

**SIMULASIDAN ANALISA MODUS GETAR PADA MESIN FREIS
TYPE VERTICAL MILLING DENGAN MENGGUNAKAN
PROGRAM BANTU MSC NASTRAN**

Djoeli Satrijo¹⁾, Agus Suprihanto¹⁾, Ahmad Kholil²⁾

Abstrak

Mesin perkakas dirancang dengan kriteria tertentu sehingga benda kerja yang dihasilkannya memenuhi spesifikasi geometrik yang diinginkan. Dalam perancangan mesin freis perlu diperhatikan perilaku dinamik dari struktur mesin, setelah kriteria deformasi statis dipenuhi. Untuk mengetahui perilaku dinamik dari struktur mesin bukanlah sesuatu yang mudah karena banyak faktor yang mempengaruhinya. Salah satu cara untuk mengetahui perilaku dinamik dari struktur adalah analisa modal. Untuk itu dibuat tiga bentuk model mesin freis dengan perbedaan pada tiga konfigurasi posisi komponen utama. Model pertama dengan konfigurasi lengan terjulur kedepan, lutut di tengah kolom dan meja kerja di tengah, model kedua lengan tertarik kebelakang, lutut di tengah kolom dan meja kerja di tengah sedangkan model ketiga lengan terjulur kedepan, lutut di tengah kolom dan meja kerja paling kanan. Analisa statik dilakukan untuk melihat pola deformasi struktur karena berat sendiri sedangkan analisa dinamik meliputi analisa modus normal untuk mengetahui pola modus getar dan frekuensi pribadi sedangkan analisa respon frekuensi modal untuk mendapatkan grafik Fungsi Respon Frekuensi (FRF) yang menggambarkan karakter dinamik dari struktur sebenarnya.

1. PENDAHULUAN

Mesin perkakas adalah induk dari mesin lainnya dan merupakan salah satu faktor utama dalam suatu proses produksi berfungsi untuk membuat benda kerja yang memenuhi spesifikasi geometrik (kualitas) yang diminta.

Untuk mendapatkan rancangan struktur utama yang kaku namun tidak memerlukan material yang terlalu banyak diperlukan penelitian khusus terhadapnya. Pada awal – awal perkembangan mesin freis belum ada prediksi mengenai kekakuan tersebut. Namun sekarang ini hal itu perlu dilakukan karena berhubungan dengan frekuensi pribadi (*natural frequencies*) dari struktur mesin.

Dalam perancangan mesin freis perlu diperhatikan perilaku dinamik dari struktur mesin, setelah kriteria deformasi statis dipenuhi. Untuk mengetahui perilaku dinamik dari struktur mesin bukanlah sesuatu yang mudah karena banyak faktor yang mempengaruhinya. Disamping itu metoda yang dilakukan membutuhkan biaya yang cukup besar untuk pengujian eksperimental. Hal ini akan membatasi perancangan dan modifikasi yang lebih baik dari suatu mesin. Salah satu cara untuk mengetahui perilaku dinamik dari struktur adalah analisa modal. Analisa modal adalah sebuah studi tentang karakter dinamik dari mekanika struktur. Hal ini menjelaskan mengenai teknik pengujian dari modal, atau secara khusus adalah sebuah metoda yang dikenal dengan pengujian respon frekuensi (*frequency response testing*).

Pengujian karakter dinamik dari mekanika struktur di laboratorium memerlukan biaya yang sangat mahal dan membutuhkan suatu ketelitian serta kemurnian hasil akibat adanya faktor – faktor pengganggu dari luar.

Akan tetapi pada jaman modern sekarang dapat dilakukan perbandingan antara hasil pengujian dengan menggunakan suatu program bantu (*software*) yang berbasis metode elemen hingga (*Finite Element Analysis Program*) dan hasil pengujian eksperimental laboratorium.

Dalam studi ini dirancang struktur utama suatu mesin freis yang mengacu pada bentuk struktur utama mesin freis EMCO F3 buatan Austria milik Laboratorium Proses Produksi Jurusan Teknik Mesin Undip. Model yang dirancang terdiri dari tiga bentuk konfigurasi untuk mengetahui frekuensi pribadi dan bentuk modus getarnya. Disamping itu dilakukan analisa respon frekuensi modal untuk mendapatkan grafik fungsi respon frekuensi (FRF).

2. STRUKTUR MESIN PERKAKAS

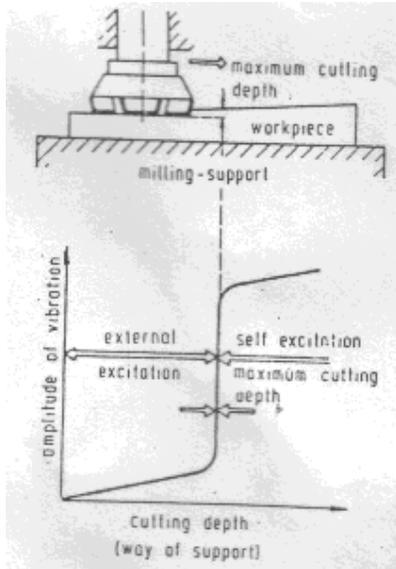
2.1. Perilaku Dinamik (*Dynamic Behaviour*)

Kelakuan dinamik juga penting untuk produktivitas dan akurasi. Gambar 1 menunjukkan secara skematik dua macam getaran yang berbeda yang mempunyai peranan yang signifikan, yaitu getaran paksa dan getaran eksitasi-sendiri (*enforced and self-excited vibration*).

Dengan sumber luar, dihasilkan dari gaya – gaya dinamik atau pergeseran akibat keadaan *unbalance*, roda gigi (*gear*) yang cacat atau waktu penggunaan pahat yang akan menyebabkan struktur mengikuti kekakuan atau getaran dinamiknya. Dalam sistem linier, amplitudo dari getaran paksa sebanding dengan gaya yang menyebabkan atau perpindahan. Ini ditunjukkan dalam bagian pertama dari perjalanan pahat (gambar 1). Bila gaya dan getaran yang terjadi mencapai suatu batasan tertentu, amplitudo berkembang sangat cepat. Proses tersebut menunjukkan suatu kelakuan yang tidak stabil.

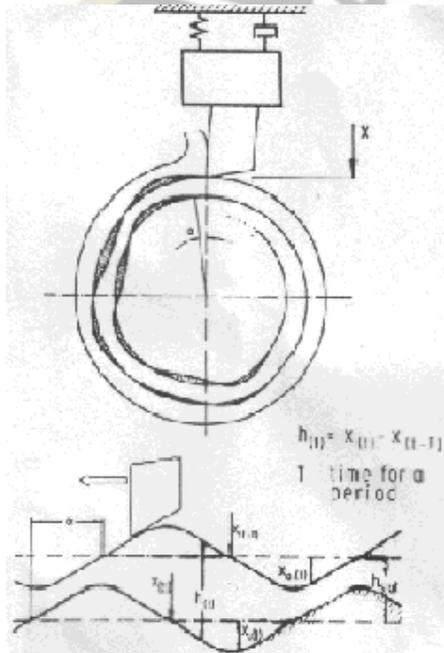
¹⁾ Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin FT-UNDIP

²⁾ Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin FT-UNDIP



Gambar 1. Amplitudo getaran yang dibangkitkan oleh eksitasi luar dan eksitasi-sendiri (*self-excitation*)

Struktur akan bereaksi dengan getaran eksitasi-sendiri. Untuk proses pembubutan, pengaruh yang terjadi ditunjukkan dalam gambar 2.



Gambar 2. Prinsip dari *regenerative chatter*

Dengan beberapa ketidakteraturan sistem yang dieksitasi. Ini akan bergetar dalam satu frekuensi pribadi atau lebih. Menurut sistem peredaman, amplitudo akan berkurang dan menghilang. Dengan getaran tersebut permukaan benda kerja diatur, bila permukaan yang telah diatur ini dipotong setelah satu putaran sistem akan terbentuk lagi yaitu dalam frekuensi pribadi, getaran akan terjadi. Pengaruh

tersebut dikenal dengan *Regenerative Chatter*. Jika parameter batasan tertentu telah dilampaui, sistem menjadi tidak stabil; amplitudo bertambah dengan cepat sampai meluas yang dapat merusak pahat dan menghasilkan kualitas permukaan yang tidak baik. Pengaruh yang sama dapat dilihat dalam pemotongan yang lain dan proses – proses permesinan abrasif. Dari struktur mesin, batas stabilitas dapat dipenuhi; dengan kata lain, kekakuan dinamik pada frekuensi pribadi. Untuk pengaruh stabilitas ini berhubungan langsung dengan laju pemindahan logam maksimum dari suatu mesin, ini sangat menarik untuk meningkatkan kekakuan dinamik atau untuk menguatkan daerah struktur yang lemah secara dinamik. Dalam perancangan mesin perkakas, ini merupakan tugas pokok, karena mesin – mesin modern tidak terlalu dibatasi oleh laju pemindahan logam yang mungkin dengan kekuatan yang terpasang tetapi hanya oleh ketidakstabilan mekanik. Ada metode – metode teoritis dan eksperimental untuk menyelidiki kelakuan dinamik struktur, misalnya metode elemen hingga atau analisa modal.

