

Studi Numerik dan Eksperimental Karakteristik Dinamik Model Sistem Suspensi

Asnawi Lubis^(*) dan Zuhendri Hasymi

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung

Jalan Professor Sumantri Brojonegoro No.1, Gedongmeneng, Bandar Lampung 35145

Telp.: (0721)3555519, Fax: (0721)704947

^(*)asnawi-lubis@unila.ac.id

Abstrak

Karakteristik dinamik suatu struktur mesin sangat penting untuk diketahui untuk menghindari getaran yang berlebihan pada struktur tersebut. Karakteristik dinamik tersebut ditentukan oleh frekuensi pribadi, amplitudo dan modus getar. Getaran pada suatu struktur mesin dapat terjadi karena adanya eksitasi baik yang berasal dari dalam maupun dari luar sistem. Jika frekuensi eksitasi berada di sekitar frekuensi pribadi sistem maka dapat terjadi fenomena resonansi, yang akan mengakibatkan amplitudo getaran yang tinggi. Amplitudo yang tinggi yang equivalent dengan defleksi dapat mengakibatkan kegagalan pada suatu sistem mesin ataupun struktur. Tulisan ini melaporkan hasil kajian secara numerik dan experimental terhadap karakteristik dinamik suatu model sistem suspensi. Sistem suspensi dimodelkan dan dianalisis secara numerik menggunakan metode elemen hingga dan diuji secara experimental menggunakan perangkat Universal Vibration System (UVS) untuk memperoleh karakteristik dinamik yang meliputi frekuensi pribadi dan amplitudo getaran. Hasil studi menunjukkan bahwa amplitudo makin besar pada nodal atau posisi yang makin jauh dari tumpuan pegas.

Kata kunci: Frekuensi pribadi, karakteristik dinamik, amplitudo, resonansi.

Abstract

Dynamic characteristics of a structure are very important to be known in order to avoid excessive vibration on the structures. These characteristic are natural frequency, amplitude, and vibration modes. Vibration of a structure may result from internal or external excitation. If the value of excitation frequency has the same or around the value of natural frequency, then resonance can occur that lead to higher and higher amplitude. The high amplitude that equivalent to high deflection can lead to failure of the structure. This paper reports results of numerical and experimental studies of dynamic characteristic of a model suspension system. The system is modeled and analyzed using finite element analysis and verified experimentally using Universal Vibration System (UVS) to obtain dynamic characteristic in terms of natural frequency and amplitude. The results confirm that amplitude becomes higher at the middle of the model at the farthest distance from the spring support.

Keywords: natural frequency, dynamic characteristic, amplitude, resonance

1. PENDAHULUAN

Getaran yang terjadi pada mesin-mesin atau struktur biasanya menimbulkan efek yang tidak dikehendaki, seperti ketidaknyamanan, ketidaktepatan dalam pengukuran atau rusaknya struktur mesin. Getaran terjadi karena adanya eksitasi baik yang berasal dari dalam maupun dari luar sistem dan efek getaran tersebut berhubungan dengan frekuensi pribadi sistem yang bergetar. Jika frekuensi eksitasi berada di sekitar frekuensi pribadi sistem maka akan terjadi fenomena resonansi, yang akan mengakibatkan amplitudo getaran yang paling besar. Amplitudo *equivalent* dengan defleksi, sehingga resonansi dapat menyebabkan terjadinya kegagalan pada sistem ataupun struktur.

Respons mekanik dapat mewakili perilaku mekanik sebuah struktur yang dikenai gaya eksitasi. Respons mekanik tersebut sangat dipengaruhi oleh parameter sistem dinamik struktur tersebut. Pada suatu struktur mekanik terjadinya gejala getaran tergantung pada massa, kekakuan dan faktor

redamannya, sedangkan perilaku dinamik dari struktur tersebut ditentukan oleh karakteristik dinamik yang berupa frekuensi pribadi, amplitudo dan modus getar. Penentuan karakteristik dinamik tersebut dapat dilakukan melalui kaji teoritik, numerik maupun eksperimental. Karakteristik dinamik suatu struktur sangat penting untuk diketahui, karena dengan mengetahui karakteristik dinamik maka peristiwa getaran yang berlebihan dapat dihindari.

