**Ramses Yohannes
Hutahaean**

Staff pengajar
Jurusan Teknik Mesin, Fakultas
Teknologi Industri dan Kebumihan,
Universitas Sains dan Teknologi
Jayapura
ramses.yh@gmail.com

MODIFIKASI PERILAKU DINAMIK STRUKTUR DENGAN MASSA TERKONSENTRASI

One of the vibration problems that occurs at mining industries is when they increase production capacity as happen in the PT.Freeport Indonesia, and then we need to install a new machine with new rotary speed, so that it will increase the speed of rotary machine on the conveyor, if the speed of rotary machine close to the one of natural frequencies of the machine structure, this will cause resonance in the structure, so its is necessary to modify the dynamic behaviour of the structure to shift a certain number of these natural frequencies. In this study, shifting a certain number of natural frequencies of a dynamic system to desired values with the concentrated mass modifications is considered. The method to shifting a certain natural frequencies is based on the Sherman-Morrison formula and uses the receptances that are related to the modification coordinates of the original system. The method yields a set of nonlinear equations which equal the number of shifting frequencies, then the necessary masses are estimated by solving these equations numerically. The efficiency of the method is shown by various example. Its shown the method is very effective and can be used for real applications.

Keywords : Mass Modification, Natural Frequency, Receptance, Sherman-Morrison Formula.

1. PENDAHULUAN

Masalah yang sering terjadi pada industri pertambangan, adalah ketika dilakukan peningkatan kapasitas produksi akan menimbulkan getaran akibat perubahan kecepatan motor atau kecepatan output gear box, misalkan pada saat produksi awal, produksi yang dilakukan misalkan 4000 ton perjam, kemudian dilakukan peningkatan kapasitas produksi menjadi 6000 ton perjam, hal ini akan menyebabkan kenaikan kecepatan konveyor dan yang mengakibatkan peningkatan kecepatan mesin, namun jika kecepatan mesin yang baru memiliki frekuensi yang dekat dengan salah satu frekuensi natural struktur, maka akan terjadi resonansi.

Pada kasus ini, pada awal produksi kecepatan putaran gearbox adalah 130 rpm atau 2.1667 Hz, sedangkan frekuensi natural struktur yang pertama adalah 2.6479 Hz, sehingga tidak terjadi resonansi. Namun ketika kapasitas produksi dinaikkan, maka kecepatan putaran gearbox menjadi 160 rpm (2.6667 Hz) yang dekat dengan nilai frekuensi natural pertama sehingga terjadi resonansi, sedangkan kecepatan motor adalah tetap yaitu 1790 rpm (29.83 Hz) dimana frekuensi natural ke 19 adalah 28.3282 Hz, dan masih dalam kondisi aman untuk frekuensi eksitasi (motor) sebesar 29.83 Hz. Pada studi kasus ini kita akan menggeser frekuensi natural pertama menjadi lebih rendah yaitu dari 2.6479 Hz menjadi 2.3475, dan merubah frekuensi natural ke 19 dari 28.3282 Hz menjadi 28.3148 Hz agar nilainya lebih jauh dari frekuensi eksitasi dari motor 29.83 Hz (1790 rpm).

Merubah frekuensi natural suatu sistem merupakan hal penting pada modifikasi struktur. Hal ini dilakukan untuk menghindari resonansi pada struktur tersebut. Tantangan utama adalah untuk menggeser frekuensi natural tersebut menjadi nilai frekuensi natural yang diinginkan. Masalah ini sudah diteliti oleh banyak peneliti. Walaupun masalah ini sudah dapat dipecahkan, namun para peneliti tersebut selalu mencari metode yang lebih efisien. Tsuei dan Yee [23] telah menyajikan metode modifikasi perilaku dinamik untuk menggeser frekuensi natural, pada metode ini perhitungan yang dilakukan secara iteratif. Bucher dan Braun [2] mengembangkan teori bagaimana untuk menunjukkan bahwa modifikasi massa dan kekakuan dapat dihitung hanya dengan menggunakan hasil pengujian ragam getar. McMillan dan Keane [12] melakukan penelitian untuk menggeser frekuensi natural dengan menambahkan massa terkonsentrasi pada sebuah pelat baja. Pada makalah ini di sajikan suatu metode yang dikembangkan oleh Orhan Cakar [3] dengan menggeser