22. Kriteria yang diperlukan pada kekakuan

Untuk memenuhi kualitas yang diminta maka suatu mesin perkakas dirancang sesuai dengan kriteria perancangan sebagai berikut :

- Deformasi karena berat komponennya harus lebih kecil dari ketelitian geometrik yang dipersyaratkan oleh standar.
- Deformasi yang terjadi oleh gaya pemotongan tetap menghasilkan benda kerja dengan kualitas tertentu.
- Getaran yang terjadi tetap menghasilkan permukaan benda kerja yang kualitasnya sesuai dengan yang diinginkan.
- Menghasilkan proses pemotongan yang stabil.

23. Kriteria Ketelitian Geometrik

Bidang – bidang referensi pada mesin perkakas harus memenuhi persyaratan yang menyangkut kelurusan, kedataran, ketegaklurusan, kesejajaran, putaran dan kesesumbuan yang telah diatur dalam rekomendasi ISO R 230. Dalam perancangan maka kriteria yang relevan dengan komponen utamanya adalah :

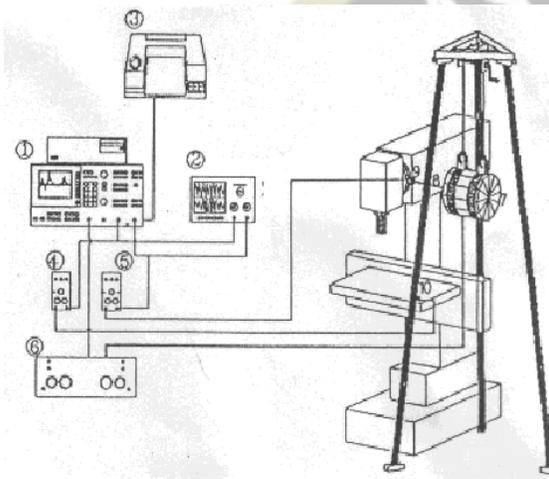
- ◆ Kesejajaran lengan dengan meja kerjanya.
- ◆ Ketegaklurusan meja terhadap kolom.
- ◆ Ketegaklurusan spindel terhadap meja.
- ◆ Kelurusan kolom.

24. Pengujian Dinamik Eksperimental Mesin Frais

Tujuan dari kaji eksperimental adalah untuk mendapatkan data tentang frekuensi pribadi dari mesin yang ada sehingga dapat dijadikan acuan terhadap hasil rancangan. Instrumen yang digunakan dalam pengujian dinamik ini diperlihatkan dalam gambar 3.

Mesin frais Maho digetarkan oleh penggetar elektrodinamik yang besar gaya eksitasinnya diukur oleh *load cell* (9). Getaran yang terjadi pada mesin

freis diukur oleh *accelerometer* (10) di beberapa titik ukur pada mesin freis tersebut. Sinyal dikeluarkan dari kedua sensor tersebut dikondisikan oleh *conditioning-amplifier* (4) dan (5). Kedua sinyal ini selanjutnya diproses oleh *dynamic-signal-analyzer* (DSA) (1) sehingga diperoleh kurva fungsi respon frekuensi (FRF) yang menyatakan karakteristik dinamik mesin tersebut termasuk frekuensi pribadinya. Sinyal eksitasi getaran diambil dari DSA yang selanjutnya diperkuat oleh *power amplifier* (6). Selama pengukuran berlangsung sinyal keluaran analog dari *conditioning amplifier* dapat diamati pada *oscilloscope* (2). Kurva FRF yang tertayang pada layar DSA dapat diplot menggunakan *plotter* (3).



Gambar 3. Instrumentasi uji dinamik

3. PENGUJIAN MODAL (MODAL TESTING)

Langkah pertama dalam melakukan analisa dinamik adalah menentukan frekuensi pribadi (*natural frequencies*) dan bentuk modulus (*mode shapes*) struktur dengan mengabaikan peredaman. Karakteristik hasil dari tingkah laku dinamik dasar struktur dan indikasinya adalah bagaimana struktur akan merespon terhadap beban dinamik (*dynamic loading*).

Frekuensi pribadi struktur adalah frekuensi dimana struktur secara alami cenderung untuk bergetar jika struktur terkena gangguan. Contohnya, senar piano yang dimainkan akan bergetar pada frekuensi khusus.

Bentuk deformasi struktur pada frekuensi pribadi khusus getaran dinamakan sebagai modulus normal getaran. Beberapa istilah lain digunakan untuk menjelaskan modulus normal adalah bentuk modulus (*mode shape*).

3.1. Analisa Eigenvalue/Normal Modes

Persamaan gerak tanpa redaman *multi degree of freedom* (MDOF) dalam bentuk matrik diturunkan dengan :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0 \quad (3.1)$$

dimana :

$[M]$ = matrik massa

$[K]$ = matrik kekakuan

Untuk menyelesaikan persamaan (3.1) dengan asumsi solusi harmonik dalam bentuk :

$$\{u\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (3.2)$$

dimana :

$\{\phi\}$ = vektor eigen atau bentuk modulus

ω = frekuensi pribadi sirkular

Jika penurunan dengan asumsi solusi harmonik dilakukan dan disubstitusikan kedalam persamaan gerak, berikut ini dihasilkan :

$$-\omega^2 [M]\{\phi\} \sin \omega t + [K]\{\phi\} \sin \omega t = 0 \quad (3.3)$$

setelah disederhanakan menjadi :

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad (3.4)$$

Persamaan ini dinamakan persamaan eigen, yaitu sekumpulan persamaan aljabar homogen dari komponen vektor eigen dan bentuk dasar masalah nilai eigen. Masalah nilai eigen adalah dalam bentuk persamaan khusus yang mempunyai banyak aplikasi dalam aljabar matrik linier. Bentuk dasar masalah nilai eigen adalah :

$$[A - \lambda]x = 0 \quad (3.5)$$

dimana :

A = matrik bujur – sangkar

λ = nilai eigen (*eigenvalue*)

I = matrik identitas

x = vector eigen (*eigenvector*)

Dalam analisa struktural menggambarkan kekakuan dan masa dalam hasil persamaan eigen pada gambaran fisik frekuensi pribadi dan bentuk modulus. Oleh karena itu persamaan eigen ditulis dalam bentuk K , ω , dan M seperti ditunjukkan pada persamaan (3.4) dengan $\omega^2 = \lambda$.

Ada dua kemungkinan bentuk solusi untuk persamaan (3.4), yaitu :

1. Jika $\det([K] - \omega^2 [M]) \neq 0$, solusi yang mungkin hanya

$$\{\phi\} = 0 \quad (3.6)$$

Ini solusi yang *trivial*, yang tidak memberikan banyak informasi bernilai dari sudut pandang fisik, karena ini menggambarkan kasus yang tidak bergerak. (“*det*” adalah determinan matrik)

2. Jika $\det([K] - \omega^2 [M]) = 0$, maka *non-trivial* ($\{\phi\} \neq 0$) diperoleh untuk

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad (3.7)$$

Dari sudut pandang rekayasa struktural masalah nilai eigen berdasarkan matematika umum diturunkan terhadap satu penyelesaian persamaan dalam bentuk

$$\det([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (3.8)$$

atau

$$\det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (3.9)$$

$$\text{dimana } \lambda = \omega^2$$

Determinan adalah nol hanya pada sekumpulan nilai eigen diskrit λ_i atau ω_i^2 . Vektor eigen $\{\phi_i\}$ yang memenuhi persamaan (3.7) dan cocok untuk tiap nilai eigen. Oleh karena itu, persamaan (3.7) dapat ditulis kembali sebagai :

$$[K - \omega_i^2 M]\{\phi_i\} = 0 \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (3.10)$$

tiap nilai eigen dan vektor eigen menjelaskan modulus dari getaran bebas struktur. Nilai eigen ke- i λ_i dihubungkan dengan frekuensi pribadi ke- i seperti berikut

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.11)$$

dimana : f_i = frekuensi pribadi ke- i

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i}$$

Nomor nilai eigen dan vektor eigen adalah sama untuk nomor derajat kebebasan yang mempunyai massa atau nomor derajat kebebasan dinamik.