Sistem pegas-balok banyak digunakan dalam aplikasi teknik, misalnya untuk sistem tumpuan pada struktur mesin dan sistem suspensi pada otomotif. Soegiharjo (2001) melakukan penelitian dengan menggunakan computer *software* Fortran77 untuk menentukan karakteristik dinamik model sistem pegas-peredam kejut-massa dengan perubahan harga konstanta peredaman. Parameter yang diukur adalah waktu yang diperlukan untuk berosilasi (t) dan simpangan (x) yang dihasilkannya. Tulisan ini melaporkan hasil simulasi numerik

menggunakan metode elemen hingga untuk mengetahui karakteristik dinamik sebuah model sistim suspensi yang terdiri dari konfigurasi pegas-massa tanpa peredam dengan perubahan pada nilai konstanta pegasnya. Sistem ini merupakan pemodelan dari sistem suspensi pada kendaraan mobil penumpang dan sistem tumpuan pada mesin. Parameter yang diukur adalah frekuensi pribadi (f_n) serta amplitudo getaran (X). Untuk validasi hasil numerik dilakukan experimental dengan menggunakan universal vibration system.

2. MODEL SISTIM SUSPENSI

Gambar 1a menunjukkan sebuah model sistim suspensi yang umum dipakai pada aplikasi kendaraan mobil penumpang. Sistim suspensi tersebut terdiri dari sepasang pegas di bagian depan dan sepasang pegas di bagian belakang. Biasanya terdapat juga sepasang peredam bersama dengan pegas, namun pada analisis ini kehadiran peredam diabaikan dan model sistim suspensi dimodelkan sebagai sistim pegas balok seperti pada Gambar 1b dan 1c.

Persamaan gerak untuk sistim yang ditunjukkan oleh Gambar 1b dan 1c dapat diturunkan sebagai berikut:

Dari keseimbangan gaya arah vertical, diperoleh:

$$m\ddot{x} + k_1(x - l_1\theta) + k_2(x + l_2\theta) = 0 \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + (k_1 + k_2)x + (k_2l_2 - k_1l_1)\theta = 0 \quad (2)$$

Dari keseimbangan momen terhadap titik G:

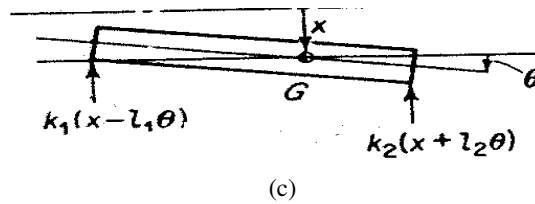
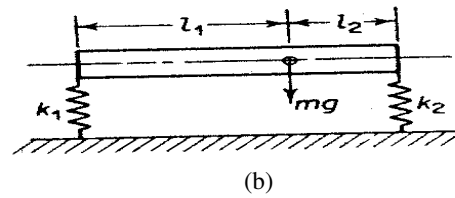
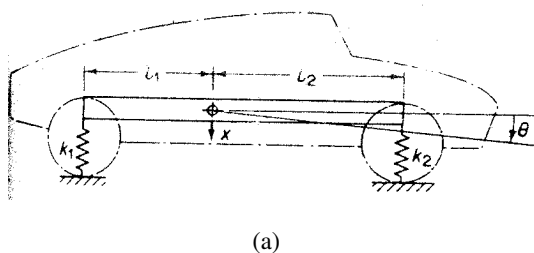
$$J_c\ddot{\theta} - k_1(x - l_1\theta)l_1 + k_2(x + l_2\theta)l_2 = 0 \quad (3)$$

$$J_c\ddot{\theta} + (k_2l_2 - k_1l_1)x + (k_1l_1^2 + k_2l_2^2)\theta = 0 \quad (4)$$

Persamaan (2) dan (4) dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (k_2l_2 - k_1l_1) \\ (k_2l_2 - k_1l_1) & (k_1l_1^2 + k_2l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

Dimana, $x = x \sin \omega t$ dan $\theta = \theta \sin \omega t$



Gambar 1 model sistim suspensi pegas-balok

Dengan memasukkan nilai-nilai x dan θ beserta dengan masing-masing turunan keduanya, maka diperoleh:

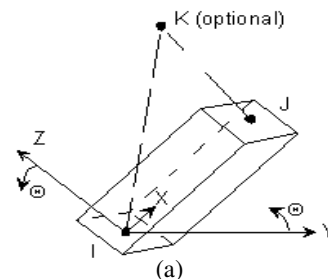
$$\begin{bmatrix} (k_1 + k_2 - \omega^2 m) & -(k_1l_1 - k_2l_2) \\ -(k_1l_1 - k_2l_2) & (k_1l_1^2 + k_2l_2^2 - \omega^2 J_c) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

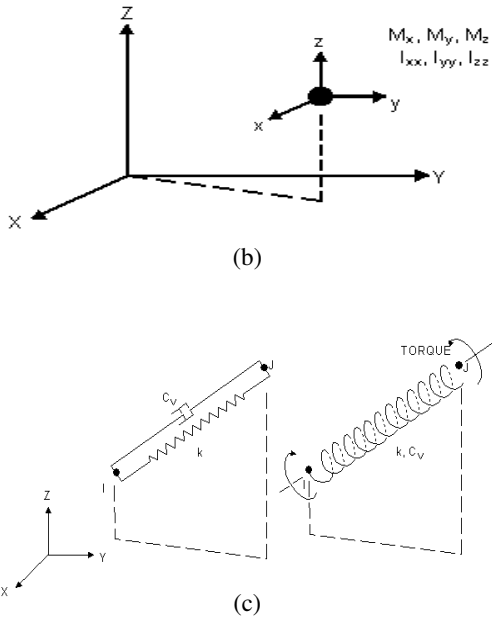
Nilai-nilai frekuensi natural ω_1 dan ω_2 dapat diperoleh dengan teori determinan.

3. PEMODELAN ELEMEN HINGGA SISTIM PEGAS BALOK

Struktur pegas-balok dibuat melalui nodal-nodal yang dibagi menjadi 21 nodal seperti pada Gambar 3. Nodal 13, 20 dan 16, 21 adalah untuk elemen pegas yang menggunakan tipe elemen COMBIN14 dari ANSYS *element library*. Elemen ini mempunyai kapabilitas longitudinal dan torsional baik dalam aplikasi 1D, 2D, maupun 3D.

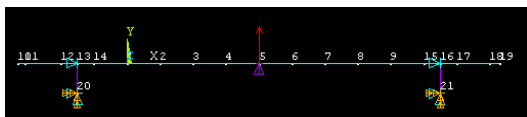
Nodal 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 15, 17, 18, dan 19 adalah untuk elemen balok yang menggunakan elemen BEAM4 dari ANSYS *element library*. Elemen ini mempunyai 3 nodal dan setiap nodal mempunyai 6 derajat kebebasan, yaitu translasi pada arah sumbu-x, -y, dan -z, serta rotasi terhadap sumbu-x, -y, dan -z. sedangkan untuk *exiter* yang didefinisikan oleh elemen MASS21, posisinya berubah-ubah pada nodal 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 dan 9. Gambar 2 menunjukkan tipe-tipe elemen yang dipakai pada pemodelan sistim suspensi.





Gambar 2 Tipe elemen untuk model sistim suspensi, (a) BEAM4, (b) MASS21, (c) COBIN14

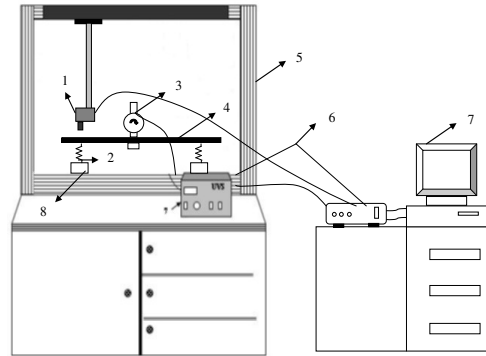
Gambar 3 menunjukkan model elemen hingga yang di analisis. Kondisi batas (*boundary condition*) diterapkan pada nodal 20 dan 21 yang merupakan ujung pegas yang dijepit (*full fixed*), sehingga pada bagian tersebut tidak dapat bergerak pada arah semua sumbu (X, Y dan Z). Pada nodal 13 dan 16 dimana ujung pegas menempel pada balok, *constraint* dilakukan untuk perpindahan dalam arah sumbu-x (UX) dan arah sumbu-z (UZ) agar pegas hanya bergerak pada arah sumbu Y. Beban yang diberikan adalah beban harmonik dengan frekuensi eksitasi 0 sampai dengan 50 Hz, dimana sumber eksitasi berasal dari *exiter* yang diwakili oleh elemen *mass* 21. Posisi pembebanan pada nodal 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 dan respon dinamiknya dievaluasi pada masing-masing nodal tersebut.