beberapa frekuensi natural sehingga diperoleh frekuensi natural yang diinginkan dengan menambahkan massa terkonsentrasi. Metode ini berdasarkan rumus Sherman-Morrison [21] dan dapat mengestimasi massa yang dimodifikasi dengan menyelesaikan beberapa persamaan non linier yang jumlahnya sama dengan massa yang di modifikasi pada persamaan getaran tidak terkopel. Metode ini menggunakan sejumlah reseptansi yang terkait modifikasi koordinat sistem asli.

2. DASAR TEORI

2.1 Persamaan Gerak

Persamaan gerak sistim struktur tersebut ditunjukkan pada persamaan berikut :

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

dimana [M] adalah matriks massa, [C] adalah matriks redaman, [K] adalah matriks kekakuan, {x} adalah matriks perpindahan dan {F(t)} adalah matriks gaya eksitasi. Dimana matriks [M], [C] dan [K] diperoleh dengan merakit matriks masing masing komponen struktur yang berupa balok W dan L.

2.2 Analisis Modus Getar (Modal Analysis)

Dengan analisis modus getar, kita dapat menguraikan persamaan multi derajat kebebasan n menjadi n sistem dengan masing masing satu derajat kebebasan, dan jika matriks redaman sebanding terhadap matriks massa dan matriks kekakuan, yaitu :

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (2)$$

Dimana α dan β adalah konstanta. Dengan memisalkan $\{x\} = [\phi]\{\eta\}$ dan mengkombinasikan persamaan (1) dan persamaan (2), diperoleh

$$[M][\phi]\{\ddot{\eta}\} + [C][\phi]\{\dot{\eta}\} + [K][\phi]\{\eta\} = \{F(t)\} \quad (3)$$

Dimana $[\phi]$ adalah matriks mode getar. Kemudian persamaan (3) di kalikan dengan $[\phi]^T$, diperoleh :

$$[\phi]^T [M][\phi]\{\ddot{\eta}\} + [\phi]^T [C][\phi]\{\dot{\eta}\} + [\phi]^T [K][\phi]\{\eta\} = [\phi]^T \{F(t)\} \quad (4)$$

Dalam hal ini $[\phi]^T [M][\phi]$, $[\phi]^T [C][\phi]$ dan $[\phi]^T [K][\phi]$ adalah matriks diagonal, atau dinyatakan dalam bentuk persamaan berikut :

$$\begin{aligned} [\phi]^T [M][\phi] &= \begin{bmatrix} M_r & & \\ & \ddots & \\ & & M_r \end{bmatrix} \\ [\phi]^T [C][\phi] &= \begin{bmatrix} C_r & & \\ & \ddots & \\ & & C_r \end{bmatrix} \\ [\phi]^T [K][\phi] &= \begin{bmatrix} K_r & & \\ & \ddots & \\ & & K_r \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

Dari persamaan (4) dan persamaan (5) diperoleh n persamaan getaran dengan masing masing satu derajat kebebasan, dengan menganggap redaman adalah proporsional terhadap massa dan kekakuan, maka persamaan getaran menjadi

$$\begin{bmatrix} M_r & & \\ & \ddots & \\ & & M_r \end{bmatrix} \{\ddot{\eta}\} + \begin{bmatrix} C_r & & \\ & \ddots & \\ & & C_r \end{bmatrix} \{\dot{\eta}\} + \begin{bmatrix} K_r & & \\ & \ddots & \\ & & K_r \end{bmatrix} \{\eta\} = [\phi]^T \{F(t)\} \quad (6)$$

Dimana

$$\begin{bmatrix} M_r & & \\ & \ddots & \\ & & M_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{r1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & m_{rk} & 0 & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & m_{rn} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \backslash & C_r & \backslash \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{r1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & c_{rk} & 0 & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & c_{rn} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \backslash & K_r & \backslash \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{r1} & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & k_{rk} & 0 & 0 \\ \dots & \dots & 0 & \dots & \dots \\ 0 & \dots & 0 & \dots & k_{rn} \end{bmatrix}$$