Nomor karakteristik frekuensi pribadi dan bentuk modulus yang membuatnya berguna dalam variasi analisis dinamik. Pertama, ketika struktur elastik linier sedang digetarkan secara bebas atau getaran paksa, defleksi bentuk ditiap waktu adalah kombinasi linier semua itu adalah modulus normal.

$$\{u\} = \sum_i \{\phi_i\} \xi_i \quad (3.12)$$

dimana :

$\{u\}$ = vektor perpindahan fisik

$\{\phi_i\}$ = bentuk modulus ke- i

ξ_i = perpindahan modal ke- i

Kedua, jika $[K]$ dan $[M]$ adalah simetri dan rill (seperti kasus pada semua elemen hingga struktural umum), properti matematika berikut mengandung :

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{jika } i \neq j \quad (3.13)$$

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} = m_j = \text{masa rampat ke } -j \quad (3.14)$$

dan

$$\{\phi_i\}^T [K] \{\phi_j\} = 0 \quad \text{jika } i \neq j \quad (3.15)$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} = k_j = \text{kekakuan rampat ke } -j = \omega^2 m_j \quad (3.16)$$

Juga, dari persamaan (3.14) dan (3.16) persamaan Rayleigh's diperoleh :

$$\omega_j^2 = \frac{\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\}}{\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\}} \quad (3.17)$$

3.2. Analisa Respon Frekuensi Modal

Sebagai langkah awal perumusan, perubahan variabel dari koordinat fisik $\{u(\omega)\}$ ke koordinat modal $\{\xi(\omega)\}$ dengan asumsi :

$$\{x\} = [\phi] \{\xi(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (3.18)$$

Bentuk modulus $[\phi]$ digunakan untuk merubah masalah dalam istilah tingkah laku modulus sebagai perlawanan tingkah laku titik kisi (*the grid point*). Persamaan (3.18) menggambarkan suatu persamaan jika semua modulus digunakan, meskipun karena semua modulus jarang digunakan persamaan biasanya menggambarkan perkiraan.

Proses mengabaikan semua peredaman berkala yang menghasilkan persamaan tidak teredam dari gerak harmonik

$$-\omega^2 [M] \{x\} + [K] \{x\} = \{P(\omega)\} \quad (3.19)$$

pada frekuensi pemaksa ω

Substitusi koordinat modal persamaan (3.18) untuk koordinat fisik persamaan (3.19) dan dibagi dengan $e^{i\omega t}$, berikut ini diperoleh :

$$-\omega^2 [M] [\phi] \{\xi(\omega)\} + [K] [\phi] \{\xi(\omega)\} = \{P(\omega)\} \quad (3.20)$$

sekarang persamaan geraknya dalam istilah koordinat modal. Pada titik ini, bagaimanapun persamaan tetap terangkai. Untuk menguraikan persamaan, mengalikannya dengan $[\phi]^T$ mendapatkan

$$-\omega^2 [\phi]^T [M] [\phi] \{\xi(\omega)\} + [\phi]^T [K] [\phi] \{\xi(\omega)\} = [\phi]^T \{P(\omega)\} \quad (3.21)$$

dimana :

$[\phi]^T [M] [\phi]$ = matrik masa modal

$[\phi]^T [K] [\phi]$ = matrik kekakuan modal

$[\phi]^T [P]$ = vector pemaksa modal

Langkah terakhir menggunakan properti secara *orthogonal* dari bentuk modulus untuk merumuskan persamaan gerak dalam hubungan dengan matrik massa dan kekakuan yang disamaratakan, adalah matrik diagonal. Dalam bentuk tidak terangkai ini

persamaan gerak ditulis sebagai sekumpulan sistem satu derajat kebebasan tidak terkopel sebagai berikut

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (3.22)$$

dimana :

m_i = massa modal ke-i

k_i = kekakuan modal ke-i

p_i = pemaksa modal ke-i

Bentuk modal respon frekuensi persamaan gerak lebih cepat untuk menyelesaikannya daripada metode langsung (*direct method*) karena itu adalah sistem satu derajat kebebasan tidak terkopel secara seri. Hanya respon modal individual $\xi_i(\omega)$ yang dihitung, respon fisik yang dipulihkan sebagai hasil akhir respon modal menggunakan

$$\{x\} = [\phi] \{\xi(\omega)\} e^{i\omega t} \quad (3.23)$$

Respon ini adalah bentuk kompleks (*magnitude/phase* atau *rill/imajiner*).

Jika matrik peredaman [B] ada, properti dengan *orthogonal* dalam kondisi umum dari matrik peredaman rampat.

$$[\phi]^T [B] [\phi] \neq diagonal \quad (3.24)$$

jika peredaman struktural digunakan, maka bukan property orthogonal yang pada umumnya mendiaogonalkan matrik kekakuan rampat.

$$[\phi]^T [K] [\phi] \neq diagonal \quad (3.25)$$

dimana : $[K] = (I + iG)[K] + i\sum G_E [K_E]$

Keberadaan matrik [B] atau matrik kekakuan kompleks, pendekatan frekuensi modal masalah terkopel dengan istilah koordinat modal.

$$[-\omega^2 [\phi]^T [M] [\phi] + i\omega [\phi]^T [B] [\phi] + [\phi]^T [K] [\phi]] \{\xi(\omega)\} = [\phi]^T \{P(\omega)\} \quad (3.26)$$

Jika peredaman diberikan pada tiap – tiap modulus secara terpisah. Ketika peredaman digunakan, tiap modulus mempunyai peredaman b_i dimana

$b_i = 2m_i \omega_i \zeta_i$. Persamaan gerak tetap tidak – terkopel dan mempunyai bentuk.

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + i\omega b_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (3.27)$$

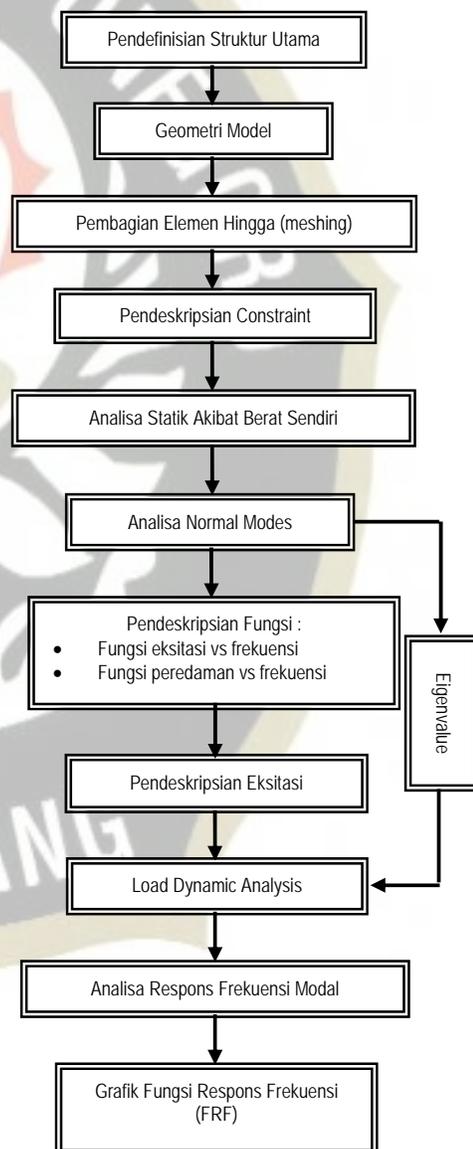
untuk tiap modulus.