Gambar 3 Model elemen hingga sistim suspensi

4. PENGUJIAN EKSPERIMENTAL

Gambar 4 menunjukkan skema eksperimental untuk menguji karakteristik dinamik model sistim suspensi yang terdiri dari pegas-balok. Balok yang digunakan adalah balok seragam dengan tumpuan pegas pada masing-masing ujungnya. Sumber getaran berasal dari *exiter*.



Gambar 4 skema pengujian eksperimental model sistim suspensi pegas balok.

Keterangan untuk Gambar 4:

1. Sensor *photogate* (*non-contact*) TM 150.01
2. Pegas
3. *Exciter*
4. Balok baja
5. *Frame* UVS (*Universal Vibration System*)
6. *Interface Box* TM.150.20
7. Set Komputer
8. Dudukan

Alat dan material uji yang digunakan untuk model sistim suspensi adalah :

1. Balok baja AISI 1045.
2. Pegas dengan konstanta yang telah ditentukan.
3. UVS (*Universal Vibration System*) TM 150. UVS digunakan untuk mengukur respon getaran pada sistem
4. Sensor getaran *photogate* (*non-contact*) TM 150.01. Sensor ini digunakan untuk mengukur respon frekuensi pada sistem
5. *Interface Box* TM 150.20. Alat ini berfungsi sebagai *power supply* sensor, penguat sinyal sensor dan *socket interface* sebagai penghubung ke komputer.
6. *Exiter*. Alat ini berfungsi sebagai sumber gaya eksitasi.
7. Dudukan. Digunakan untuk menopang pegas dan balok.

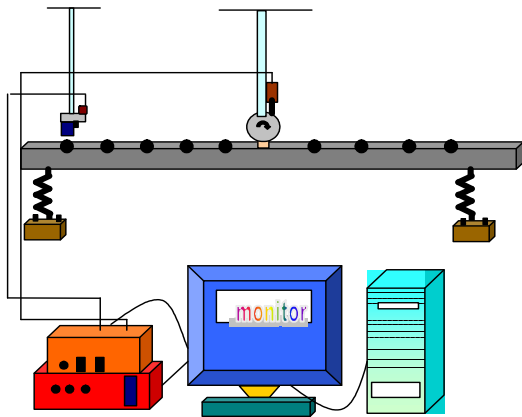
Tabel 1 menunjukkan data material dan dimensi pengujian.

Tabel 1 Data teknik model pengujian

Peralatan pengujian	Dimensi
Panjang balok	730×10^{-3} m
Massa balok	1,6 kg
Lebar balok	25×10^{-3} m
Tinggi balok	12×10^{-3} m
Modulus elastisitas balok	200 GPa
Koefisien kekakuan pegas	10090 N/m
	11400 N/m
Massa jenis	7305,936 (Kg/m ³)

Prosedur pengujian karakteristik dinamik model sistem suspensi adalah sebagai berikut:

1. Alat uji disusun seperti Gambar 4. Variasi dilakukan pada konstanta pegas (10090 N/m dan 11400 N/m) dan sensor disambungkan dengan UVS dan komputer.
2. Kemudian komputer dan perangkat UVS di-onkan
3. Balok dibagi menjadi 9 nodal.
4. Pegas dengan konstanta $k_1 = k_2 = 10090$ N/m, dipasang pada ujung balok dan *exiter* pada nodal-1, kemudian frekuensi eksitasi diberikan sampai terjadi resonansi pada sistem. Data respon dengan sensor pada nodal-2 sampai nodal-9 diambil dengan frekuensi gangguan tetap, sehingga akan didapat grafik fungsi respon frekuensi.
5. Prosedur 4 diulangi dengan posisi *exiter* di nodal-2 sampai nodal-9.
6. Pegas dengan $k_1 = k_2 = 11400$ N/m digantikan pada ujung-ujung balok dan prosedur 4 dan 5 diulangi.



