
- [15] Mobius Institute (2005): *Vibration Training Course Book*, www.mobiusinstitute.org.
- [16] Mobley, R. K. (1999): *Vibration Fundamental*, Butterworth-Heinemann, New York (USA), pp. 13-16.
- [17] Mostaghel, N. dan Davis, T. (1997): Representations of Coloumb Friction for Dynamic Analysis, *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Vol. 26, pp. 541-548.
- [18] Paz, M. (2004): *Structural Dynamics (Theory and Computation)*, 5<sup>th</sup> edition, Kluwer Academic Publisher, Massachusetts, USA.
- [19] Schwarz, B. J. dan Richardson, M. H. (1999): *Experimental Modal Analysis*, CSI Reliability Week, Orlando, FL.
- [20] Son, L. dan Bur, M. (2012): Kaji Teoretik Penggunaan Peredam Getaran Dinamik Semi Aktif Pada Sistem Getaran Satu Derajat Kebebasan, *In Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XI (SNTTM XI) & Thermofluid IV*, Universitas Gadjah Mada (UGM), Yogyakarta, pp. 2158-2162.
- [21] Son, L., Bur, M., Satria, E. dan Rizfa, E.A. (2011): Kaji Teoritik Efektifitas Peredam Getaran Hibrid Pada Struktur Bangunan, *Jurnal Teknik Mesin Indonesia*, Vol. 6, No. 2, pp. 185-189.
- [22] Tamura, Y., Zhang, L., Yoshida, A., Cho, K., Nakata, S. dan Naito, S. (2002): Ambient Vibration Testing and Modal Identification of an Office Building, *In Proceeding of IMAC-XX*, pp.141-146.
- [23] Thomson, W.T. (1998): *Theory of Vibration with Applications*, Pearson Prentice Hall, New Jersey.
- [24] Ueng, J-M., Lin, C-C dan Lin, P. L. (2000): System Identification of Torsionally Coupled Buildings, *Journal of Computers and Structures*, Vol. 74, pp. 667-686.