Kemudian kita dapat memilih sistem dengan frekuensi yang akan kita rubah, sehingga di peroleh

$$m_{rk}\ddot{\eta}_k + c_{rk}\dot{\eta}_k + k_{rk}\eta_k = f_k \quad (6)$$

Sedangkan receptansi adalah

$$H = |\alpha(\omega)| = \frac{1}{(k_{rk} - \omega^2 m_{rk}) + i\omega c_{rk}} \quad (7)$$

2.3 Teori Modifikasi Struktur Berdasarkan Rumus SM

Metode ini adalah berdasarkan rumus “Structural Modification” [21], pada metode ini dilakukan perhitungan invers matriks modifikasi dengan menggunakan invers dari matriks original dan modifikasi. Modifikasi struktur berdasarkan rumus SM telah dijelaskan pada refrensi [3] dan [21].

$$[\alpha'] = [\alpha] - \frac{([\alpha]\{u\})(\{v^T\}[\alpha])}{1 + \{v^T\}[\alpha]\{u\}} \quad (8)$$

dimana $[\alpha']$ adalah matriks reseptansi simetris yang dimodifikasi, $[\alpha]$ adalah matriks reseptansi simetris yang original. Sedangkan vektor $\{u\}$ dan $\{v\}$ terkait dengan modifikasi. Jika massa δm ditambahkan pada koordinat k , maka elemen ke k dari vektor $\{u\}$ dan $\{v\}$ adalah $u_k = 1, v_k = -\omega^2 \delta m$, , sedangkan elemen lain adalah nol. Jika dilakukan sejumlah n modifikasi $\delta m_i (i = 1, 2, \dots, n)$ pada struktur, maka reseptansi struktur yang dimodifikasi yang terkait dengan koordinat aktif dapat dihitung secara berurutan

$$\alpha_a^i = \alpha_a^{i-1} - \frac{\omega^2 \delta m_i (\alpha_a^{i-1} u_i) (v_i^T \alpha_a^{i-1})}{1 - \omega^2 \delta m_i (v_i^T \alpha_a^{i-1} u_i)}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (9)$$

Pada persamaan (10) matriks dan vektor dituliskan dalam huruf tebal, superscript α menunjukkan koordinat aktif, sedangkan i adalah langkah modifikasi. Elemen u_i dan v_i terkait dengan koordinat modifikasi.

2.4 Metode Untuk Menentukan Massa Yang Perlu di Modifikasi

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mendemonstrasikan penelitian yang dilakukan oleh Orhan Cakar [3] yaitu menggeser sejumlah frekuensi natural tertentu pada sejumlah frekuensi natural yang diinginkan. Untuk melakukan perhitungan modifikasi massa dengan menggunakan persamaan (8). Jika frekuensi natural modifikasi yang pertama adalah ω_{s1} yang dihasilkan oleh modifikasi massa. Sedangkan reseptansi dari sistem yang dimodifikasi pada frekuensi ω_{s1} adalah tak hingga untuk struktur tidak teredam. Hal ini berarti penyebut persamaan (9) adalah nol pada frekuensi ω_{s1} . Dengan demikian, kita menyamakan penyebut persamaan (8) menjadi nol untuk $n = i = 1$, sehingga diperoleh

$$1 - \omega_{s1}^2 \delta m_1 (v_1^T \alpha_a^0 u_1) = 0 \quad (10)$$

Dimana α_a^0 adalah matriks reseptansi sitem original pada koordinat aktif. Untuk modifikasi massa tunggal

pada koordinat k , seluruh elemen vektor $\mathbf{u}$ dan $\mathbf{v}$ adalah nol kecuali pada koordinat modifikasi, sehingga persamaan (10) menjadi

$$1 - \omega_{s1}^2 \delta m_k \alpha_{kk}^0(\omega_{s1}) = 0 \quad (11)$$

Dengan demikian massa yang dimodifikasi secara mudah dapat diperoleh dengan melakukan manipulasi persamaan (11), diperoleh :