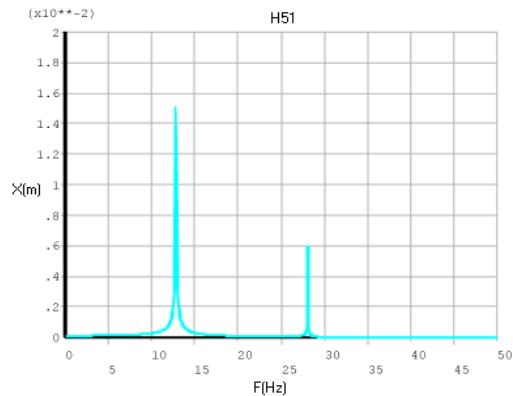
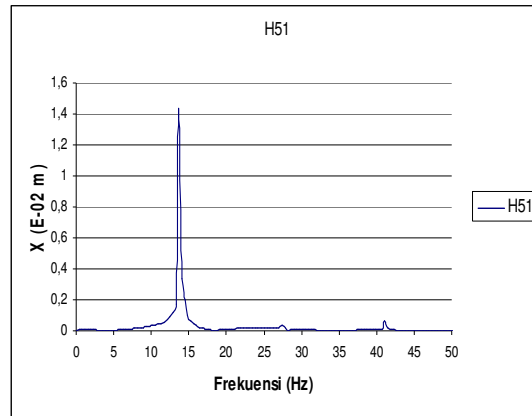
Gambar 5 Skema prosedur pengujian

5. HASIL DAN DISKUSI

Tulisan ini menyajikan hasil dua studi terhadap karakteristik dinamik model sistem suspensi, yaitu studi numerik dan eksperimental. Studi numerik dilakukan dengan metode elemen hingga menggunakan software ANSYS 10.0. Studi eksperimental menggunakan perangkat uji *Universal Vibrating System*.

Pada studi numerik menggunakan metode elemen hingga struktur dibagi menjadi 21 nodal, namun data respon dinamik yang diambil hanya pada nodal 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, dan 9. Balok dimodelkan dengan elemen BEAM4, *exiter* dimodelkan dengan elemen MASS21 dan pegas dimodelkan dengan elemen COMBIN14. Variasi dilakukan pada nilai konstanta pegas, yaitu $k_1 = k_2 = 10090$ N/m kemudian diganti dengan $k_1 = k_2 = 11400$ N/m.

Kaji eksperimental dilakukan pada struktur uji dengan membagi balok menjadi 9 nodal. Pegas menumpu balok pada kedua ujungnya, dengan menggunakan *clamp* sebagai penjepit. Konstanta pegas yang digunakan adalah $k_1 = k_2 = 10090$ N/m dan $k_1 = k_2 = 11400$ N/m. Pengambilan data pada setiap nodal diberi simbol H (posisi *exiter* dan posisi nodal). Frekuensi eksitasi diberikan sebesar 0 sampai dengan 50 Hz. H12 berarti pengambilan data pada saat posisi *exiter* di nodal 1 dan respon dinamik di nodal 2, demikian seterusnya. Setiap nodal dicuplik beberapa kali. Gambar 6 dan 7 menunjukkan typical spektrum getaran, diambil untuk H51 dan H52.



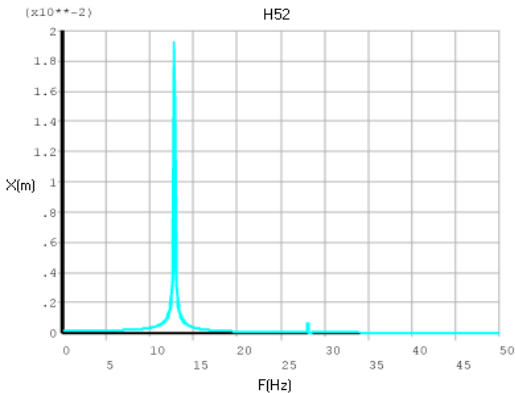
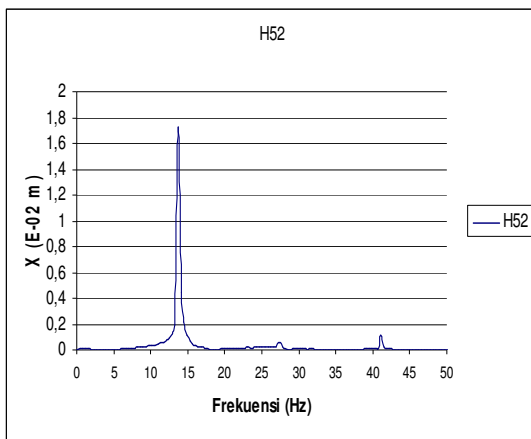
Gambar 6 Spektrum getaran untuk $k_1 = k_2 = 10090$ N/m dan pada *exiter* di nodal 5, (a) eksperimental, (b) metode elemen hingga