Tiap respons modal dihitung menggunakan :

$$\xi_i(\omega) = \frac{p_i(\omega)}{-m_i \omega^2 + i b_i \omega + k_i} \quad (3.28)$$

4. SKENARIO SIMULASIDAN ANALISA MODUS GETAR

Skenario dilakukan dengan membuat tiga model mesin freis dengan perbedaan pada letak konfigurasi dari posisi lengan meja kerja dan lutut. Sebelum analisa *Normal modes / Eigenvalue*, model dilakukan analisa statik untuk melihat defleksi akibat berat sendiri. Ketiga model dilakukan analisa *Normal modes / Eigenvalue* untuk mendapatkan perbedaan frekuensi pribadi (*Eigenvalue*) dari struktur utamanya. Untuk menentukan grafik FRF maka hasil analisa *Normal modes / Eigenvalue* dari ketiga model ini dijadikan acuan untuk melakukan analisa respon frekuensi modal. Grafik FRF merupakan grafik yang diambil dari fungsi respon suatu nodal yang didasarkan pada fungsi eksitasi yang diberikan pada bagian struktur utama.



Gambar 4. Diagram alir proses simulasi dan analisa

4.1. Permodelan

Struktur utama dari model ini adalah sebagai berikut :

a. Landasan

Struktur landasan merupakan struktur kotak tertutup (*closed box*) terbuat dari pelat tipis dengan pelat pengkaku vertikal dibagian tengah dalam.

b. Kolom, terdiri dari tiga bagian :

B1. Kolom penyangga, merupakan struktur kotak terbuat dari pelat tipis dengan pelat pengkaku.

B2. Kolom utama, merupakan struktur kotak tertutup dengan rusuk pengkaku (*ribbing*) yang terbuat dari proses *casting*.

B3. Batang penyangga, merupakan beam perpenampang kotak terbuat dari dari pelat tipis.

c. Lengan

Lengan merupakan struktur kotak tertutup dengan rusuk pengkaku yang terbuat dari proses *casting*.

d. Rumah spindel

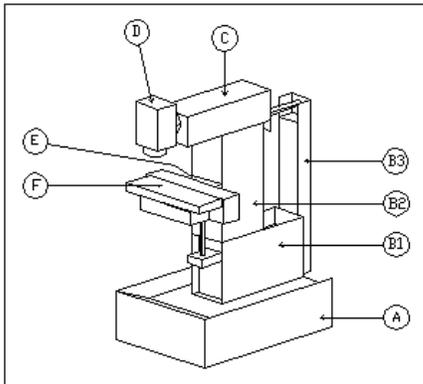
Rumah spindel merupakan struktur kotak tertutup yang terbuat dari proses *casting*.

e. Lutut

Lutut merupakan struktur solid terbuat dari proses *casting*.

f. Meja kerja

Meja kerja merupakan struktur solid terbuat dari proses *casting*



Gambar 5. Struktur utama mesin freis

Dari hasil pendefinisian struktur diatas, bagian-bagian yang mengalami pergerakan perlu diperhatikan selama permodelan. Untuk mendapatkan modus getar dari keseluruhan struktur dan pengaruh deformasi yang maksimal, permodelan ini dibuat dengan ketentuan sebagai berikut :

- Tidak ada pergerakan lengan dengan kolom utama (gerak maju-mundur), dengan posisi lengan terjulur kedepan.
- Tidak ada pergerakan lutut dengan kolom utama (gerak naik-turun), dengan posisi lutut di tengah-tengah kolom.
- Tidak ada pergerakan meja kerja dengan lutut (gerak kiri-kanan), dengan posisi meja kerja di tengah-tengah lutut.

Analisa modus getar dilakukan dengan konfigurasi posisi kimponen utama sebagai berikut :

Tabel 1
Konfigurasi posisi komponen

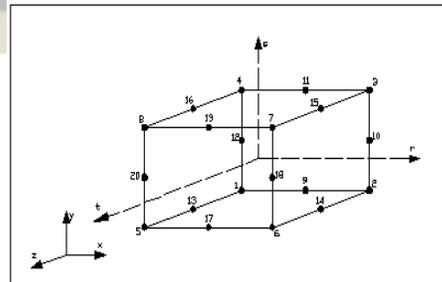
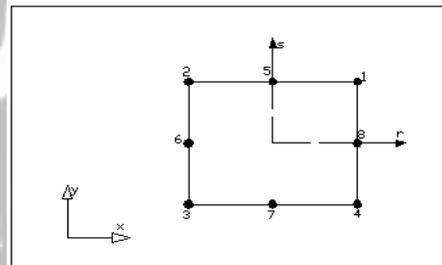
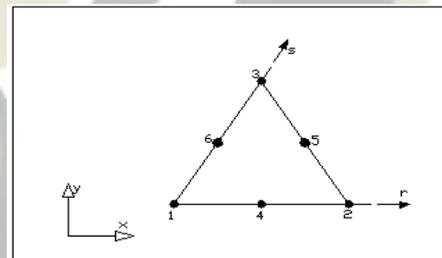
Model 1	Model 2	Model 3
Lengan terjulur kedepan	Lengan tertarik kebelakang	Lengan terjulur kedepan
Lutut di tengah kolom	Lutut di tengah kolom	Lutut di tengah kolom
Meja kerja di tengah	Meja kerja di tengah	Meja kerja paling kanan

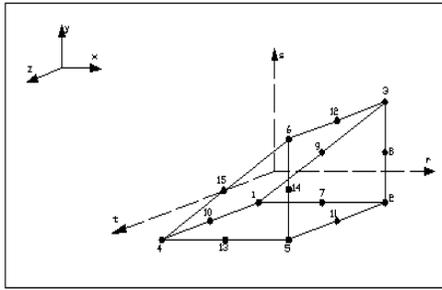
Material yang dipakai adalah baja karbon

- $E = 200 \text{ Gpa.}$
- $G = 83 \text{ Gpa.}$
- $\sigma_1 = 165 \text{ Mpa.}$
- $\sigma_1 = 83 \text{ Mpa.}$
- $\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$

Tipe elemen yang dipakai untuk model ini adalah

- Elemen isoparametrik *brick / wedge (parabolic)* untuk memodelkan komponen lutut, meja kerja, spindel dan leher rumah spindel.
- Elemen *plate (parabolic)* untuk memodelkan komponen landasan, kolom penyangga, kolom utama, batang penyangga, lengan dan rumah spindel.
- Elemen masa, untuk memodelkan 3 buah motor penggerak dan rumah instrumentasi.



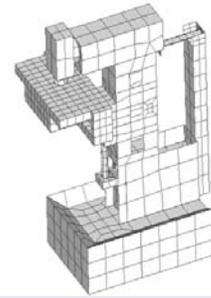


Gambar 6. Elemen hingga

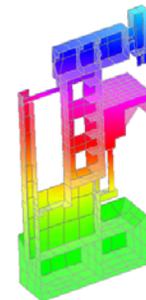
Tabel 2 : Properti input pada Msc Nastran

ID	Nama	Tipe Elemen	Tebal (mm)
1	Landasan	plate	6
2	Kolom penyangga	plate	6
3	Kolom utama	plate	11
4	Batang penyangga	plate	5
5	Lengan	plate	11
6	Rumah spindel	plate	11
7	Pengkaku lengan	plate	13
8	Pengkaku kolom utama	plate	16
9	Pengkaku meja	plate	10
10	Lutut	Solid	-
11	Meja kerja	Solid	-
12	Spindel dan leher	Solid	-
13	Uilir	Solid	-

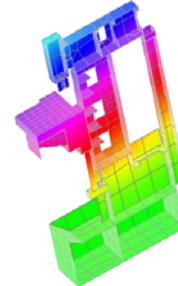
Geometri model setelah dilakukan proses meshing, hasilnya dapat dilihat pada gambar 7 dan 8.