$$\delta m_1 = \frac{1}{\omega_{s1}^2 \alpha_{kk}^0(\omega_{s1})} \quad (12)$$

Dimana $\alpha_{kk}^0(\omega_{s1})$ adalah nilai reseptansi pada sistem original, yang terkait dengan koordinat modifikasi k pada frekuensi ω_{s1} . Sedangkan untuk pergeseran n frekuensi, sebagai ilustrasi kita akan menggeser dua frekuensi natural menjadi ω_{s1} dan ω_{s2} dengan melakukan modifikasi dua buah massa pada koordinat tertentu. Kedua massa modifikasi tersebut dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan (9) secara berurutan. Dimana untuk $n = 2$ dan $i = 2$, matriks reseptansi untuk sistem yang dimodifikasi di tuliskan dalam bentuk :

$$\boldsymbol{\alpha}_a^1 = \boldsymbol{\alpha}_a^0 - \frac{-\omega^2 \delta m_1 (\boldsymbol{\alpha}_a^0 \mathbf{u}_1) (\mathbf{v}_I^T \boldsymbol{\alpha}_a^0)}{1 - \omega^2 \delta m_1 (\mathbf{v}_I^T \boldsymbol{\alpha}_a^0 \mathbf{u}_1)} \quad (13)$$

$$\alpha_a^2 = \alpha_a^1 - \frac{-\omega^2 \delta m_2 (\alpha_a^1 u_2) (v_2^T \alpha_a^1)}{1 - \omega^2 \delta m_\gamma (v_2^T \alpha_a^1 u_\gamma)} \quad (14)$$

Dimana α_a^1 adalah matriks reseptansi sistem yang dimodifikasi dengan menggunakan δm_1 dan α_a^2 adalah matriks reseptansi sistem yang dimodifikasi dengan menggunakan δm_1 dan δm_2 . Dan penyebut pada persamaan (14) disamakan dengan nol pada frekuensi ω_{s1} dan ω_{s2} . Dengan asumsi δm_1 dan δm_2 diperoleh pada koordinat k dan l , dengan demikian elemen vektor u_1 dan v_1 terkait dengan koordinat k pada persamaan (13) dan elemen vektor u_2 dan v_2 terkait dengan koordinat l pada persamaan (14) bernilai satu sedangkan elemen lain adalah nol. Sehingga diperoleh dua persamaan non linier dengan dua variabel yang tidak diketahui.

$$F_1(\delta m_1, \delta m_2) = 1 - \omega_{s1}^2 \delta m_1 \alpha_{ll}^1(\omega_{s1}) = 0 \quad (15)$$

$$F_2(\delta m_1, \delta m_2) = 1 - \omega_{s_2}^2 \delta m_2 \alpha_{II}^1(\omega_{s_2}) = 0$$

Dimana $\alpha_{il}^1(\omega_{si}); i = 1, 2$ diperoleh dengan menggunakan persamaan (13) sebagai berikut.

$$\alpha_{ll}^1(\omega_{si}) = \alpha_{ll}^0(\omega_{si}) - \frac{\omega_{si}^2 \delta m_1(\alpha_{kl}^0(\omega_{si}))}{1 - \omega_{si}^2 \delta m_1 \alpha_{kk}^0(\omega_{si})} \quad (16)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (16) pada persamaan (15) dapat diperoleh δm_1 dan δm_2 . Dengan cara yang sama kita dapat melakukan pergeseran n frekuensi natural, untuk pergeseran sejumlah n frekuensi natural, kita misalkan modifikasi terakhir terjadi pada koordinat q , sehingga diperoleh n persamaan nonlinier sebagai berikut :

[illegible]

3. Simulasi Numerik

3.1 Sistem Dengan 6 Derajat Kebebasan

Sebagai ilustrasi, perhatikan suatu sistem dengan 6 derajat kebebasan yang seperti ditunjukkan pada Gambar

(1).