Spektrum getaran dapat diperoleh untuk seluruh kombinasi posisi (nodal) *exiter* dan posisi (nodal) respon. Ada 72 kombinasi posisi *exiter* dan titik pengambilan respon seperti Tabel 2 dimana

spektrum getaran seperti ditunjukkan oleh Gambar 6 dapat diperoleh. Spektrum getaran untuk 72 kombinasi diperoleh untuk nilai-nilai konstanta pegas $k_1 = k_2 = 10090$ N/m dan $k_1 = k_2 = 11400$ N/m. Dengan demikian ada 144 grafik spektrum getaran yang diperoleh untuk menentukan frekuensi getaran sistim.

Tabel 2 kombinasi posisi exciter dan titik pengambilan respon

H12	H21	H31	H41	H51	H61	H71	H81	H91
H13	H23	H32	H42	H52	H62	H72	H82	H92
H14	H24	H34	H43	H53	H63	H73	H83	H93
H15	H25	H35	H45	H54	H64	H74	H84	H95
H16	H26	H36	H46	H56	H65	H75	H85	H95
H17	H27	H37	H47	H57	H67	H76	H86	H96
H18	H28	H38	H48	H58	H68	H78	H88	H97
H19	H29	H39	H49	H59	H69	H79	H89	H98



Gambar 7 Spektrum getaran untuk $k_1 = k_2 = 10090$ N/m dan pada *exiter* di nodal 5, (a) eksperimental, (b) metode elemen hingga

Dari 144 spektrum getaran yang digambarkan (tidak ditunjukkan pada tulisan ini untuk membatasi jumlah halaman maksimum), maka diperoleh bahwa frekuensi pribadi sistim pegas balok yang ditinjau dapat dilihat pada Tabel 3:

Tabel 3 Frekuensi pribadi sistim pegas-balok, Hz

k , N/m	Studi eksperimental			Metode Numerik		
	f_{n1}	f_{n2}	f_{n3}	f_{n1}	f_{n2}	f_{n3}
10090	13,698	27,390	41,095	12,8	23,1	28,1
11400	16,042	31,702	47,740	13,1	24,5	29,2

Pada studi eksperimental eksitasi diberikan berupa frekuensi harmonik, frekuensi yang dicuplik sebagai frekuensi eksitasi adalah frekuensi yang menyebabkan terjadinya resonansi pada sistem. Peristiwa resonansi ini ditandai dengan sistem bergetar hebat, semakin dekat frekuensi eksitasi dengan frekuensi pribadi sistem maka semakin besar amplitudo yang ditimbulkannya. Frekuensi eksitasi diberikan melalui input pada perangkat UVS yang kemudian responnya ditampilkan dalam bentuk grafik Fungsi Respon Frekuensi (FRF). Grafik FRF ini menampilkan hubungan antara amplitudo (X) dalam satuan meter pada sumbu Y dan frekuensi (f) dalam satuan Hz pada sumbu X. Pada setiap kali pencuplikan data respon ditampilkan sesuai dengan *range* yang ditentukan yaitu 0 – 50 Hz, sehingga f_n yang muncul berada pada *range* tersebut. Puncak-puncak amplitudo pada grafik FRF menunjukkan letak frekuensi pribadi. Pada studi numerik frekuensi eksitasi diberikan dalam bentuk *command* yang menunjukkan *range* frekuensi yang diberikan pada sistem yaitu 0 – 50 Hz, sehingga tidak dapat diketahui berapa besar frekuensi eksitasinya. Disini hanya frekuensi pribadinya (f_n) yang dapat ditentukan. Pada studi eksperimental dan numerik spektrum yang dihasilkan seperti terlihat pada Gambar 6 dan 7, yang menunjukkan bahwa sistem umumnya mempunyai tiga frekuensi pribadi. Perbandingan frekuensi pribadi hasil eksperimental dan numerik pada frekuensi pribadi ke-1 dan ke-2 mempunyai selisih yang kecil, sedangkan frekuensi pribadi ke-3 selisihnya cukup besar. Hal ini dapat terjadi karena kurang sensitifnya sensor *photogate* yang digunakan pada saat eksperimental. Pada studi eksperimental amplitudo untuk $k_1 = k_2 = 11400$ N/m mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan $k_1 = k_2 = 10090$ N/m, hal ini disebabkan karena frekuensi eksitasi untuk $k_1 = k_2 = 11400$ N/m lebih mendekati frekuensi pribadi sistem.