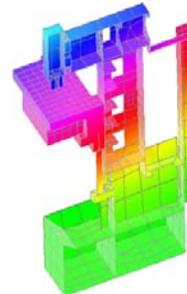
c. Model 3
Gambar 7. Model elemen hingga dari mesin freis



a. Model 1

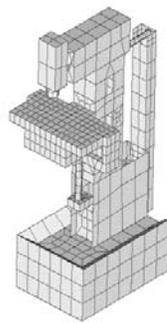


b. Model 2

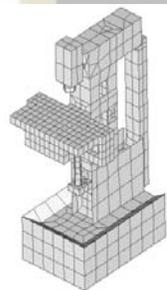


c. Model 3

Gambar 8. Potongan melintang model elemen hingga.



a. Model 1

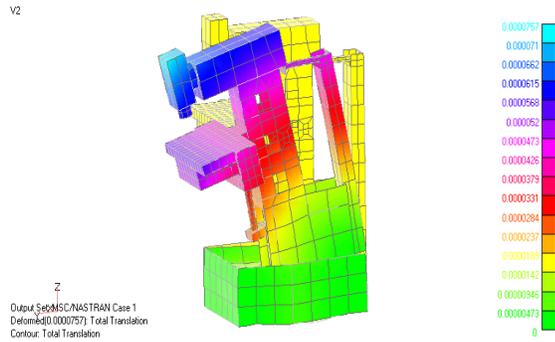


b. Model 2

5. ANALISA STATIK AKIBAT BERAT SENDIRI

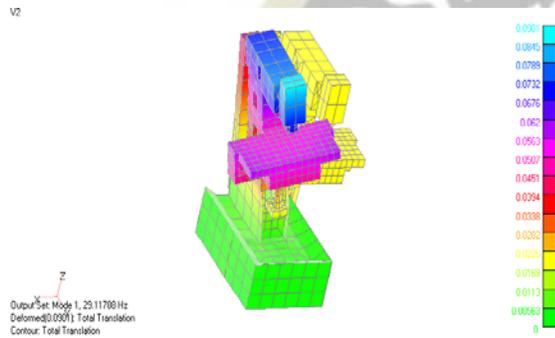
Analisa ini bertujuan untuk melihat bahwa model yang telah dibuat telah memenuhi syarat untuk analisa modulus getar dan analisa respon harmonik. Defleksi struktur akibat berat sendiri dapat dilihat pada gambar 9. Defleksi struktur maksimum terjadi pada bagian rumah spindel sebesar 0,0000757 m (0,075 mm). sedangkan defleksi pada beberapa nodal bagian

permukaan meja kerja dapat dilihat pada Tabel Lampiran.

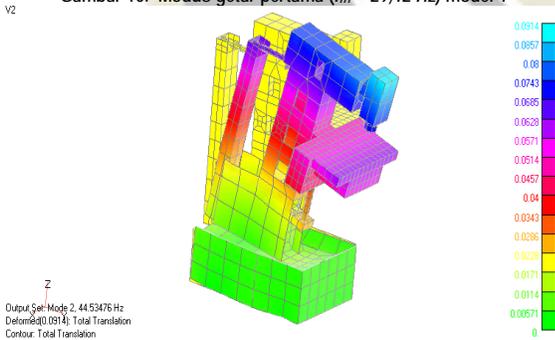


Gambar 9. Defleksi struktur akibat berat sendiri

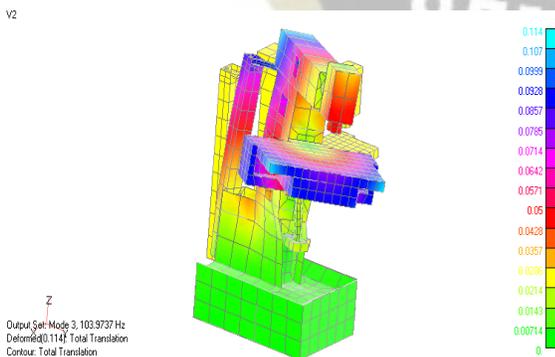
6. HASIL ANALISA MODUS GETAR



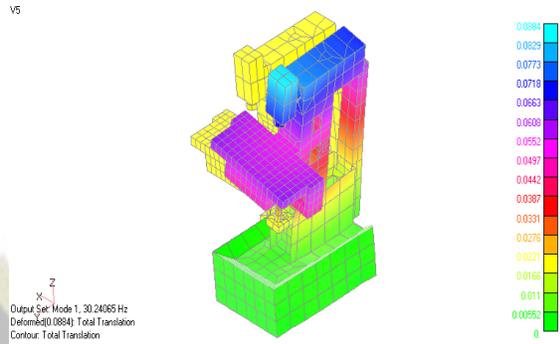
Gambar 10. Modus getar pertama ($f_{n1} = 29,12 \text{ Hz}$) model 1



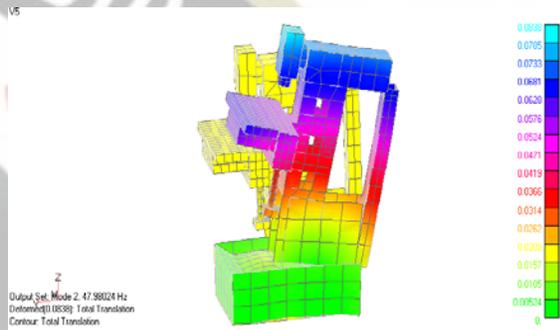
Gambar 11. Modus getar kedua ($f_{n2} = 44,54 \text{ Hz}$) model 1



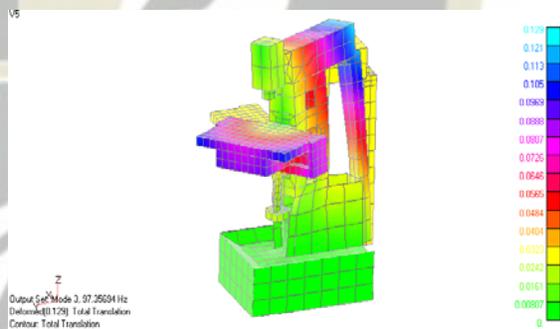
Gambar 12. Modus getar ketiga ($f_{n3} = 103,97 \text{ Hz}$) model 1



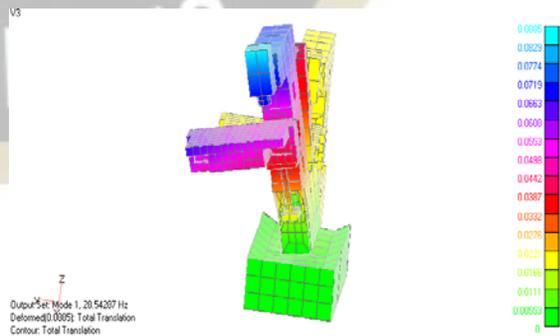
Gambar 13. Modus getar pertama ($f_{n1} = 30,24 \text{ Hz}$) model 2



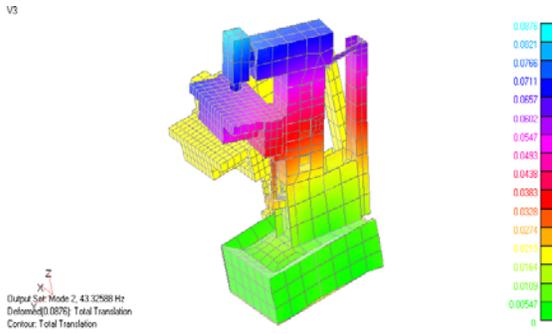
Gambar 14. Modus getar kedua ($f_{n2} = 47,98 \text{ Hz}$) model 2



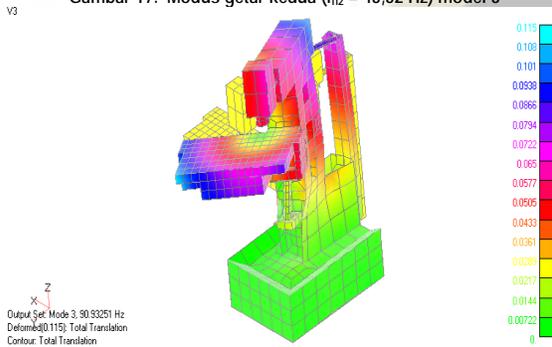
Gambar 15. Modus getar ketiga ($f_{n3} = 97,36 \text{ Hz}$) model 2



Gambar 16. Modus getar pertama ($f_{n1} = 28,54 \text{ Hz}$) model 3



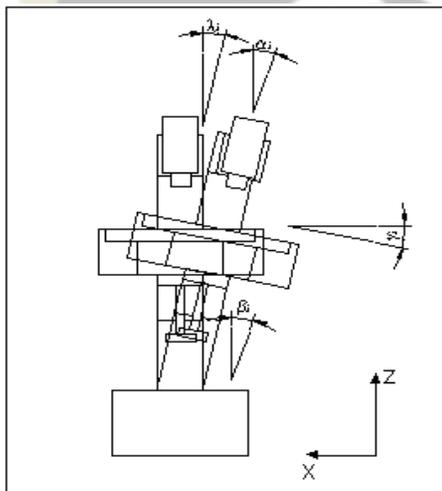
Gambar 17. Modus getar kedua ($f_{n2} = 43,32$ Hz) model 3