Gambar 1: Sistem dengan 6 derajat kebebasan

Dimana matriks kekakuan ditunjukkan pada persamaan (18), untuk menyederhanakan penulisan maka matriks kekakuan kita bentuk dalam persamaan

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ \text{simetri} & K_{22} \end{bmatrix} \quad (18)$$

Dimana

$$K_{11} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_3 & -k_2 & -k_3 \\ -k_2 & k_2 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ -k_3 & -k_4 & k_3 + k_4 + k_6 \end{bmatrix}; K_{12} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -k_5 & 0 & 0 \\ -k_6 & 0 & 0 \end{bmatrix};$$

$$K_{22} = \begin{bmatrix} k_5 + k_6 + k_7 + k_8 & -k_7 & -k_8 \\ -k_7 & k_7 + k_9 & 0 \\ -k_8 & 0 & k_8 + k_{10} \end{bmatrix}$$

Sedangkan matriks redaman sebanding dengan matriks kekakuan

$$[C] = 0.0001[K]$$

Dan matriks massa adalah

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_6 \end{bmatrix}$$

Dengan data data sebagai berikut

$$m_1 = 10 \text{ kg}, m_2 = 12 \text{ kg}, m_3 = 14 \text{ kg}$$

$$m_4 = 11 \text{ kg}, m_5 = 8 \text{ kg}, m_6 = 9 \text{ kg}$$

$$k_1 = 19000 \text{ N/m}, k_2 = 21000 \text{ N/m}, k_3 = 25000 \text{ N/m}$$

$$k_4 = 30000 \text{ N/m}, k_5 = 20000 \text{ N/m}, k_6 = k_3$$

$$k_7 = 25000 \text{ N/m}, k_8 = 18000 \text{ N/m}, k_9 = k_{10} = 12000 \text{ N/m}$$

Dengan menggunakan matriks $[M]$, $[C]$ dan $[K]$ dimana gaya eksitasi 1 N diberikan pada m_1 , dan dengan menggunakan persamaan (19) berikut diperoleh kurva fungsi respon frekuensi dan frekuensi natural struktur

$$\{X\} = \text{inv}([K] - \omega^2[M] + i\omega[C])\{F\} \quad (19)$$

Dimana dari persamaan eigen diperoleh frekuensi natural struktur original yang ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Frekuensi natural struktur original

Mode	1	2	3	4	5	6
ω	23.6744	52.8603	63.0798	88.0945	90.1593	104.2410

Pada kasus ini kita akan menggeser frekuensi natural ke 3 menjadi 57 rad/s dan frekuensi natural ke 4 menjadi 82 rad/s.

Gambar 2: Kurva FRF pada massa 1 akibat gaya 1 N pada massa 1

Gambar 3: Kurva FRF pada massa 4 akibat gaya 1 N pada massa 1

Dengan menggunakan MATLAB dan perhitungan dengan proses iterasi sebanyak 15 kali diperoleh frekuensi natural modifikasi, seperti ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Pergeseran 2 frekuensi natural

Mode	Frekuensi natural struktur original (rad/s)	Frekuensi natural struktur modifikasi (rad/s)
1	23.6744	22.8221
2	52.8603	49.5694
3	63.0798	57.0000
4	88.0945	82.0000
5	90.1593	89.2040
6	104.2410	100.8284

Dari Tabel 2 terlihat bahwa frekuensi natural ke tiga dan ke empat berubah sesuai dengan keinginan, sedangkan untuk frekuensi natural yang lain juga terdapat pergeseran frekuensi tetapi tidak terlalu signifikan. Sedangkan perubahan massa yang harus diberikan, ditunjukkan pada Tabel 3

Tabel 3. Modifikasi massa

Massa	Struktur original (kg)	Struktur modifikasi (kg)
1	10	11.9211
2	12	12.3236
3	14	14.2022
4	11	11.4201
5	8	10.2994
6	9	10.2398

Dari Tabel tiga terlihat bahwa penambahan massa yang dilakukan dapat dilakukan dengan mudah, hal ini disebabkan karena bentuk matriks massa pada sistem massa, pegas dan peredam berupa matriks diagonal.

Gambar 4: Perbandingan kurva FRF pada massa 1 akibat gaya 1 N pada massa 1

v. 11, n. 2, pp. 199 – 211, 2020.