Respon amplitudo untuk f_{n1} pada nodal 1, 2, 3, 4, 6, 8 dan 9 untuk setiap posisi *exiter* nilainya lebih kecil dibandingkan respon amplitudo pada nodal 5. Terjadi kecenderungan bahwa nilai amplitudo nodal yang terdekat dengan pegas akan bernilai paling kecil dan semakin ketengah amplitudonya semakin besar, hal ini terjadi untuk $k_1 = k_2 = 10090$ N/m dan $k_1 = k_2 = 11400$ N/m pada kedua metode. Untuk f_{n2} dan f_{n3} pada kedua nilai konstanta pegas, amplitudo yang terjadi mempunyai nilai yang relatif kecil dan mempunyai kecenderungan yang tidak teratur. Besarnya nilai amplitudo pada frekuensi pribadi ke-1 dikarenakan eksitasi yang diberikan mendekati frekuensi pribadi

ke-1, apabila frekuensi eksitasi yang diberikan mendekati frekuensi pribadi ke-2 dan ke-3 penulis berasumsi bahwa kecenderungan yang terjadi akan relatif sama dengan yang terjadi pada frekuensi pribadi ke-1.

Perbedaan nilai amplitudo antara hasil eksperimental dan numerik yang besar dimungkinkan karena pada saat pengujian eksperimental, penempatan posisi pegas agar tetap tegak lurus dengan balok cukup sulit dilakukan, hal ini karena ketika beresonansi sistem bergetar hebat sehingga terjadi pergeseran posisi antara pegas dengan balok. Selain itu juga kurang sensitifnya sensor yang digunakan dapat menyebabkan terjadinya perbedaan tersebut.

6. KESIMPULAN

Hasil studi yang telah dilakukan menunjukkan bahwa frekuensi pribadi yang diperoleh secara experimental dan numerik menunjukkan nilai yang berdekatan untuk frekuensi pribadi pertama. Perbedaan frekuensi pribadi makin besar untuk frekuensi kedua dan ketiga. Untuk konstanta pegas $k_1 = k_2 = 10090$ N/m, perbedaan frekuensi pribadi pertama, kedua, dan ketiga, berturut-turut adalah 6.6%, 15.7%, dan 31%, sedangkan untuk $k_1 = k_2 = 11400$ N/m, perbedaan ini berturut-turut adalah 18.3%, 22.7% dan 38.8%. Hasil studi juga mengkonfirmasi bahwa nodal yang terdekat dengan pegas mempunyai amplitudo paling kecil dan semakin ke tengah letak nodal amplitudonya semakin besar.

DAFTAR PUSTAKA

1. ANSYS Inc., ANSYS Help. Theory Reference
2. Dimaragonas, A.D., 1992. *Vibration for engineers*. Prentice-Hall Inc., New Jersey.
3. Michel, L., Berthier, P., dan Hagopian, J.D., 1983. *Mechanical vibration for engineer*. John Wiley & Sons Ltd. Northern Ireland
4. Moaveni, S., 1999. Finite Element Analysis, Theory and application with ANSYS
5. Nash, D.H., 1998, *Computer Aided Engineering Design*. University of Strathclyde. Glasgow, Scotland.
6. Shigley, J.E., dan Mitchell, L.D., 1984. *Perencanaan Teknik Mesin edisi keempat jilid 2*. Erlangga. Jakarta
7. Soegiharjo, O. Simulasi komputer untuk analisa karakteristik model system pegas-peredam kejut-massa. Universitas Kristen Petra.
8. Thompson, W.T. 1995. Teori getaran dengan penerapan edisi ke 2. Erlangga. Jakarta.