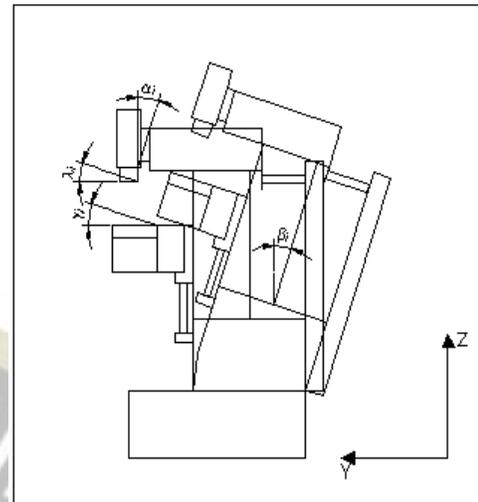
Gambar 18. Modus getar ketiga ($f_{n3} = 90,93$ Hz) model 3

6.1. Perbandingan Pola Modus Getar Ketiga Model

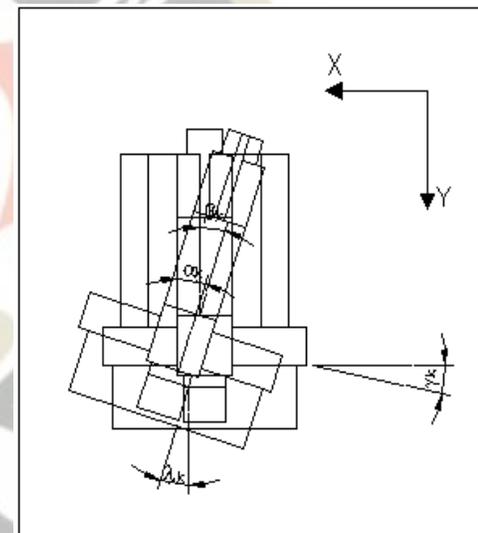
Dari ketiga model, pola modus getar untuk vektor perpindahannya memiliki kesamaan bentuk. Secara umum bentuk modus getar pertama, kedua dan ketiga sebagai berikut.



Gambar 19. Modus getar pertama



Gambar 20. Modus getar kedua



Gambar 21. Modus getar ketiga

6.2. Perbandingan Frekuensi Pribadi Ketiga Model

Tabel 3 : Perbandingan Nilai Eigen dari ketiga model

Nilai Eigen	Model 1 (Hz)	Model 2 (Hz)	Model 3 (Hz)
f_{n1}	29,12	30,24	28,54
f_{n2}	44,53	47,98	43,32
f_{n3}	103,97	97,36	90,93
f_{n4}	161,35	163,40	143,65
f_{n5}	164,66	171,20	164,81
f_{n6}	168,23	217,28	168,49
f_{n7}	208,72	239,69	209,99
f_{n8}	239,50	274,11	239,58
f_{n9}	267,62	299,66	268,43
f_{n10}	277,83	303,99	271,70

6.3. Pengaruh Elemen Masa Terhadap Frekuensi Pribadi

Dengan penambahan elemen masa seperti rumah instrumentasi, motor penggerak utama, motor pemindah lengan dan motor pemindah meja pada

struktur utama (Tabel 4), perubahan frekuensi pribadi dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 4 : Elemen masa

No	Elemen masa	Nilai
1	Rumah instrumentasi	12 kg
2	Motor penggerak utama	6 kg
3	Motor pemindah lengan	4 kg
4	Motor pemindah meja kerja	4 kg
Total elemen masa		26 kg

Tabel 5 : Perbandingan Nilai Eigen dari ketiga model

Nilai Eigen	Model 1 (Hz)	Model 2 (Hz)	Model 3 (Hz)
f_{n1}	28,33	29,35	27,76
f_{n2}	43,23	46,53	42,03
f_{n3}	98,58	91,69	86,92
f_{n4}	125,22	161,48	121,67
f_{n5}	158,28	168,69	142,96
f_{n6}	166,91	172,46	165,34
f_{n7}	173,81	176,57	175,50
f_{n8}	176,20	213,98	176,25
f_{n9}	202,25	239,67	203,36
f_{n10}	228,81	242,25	228,96

6.4. Daerah Operasi Mesin

Putaran operasi motor bekerja pada daerah diatas atau dibawah frekuensi pribadinya. Putaran operasi mesin freis EMCO F3 ini dikendalikan dengan manual dalam memindahkan atau merubah putaran spindel. Mesin freis ini mempunyai 8 daerah operasi (Tabel 6) dimana tiap putaran operasi tidak bisa secara langsung dipindahkan.

Tabel 6 : Putaran operasi EMCO F3

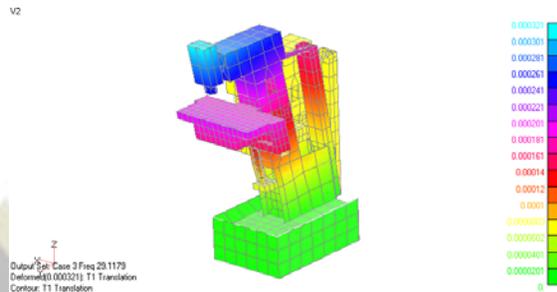
Gigi	Daerah Operasi	
	RPM	Hz
I	80	1,33
II	160	2,67
III	245	4,08
IV	490	8,16
V	360	6,00
VI	720	12,00
VII	1100	18,33
VIII	2200	36,67

7. HASIL ANALISA RESPON FREKUENSIMODAL

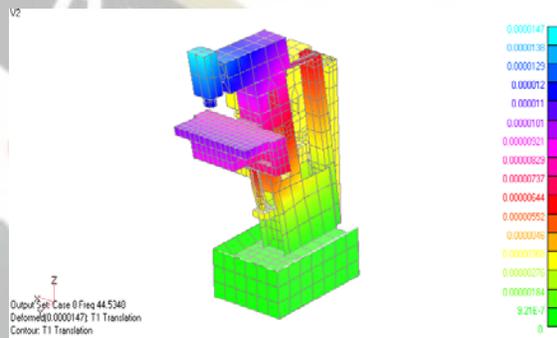
Analisa Respon Frekuensi Modal merupakan suatu bentuk model pengujian dinamik dengan analisa modal. Analisa ini dilakukan dengan pemberian eksitasi dari luar terhadap struktur. Tujuan analisa ini adalah untuk mensimulasikan bentuk pengujian eksperimental agar diperoleh kurva respon frekuensi dari struktur yang diberi eksitasi.

Skenario ini didasarkan pada hasil analisa *normal modes* yang telah dilakukan sebelumnya. Hasil *eigenvalue* menjadi acuan frekuensi eksitasi. Eksitasi 100 N diberikan pada titik nodal bagian lengan searah dengan sumbu x positif dan diambil responnya pada salah satu titik nodal meja kerja, kolom penyangga dan spindel. Analisa ini merupakan bentuk analisa peredaman struktural dengan $\zeta = 0,03$

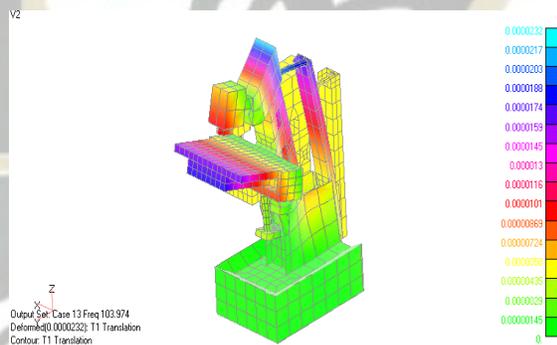
7.1. Modus Getar Hasil Analisa Respon Frekuensi Modal