Gambar 5: Perbandingan kurva FRF pada massa 4 akibat gaya 1 N pada massa 1

Jika kita perhatikan kurva FRF seperti ditunjukan pada Gambar 4 dan Gambar 5 terjadi perubahan frekuensi natural, namun terjadi perubahan amplitudo dan hal ini dapat diatasi dengan menambahkan peredam. Secara umum modifikasi frekuensi natural dapat dilakukan dengan mudah, hal ini disebabkan karena bentuk matriks massa pada sistem massa, pegas dan peredam berupa matriks diagonal.

3.2 Struktur Rangka 3 Dimensi

Dengan cara yang sama kita akan melakukan modifikasi struktur seperti ditunjukan pada Gambar 6. Struktur rangka tersebut terdiri dari 13 elemen balok dan 12 node.

Gambar 6: Struktur rangka drive conveyor

Dimana struktur tersebut terdiri dari balok baja W 250x80 dengan beban statik dan dinamik, dengan data data sebagai berikut :

Berat motor listrik : 1850 kg

Berat gear box : 2170 kg

Putaran input gear box : 1790 rpm

Putaran output gear box : 160 rpm

Agar tidak terjadi resonansi maka frekuensi natural struktur tidak boleh berada di sekitar frekuensi $1790 \text{ rpm} = 29.83 \text{ Hz} = 187.4484 \text{ rad/s}$ dan di sekitar $160 \text{ rpm} = 2.67 \text{ Hz} = 16.75 \text{ rad/s}$. Dari hasil

pengujian melalui “bump test” dan metode elemen hingga diperoleh frekuensi natural sebagai berikut

Tabel 4. Frekuensi natural struktur

Mode	1	2	3	19	20
Frekuensi natural (Hz)	2.6479	3.4862	4.3761	27.3282	32.6872
Frekuensi natural (rad/s)	16.6373	21.9044	27.4957	171.7081	205.3797

Frekuensi natural yang terdekat dengan eksitasi adalah frekuensi 16.63 rad/s yang dekat dengan frekuensi putaran output gear box yaitu 16.75 Hz, dengan demikian kita akan menurunkan frekuensi natural pertama menjadi 14.6 rad/s. Dengan cara yang sama pada sistem yang ditunjukkan pada Gambar 1 dan dengan proses koreksi massa tergumpal yaitu dengan membandingkan dengan diagonal matriks massa yang original, karena komponen massa tergumpal memiliki nilai yang sama dalam arah x, y dan z, selain itu momen inersia massa juga ikut mempengaruhi matriks massa, dengan menentukan bentuk massa tambahan kita dapat mengatur besarnya I_{xx} , J_{yy} dan J_{yy} . Kemudian kita pilih penambahan massa yang diperlukan dan kemudian matriks massa modifikasi kita susun kembali dengan menggunakan metode elemen hingga, kemudian diperoleh frekuensi natural struktur seperti ditunjukkan pada Tabel 5 dimana pada Tabel 5 tersebut ditunjukkan 20 frekuensi natural pertama, pada makalah ini tidak disajikan penurunan matriks kekakuan struktur, namun dapat di baca pada referensi [3].

Tabel 5. Pergeseran frekuensi natural struktur

Mode	Frekuensi natural struktur original		Frekuensi natural struktur modifikasi	
	rad/s	Hz	rad/s	Hz
1	16.6373	2.6479	14.7500	2.3475
2	21.9042	3.4862	21.4072	3.4807
3	27.4957	4.3761	27.4957	4.3599
4	39.9856	6.3639	39.9856	6.3639
5	49.7680	7.9208	49.7680	7.9208
6	66.3884	10.5660	66.3884	10.5660
7	73.4275	11.6863	73.4275	11.6738
8	80.6367	12.8337	80.6367	12.8337
9	86.2414	13.7257	86.2414	13.7257
10	87.1406	13.8689	87.1406	13.8688
11	91.2780	14.5273	91.2780	14.5273
12	94.8451	15.0951	94.8450	15.0951
13	108.1880	17.2187	108.0789	17.2013
14	114.9895	18.3011	114.9885	18.3010
15	122.0938	19.4318	122.0931	19.4317
16	131.0466	20.8567	130.8234	20.8212
17	159.0263	25.3098	158.9346	25.2952
18	169.0407	26.9037	168.9995	26.8971
19	177.9913	28.3282	177.9070	28.3148
20	199.0966	31.6872	199.0403	31.6782

Struktur rangka tersebut memiliki 36 derajat kebebasan dengan demikian terdapat 36 frekuensi natural dengan 36 mode getar, namun untuk mempersingkat hanya ditampilkan 20 frekuensi natural pertama. Dari Tabel 5 terlihat bahwa jika kita hanya melakukan modifikasi terhadap frekuensi natural pertama maka frekuensi natural kedua ikut berubah walaupun tidak signifikan yaitu sebesar 2.3% , sedangkan frekuensi natural yang lain tidak berubah.