Gambar 22. Modeshape model 1 pada $f_{n1} = 29,12 \text{ Hz}$

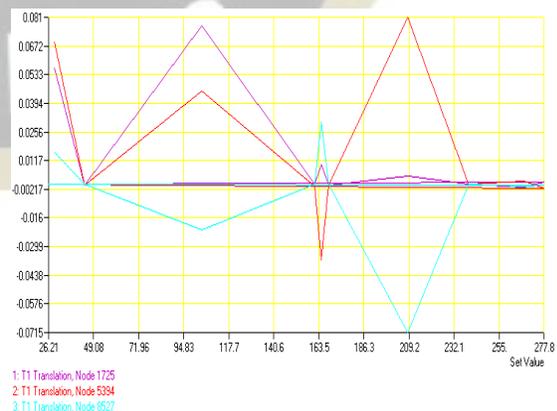


Gambar 23. Modeshape model 1 pada $f_{n2} = 44,53 \text{ Hz}$

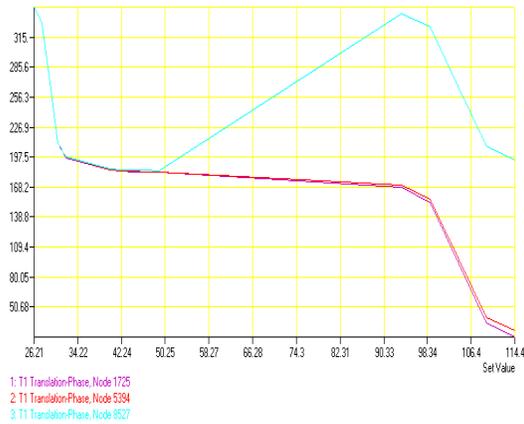


Gambar 24. Modeshape model 1 pada $f_{n8} = 103,97 \text{ Hz}$

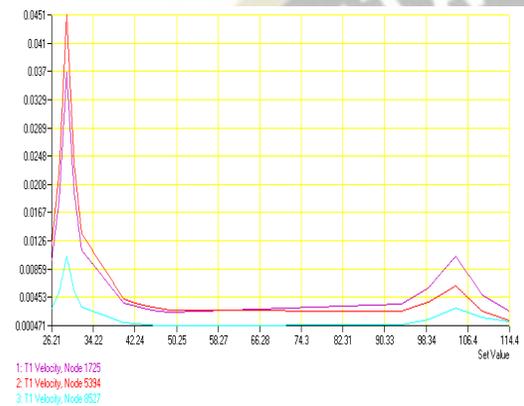
7.2. Grafik FRF Hasil Analisa Respon Frekuensi Modal Untuk Model 1



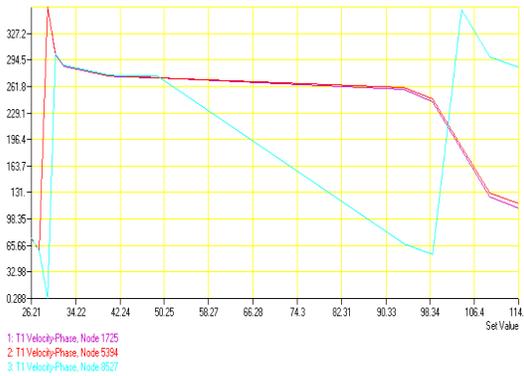
Gambar 25. Grafik *receptance modulus*



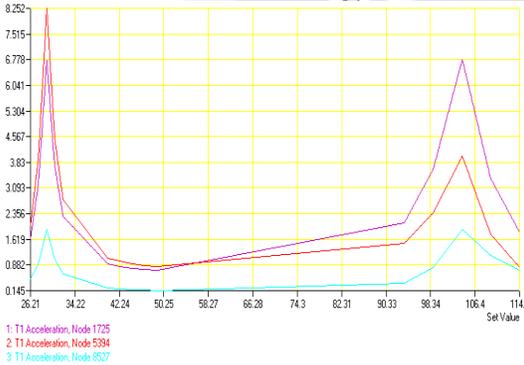
Gambar 26. Grafik receptance phase



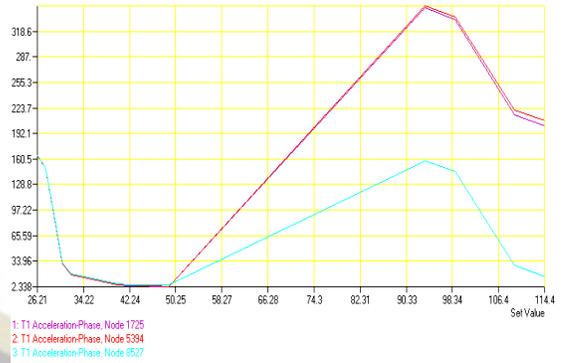
Gambar 27. Grafik mobility modulus



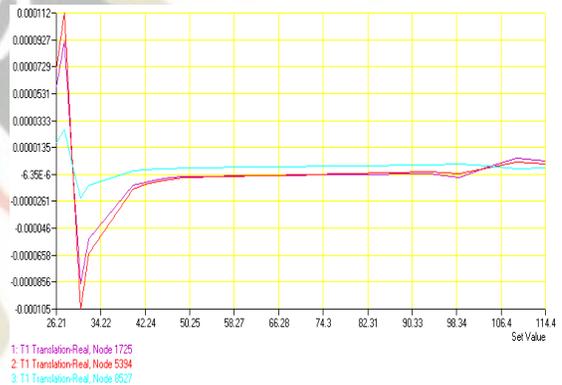
Gambar 28. Grafik mobility phase



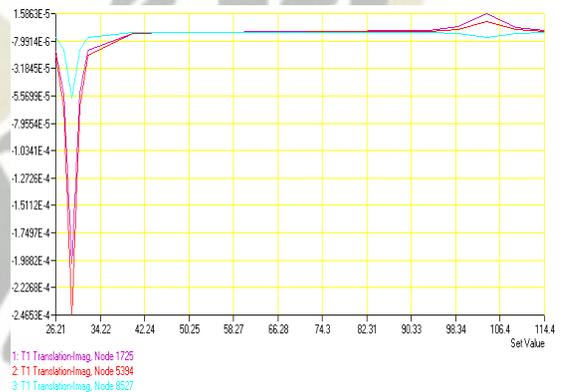
Gambar 29. Grafik acceleration modulus



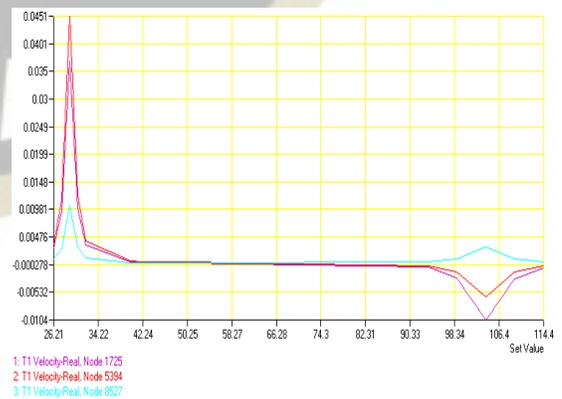
Gambar 30. Grafik acceleration phase



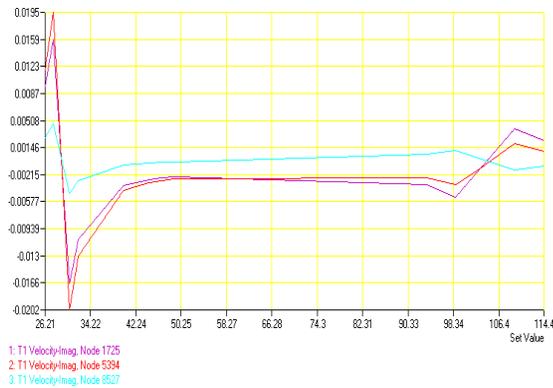
Gambar 31. Grafik receptance real part



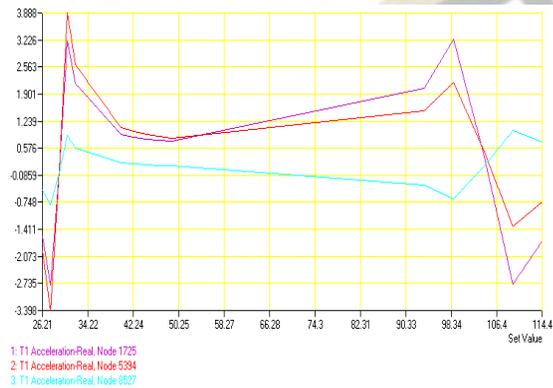
Gambar 32. Grafik receptance imaginary



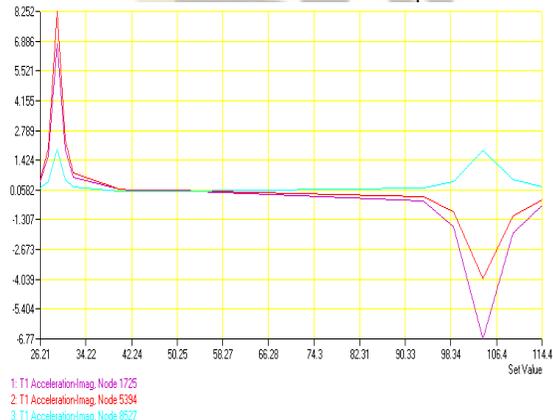
Gambar 33. Grafik mobility real part



Gambar 6.34 Grafik mobility imaginary part



Gambar 6.35. Grafik acceleration real part



Gambar 6.36. Grafik acceleration imaginary part

8. KESIMPULAN

- Dari ketiga model, bentuk modus getar untuk vektor perpindahannya secara umum memiliki karakteristik bentuk yang sama. Modus getar pertama yang dihasilkan dari analisa *Normal modes / eigenvalue* pada program bantu diperoleh deformasi pada bidang xz sedangkan modus getar kedua diperoleh deformasi pada bidang yz dan untuk modus getar ketiga mesin freis berputar terhadap sumbu vertikal z dari kolom.
- Berbeda dengan bentuk modus getar (*mode shape / vectoreigen*), frekuensi pribadi (*eigenvalue*) dari ketiga model mengalami perubahan. Frekuensi pribadi pertama dari model 1 adalah 29,12 Hz,