Gambar 7: Kurva fungsi respon frekuensi H21

Gambar 8: Kurva fungsi respon frekuensi H81

Gambar 9: Kurva fungsi respon frekuensi H91

Jika kita perhatikan kurva FRF seperti ditunjukkan pada Gambar 7 , Gambar 8 dan Gambar 9 terjadi perubahan frekuensi natural walaupun tidak sama persis dengan frekuensi natural yang kita inginkan karena frekuensi natural yang kita inginkan adalah 14.8 rad/s, sedangkan frekuensi natural yang terjadi adalah 14.75 rad/s. Dengan demikian setelah dilakukan beberapa iterasi penambahan massa berikut bentuk geometri massa yang ditambahkan pada node tertentu kita menghasilkan suatu struktur yang tidak mengalami resonansi akibat eksitasi kecepatan sudut mesin. Pada Tabel 6 ditunjukkan penambahan massa yang harus diberikan pada struktur.

Tabel 6. Modifikasi massa dan lokasi penambahan massa

Node (lokasi penambahan massa)	Tambahan massa terkonsentrasi (kg)	Momen inersia massa ϕ_{xx} $kg.m^2$	Momen inersia massa ϕ_{yy} $kg.m^2$	Momen inersia massa ϕ_{zz} $kg.m^2$
1	14.85	0.0785	0.008	0.034
2	14.85	0.0785	0.008	0.034
3	70.1	1.9463	0.024	1.9463
4	70.1	1.9463	0.024	1.9463
5	22.9	1.2287	0.014	6.8334
6	22.9	1.2287	0.014	6.8334

Untuk struktur rangka, metode modifikasi massa ini digunakan untuk menentukan node mana saja yang harus dilakukan modifikasi. Metode modifikasi struktur rangka tidak seperti sistem pegas, peredam dan massa, pada sistem struktur rangka kita juga harus memperhitungkan momen inersia massa J_{xx} , J_{yy} dan J_{zz} dan hasilnya tidak terlalu tepat. Sehingga setelah kita mengetahui node mana saja yang harus dilakukan modifikasi, kita harus memilih bentuk geometri massa yang harus di tambahkan dimana $J_{xx} \neq J_{yy} \neq J_{zz}$. Metode ini telah penulis terapkan pada conveyor 230 di PT.Freeport Indonesia saat penulis bekerja di PT.FI, dengan melakukan iterasi penambahan massa dan bentuk geometri massa yang harus ditambahkan sehingga di hasilkan perubahan frekuensi natural.

Praktek penambahan massa dilakukan dengan menggunakan sambungan baut seperti ditunjukkan pada Gambar 10.

Gambar 10: Pandangan atas penambahan massa

4. KESIMPULAN

Dari studi kasus yang telah dilakukan, maka dapat diambil beberapa kesimpulan.