model 2 adalah 30,24 Hz dan model 3 adalah 28,24 Hz. Perubahan ini disebabkan oleh perubahan kekakuan pada struktur utama. Model kedua lebih kaku karena posisi lengan tertarik kebelakang menyebabkan bagian lengan menyatu dengan kolom sehingga menaikkan kekakuan pada struktur. Berbeda dengan model pertama dan kedua, model ketiga paling rendah frekuensi pribadi pertamanya karena posisi komponen yang berada paling kanan menyebabkan penurunan kekakuan. Posisi meja yang paling kanan menyebabkan lutut tidak seimbang dalam memegang meja kerja.

- Hasil analisa lanjut dari bentuk modus membuktikan bahwa pada daerah frekuensi pribadi keakuratan geometrik dari benda kerja tidak dapat diperoleh ketelitian yang diinginkan karena persyaratan yang menyatakan bahwa kesejajaran lengan dengan meja kerjanya, ketegaklurusan meja kerja terhadap kolom, ketegaklurusan spindel terhadap meja kerja dan kelurusan kolom tidak dapat diperoleh.
- Dalam perencanaan mesin freis, bentuk analisa dari model ini dapat dipakai dalam memprediksikan putaran motor yang akan bekerja nanti. Frekuensi pribadi yang dihasilkan tidak terbatas pada frekuensi pertamanya saja, tetapi frekuensi pribadi kedua, ketiga dan seterusnya tergantung jumlah nodal dari elemen hingga yang dipakai pada model.
- Dengan penambahan elemen masa seperti rumah instrumentasi, motor penggerak utama, motor pemindah lengan dan motor pemindah meja pada struktur utama, frekuensi pribadi mengalami penurunan sekitar 2,7 % dari frekuensi pribadi semula. Hal ini karena elemen masa hanya mempengaruhi nilai matrik masa pada analisa *Normal modes / Eigenvalue*. Bentuk modus getar tidak dipengaruhi oleh elemen ini, elemen ini hanya mempengaruhi nilai eigen (frekuensi pribadi).
- Perbandingan *mode shape* hasil analisa eigenvalue dan analisa respon frekuensi modal agak berbeda karena dalam analisa *eigenvalue* tidak ada eksitasi sedangkan pada analisa respon frekuensi modal terdapat eksitasi dan peredaman.
- Dari grafik FRF membuktikan bahwa pada daerah – daerah frekuensi pribadi mengalami kenaikan respon.

DAFTAR PUSTAKA

- F. koenigsberger D.Sc., J. Tlusty, 1970, “*Machine Tool Struktur*” volume 1, Pergamon Press, Okford.
- Tonshoff, H.K., 1984, “*Machine Tool Struktur*”, Proceeding Seminar on Machine Tool Technology and Applications by Mechanical Engineering Department Bandung Institute of Technology.
- Batha, Klaus-Jurgen, 1982, “*Finite Element Procedures In Engineering Analysis*”, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
- Komang Bagiasna, Patar L Toruan, 1994, “*Penerapan Metode Elemen Hingga Dalam Perancangan Struktur Utama Mesin Freis*”.

Proceeding Seminar Metode Elemen Hingga, Laboratorium Perancangan Mesin Jurusan Teknik Mesin ITB.

5. MSC, 1994, "MSC/Nastran for Reference Manual" version 1.0, The MacNeal-Schwendler Corporation.
6. Blakely, Ken, "MSC/Nastran Basic Dynamic Analysis User's Guide", version 68, The MacNeal-Schwendler Corporation
7. Ewins. D. J., 1984, "Modal Testing : Theory and Practice" , Research Studies Pres Ltd., Taunton, England.
8. Steidel, R.F, Jr., 1978, "An introduction To Mechanical Vibrations", 3rd Edition, John Willey & Sons, New York.
9. Popov, E.P., Zaenal A., 1996, "Mekanika Teknik", Edisi kedua, Erlangga, Jakarta.

LAMPIRAN

Tabel L.1 : Defleksi statik beberapa nodal meja kerja

Nodal	T1 Translation	T2 Translation	T3 Translation	Total Translation
1519	-3.42799E-8	0.00003499	-0.000034987	0.000049481
1181	-3.95924E-8	0.000034983	-0.000034977	0.000049469
1180	-4.48536E-8	0.000034979	-0.000034975	0.000049465
1179	-5.01168E-8	0.000034978	-0.000034981	0.000049469
1465	-5.54336E-8	0.00003498	-0.000034995	0.00004948
1403	-2.34473E-8	0.000034979	-0.000031866	0.000047318
1135	-3.22078E-8	0.000034971	-0.000031852	0.000047302
1134	-4.19498E-8	0.000034967	-0.000031848	0.000047297
1133	-5.16918E-8	0.000034966	-0.000031856	0.000047301
1132	-6.0456E-8	0.000034969	-0.000031874	0.000047316

Tabel L.2. Deformasi di beberapa nodal meja kerja ($f_{n1} = 29,12 \text{ Hz}$)

Nodal	T1 Translation	T2 Translation	T3 Translation	Total Translation
1519	0.055025	-0.0013611	-0.0058453	0.055351
1181	0.055024	-0.00068078	-0.0029219	0.055106
1180	0.055024	-7.27412E-7	0.000000771	0.055024
1179	0.055024	0.00067933	0.0029235	0.055106
1465	0.055025	0.0013596	0.0058469	0.055352
1403	0.054267	-0.0013607	-0.0058441	0.054598
1135	0.054266	-0.00068054	-0.0029212	0.054349
1134	0.054265	-7.27343E-7	7.0135E-7	0.054265
1133	0.054266	0.00067908	0.0029226	0.054349
1132	0.054267	0.0013592	0.0058455	0.054598

Tabel L.3. Deformasi di beberapa nodal meja kerja ($f_{n2} = 44,53 \text{ Hz}$)

Nodal	T1 Translation	T2 Translation	T3 Translation	Total Translation
1519	0.0000037983	0.047563	-0.033099	0.057947
1181	0.000004626	0.047559	-0.033097	0.057942
1180	0.0000056249	0.047557	-0.033095	0.057939
1179	0.000006623	0.047558	0.033096	0.05794
1465	0.0000074487	0.047561	-0.033098	0.057944
1403	0.0000075899	0.047558	-0.029464	0.055945
1135	0.0000070517	0.047553	-0.02946	0.055939
1134	0.0000063425	0.047551	-0.029458	0.055936
1133	0.0000056338	0.047552	-0.029459	0.055937
1132	0.0000050943	0.047555	-0.029463	0.055942

Tabel L.4. Deformasi di beberapa nodal meja kerja ($f_{n3} = 103,97 \text{ Hz}$)

Nodal	T1 Translation	T2 Translation	T3 Translation	Total Translation
1519	0.051757	-0.022787	0.0068075	0.056959
1181	0.051741	-0.011381	0.00341	0.053088
1180	0.051735	0.000015111	0.0000051922	0.051735
1179	0.051741	0.011411	-0.0033996	0.053093
1465	0.051757	0.022817	-0.0067971	0.05697
1403	0.039072	-0.022771	0.0067635	0.045726
1135	0.039051	-0.01137	0.0033888	0.040814
1134	0.039043	0.000015112	0.0000054214	0.039043
1133	0.039051	0.011401	-0.0033779	0.040822
1132	0.039072	0.022801	-0.0067526	0.04574