1. Metode modifikasi perilaku dinamik struktur dengan menambahkan massa terdistribusi hanya cocok untuk menurunkan frekuensi natural.
2. Penambahan massa terkonsentrasi akan mempengaruhi komponen diagonal matriks massa pada sistem massa, peredam dan pegas maupun pada sistem struktur frame atau rangka.
3. Metode ini dapat diterapkan pada struktur rangka dengan melakukan koreksi massa dengan cara membandingkan matriks massa diagonal struktur original dengan struktur modifikasi, dan kemudian di hitung momen inersia massanya pada masing masing arah dengan mengatur bentuk geometrinya karena $J_{xx} \neq J_{yy} \neq J_{zz}$, kemudian dimodelkan kembali dengan menggunakan metode elemen hingga.
4. Untuk melakukan modifikasi dengan menaikkan frekuensi natural adalah dengan menambahkan kekakuan struktur.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] AVITABILE, P., “*Modal Testing : A Practitioner’s Guide*”. John Willey and Sons, 2017.
- [2] BUCHER I, BRAUN S., “The structural modification inverse problem: an exact solution”. *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 7, Issue 3, 1993, p. 217-238.
- [3] CAKAR, ORHAN., “A Method for Shifting Natural Frequencies of a Dynamic System to Desired Values With Concentrated Mass Modifications “, *Journal of Vibroengineering*, Vol 20, page 1-12, 2017.
- [4] ÇAKAR O. “Mass and stiffness modifications without changing any specified natural frequency of a Structure”. *Journal of Vibration and Control*, Vol. 17, Issue 5, 2011, p. 769-776.
- [5] CHOPRA, ANIL K. “*Dynamics of Structures* “, 5th Edition. Pearson, 2016.
- [6] DOYLE, F JAMES.” *Nonlinier Structural Dynamics Using FE Methods* “. Cambridge, 2015.
- [7] HUTAHAEAN, RAMSES Y., “*Metode Elemen Hingga*, Edisi 2”. Yogyakarta. Teknosain. 2018.
- [8] HUTAHAEAN, RAMSES Y, “*Pemrograman Matlab Untuk Mahasiswa* “Penerbit ANDI, Yogyakarta, 2018.
- [9] JAIN ASHOK K.” *Dynamics of Structures with Matlab Applications* “Pearson Education Dorling Kindersley, 2016.
- [10] LIU Z., LI W., OUYANG H., WANG D. “Eigenstructure assignment in vibrating systems based on receptances”. *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 85, 2015, p. 713-724.
- [11] LOGAN, DARYL L.” *A First Course in the Finite Element Method* “, 5th Edition, Global Engineering, 2012.
- [12] MCMILLAN J., KEANE A. J. “Shifting resonances from a frequency band by applying concentrate masses to a thin rectangular plate”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 192, Issue 2, 1996, p. 549-562.
- [13] NAGHAVI RIABI. A.R, SHOOSHTARI, “A numerical method to material and geometric nonlinear analysis of cable structures”, *Mechanics Based Design of Structures and Machine* 43(4):407-23, 2015.
- [14] PAULTRE, PATRICK.” *Dynamics of Structures* “. John Willey and Sons, 2010.

- [15] PAPPALARDO, V.M, WALLIN, M, SHABANA, A.A. “A new ANC/CRBF fully parameterized plate finite element”. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 12(3):031008-3, 2012.
- [16] OUYANG H., RICHIEDEI D., TREVISANI A., ZANARDO G. “Eigenstructure assignment in undamped vibrating systems: a convex-constrained modification method based on receptances”. *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 27, Issue 2, 2012, p. 397-409.
- [17] OUYANG H., RICHIEDEI D., TREVISANI A., ZANARDO G. “Discrete mass and stiffness modifications for the inverse eigenstructure assignment in vibrating systems: Theory and experimental validation”. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 64, 2012, p. 211-220.
- [18] OUYANG H., ZHANG J. “Passive modifications for partial assignment of natural frequencies of mass spring systems”. *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 50, Issue 51, 2015, p. 214-226.
- [19] PARK Y. H., PARK Y. S. “Structural modification based on measured frequency response functions: an exact eigenproperties reallocation”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 237, Issue 3, 2000, pp. 411-426.
- [20] SINGIRESU RAO.S.” *Mechanical Vibrations*”. 5th Edition, Prentice Hall, 2011.
- [21] SHERMAN J., MORRISON W. J. “Adjustment of an inverse matrix corresponding to a change in one element of a given matrix”. *Annals of Mathematical Statistics*, Vol. 21, Issue 1, 1950, p. 124-127.
- [22] SHOJAEE, S., ROSTAMI, S., ABASSI, A. “An unconditionally stable implicit time integration algorithm: modified quartic B-spline. *Computers and Structure*, 2015.
- [23] TSUEI Y. G., YEE E. K. L. A method for modifying dynamic properties of undamped mechanical systems. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 111, 1989, p. 403-408.