



## SIMULASI MODAL DAN HARMONIC RESPONSE ANALYSIS UNTUK MEMPREDIKSI PENGARUH STIFFENER TERHADAP PENINGKATAN KEKAKUAN BENDA KERJA

Oegik Soegihardjo<sup>1)</sup>, Suhardjono<sup>2)</sup>, Bambang Pramujati<sup>3)</sup>, Agus Sigit Pramono<sup>4)</sup>

Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya<sup>1,2,3,4)</sup>

Kampus ITS, Keputih, Sukolilo – Surabaya 60111. Indonesia<sup>1,2,3,4)</sup>

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Universitas Kristen Petra<sup>1)</sup>

Jalan. Siwalankerto 121-131, Surabaya 60236. Indonesia<sup>1)</sup>

Phone: 0062-31-2983465, Fax: 0062-31-8417658<sup>1)</sup>

E-mail : [oegiks@peter.petra.ac.id](mailto:oegiks@peter.petra.ac.id)<sup>1)</sup>, [suhardjono@me.its.ac.id](mailto:suhardjono@me.its.ac.id)<sup>2)</sup>, [pramujati@me.its.ac.id](mailto:pramujati@me.its.ac.id)<sup>3)</sup>, [pramono@me.its.ac.id](mailto:pramono@me.its.ac.id)<sup>4)</sup>

### ABSTRAK

Peningkatan kekakuan benda kerja akan meningkatkan batas kestabilan benda kerja terhadap terjadinya chatter. Dengan meningkatnya kekakuan benda kerja, parameter pemesinan seperti putaran spindle dan kedalaman pemotongan dapat dinaikkan guna meningkatkan produktifitas proses pemesinan. Penggunaan stiffener merupakan cara sederhana untuk meningkatkan kekakuan benda kerja, dan cocok diterapkan untuk benda kerja yang berongga dan ber dinding tipis.

Simulasi merupakan alat bantu (tool) yang bermanfaat dalam perancangan, untuk memprediksi karakteristik sistem yang sedang dikaji. Simulasi modal dan harmonic response analysis bertujuan memprediksi karakteristik dinamik dari model benda kerja-stiffener. Dari simulasi diperoleh harga frekuensi pribadi (natural frequency), modus getar (mode shape) dan compliance dari model benda kerja-stiffener.

Paper ini menyajikan simulasi untuk benda kerja tanpa stiffener, benda kerja dengan stiffener kayu sengon, kayu sono dan kayu jati. Benda kerja mempunyai dimensi panjang 400 mm, lebar 200 mm dan tinggi 150 mm dengan ketebalan 9 mm. Stiffener mempunyai dimensi panjang 182 mm, lebar 60 mm dan tinggi 40 mm. Hasil simulasi diverifikasi berdasarkan hasil eksperimen yang sudah dilakukan sebelumnya.

Hasil simulasi menunjukkan kecenderungan/trend yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen. Dengan demikian simulasi modal dan harmonic response analysis dapat digunakan sebagai langkah awal (preliminary study) untuk mempelajari karakteristik dinamik benda kerja-stiffener.

**Kata kunci:** karakteristik dinamik, stiffener, chatter, kekakuan.

### 1. Pendahuluan.

Pada proses dengan mesin perkakas, chatter masih menjadi salah satu kendala yang membatasi produktivitas dan menyebabkan rendahnya kualitas permukaan benda kerja, serta menurunnya umur pahat. Dalam kajian serta evaluasi tentang berbagai upaya yang telah dilakukan untuk mereduksi chatter yang dilakukan oleh Siddhpura [1] maupun Quintana [2], menunjukkan bahwa chatter masih belum bisa diatasi sepenuhnya. Berbagai upaya terus dilakukan untuk meningkatkan stabilitas proses pemesinan, baik dengan meningkatkan kekakuan struktur mesin perkakas, meningkatkan kekakuan pahat maupun kekakuan benda kerja.

Upaya mereduksi chatter dengan meningkatkan kekakuan struktur mesin milling vertikal dilakukan oleh Hung [3] dengan menggunakan *preloaded ball bearing* pada *linear guide*. Upaya ini cukup baik dan bermanfaat untuk diterapkan pada perancangan mesin baru, walaupun mungkin agak mahal bila diterapkan pada mesin yang sudah ada (mengganti *bearing* yang ada dengan *preloaded bearing*).

Catania [4] melakukan eksperimen untuk menunjukkan bahwa pahat dengan *tool holder* pendek, batas kestabilan terhadap chatter meningkat. Walaupun proses pemotongan disarankan memakai *tool holder* pendek, di dalam praktek sebagian proses pemesinan dilakukan dengan *tool holder* panjang untuk menjangkau posisi pemotongan di dinding bagian dalam benda kerja.

Choudhury [5] membuat *non-uniform insert pitch* (sudut antar mata yang berbeda pada *holder* pahat *insert*) pada pahat untuk *face milling* sebagai upaya mereduksi chatter. Pada pahat dengan *insert pitch* yang berbeda (*non uniform pitch*), batas kestabilan terhadap chatter memang meningkat dibandingkan dengan pahat dengan *pitch* sama (*uniform pitch*). Cara ini baik untuk mereduksi chatter, walaupun kurang praktis diterapkan di lapangan, karena *holder* pahat dengan *non uniform pitch* perlu dipesan secara khusus. Di samping itu, untuk kondisi pemotongan yang berbeda besaran *non-uniform insert pitch* juga berbeda.

Paper ini menyajikan simulasi penggunaan stiffener untuk meningkatkan batas kestabilan terhadap chatter. Dari sisi praktis, penggunaan stiffener mudah diterapkan di lapangan, terutama untuk benda kerja berongga yang ber dinding tipis. Koenigsberger [6] menguraikan manfaat penggunaan stiffener untuk meningkatkan kekakuan struktur kolom mesin perkakas. Bila fenomena yang ingin dipelajari bisa dimodelkan dengan baik, simulasi merupakan cara yang efektif untuk memprediksi efek penggunaan stiffener terhadap kekakuan benda kerja. Simulasi yang sebelumnya



dilakukan oleh Soegihardjo [7] dan diverifikasi berdasarkan eksperimen yang dilakukan oleh Utoro [8], menunjukkan bahwa hasil simulasi menunjukkan trend yang sejalan dengan hasil eksperimen.

### 1.1 Teori Tlusty-Polacek [6,7]

Pada proses permesinan, *chatter* timbul sebagai akibat efek regeneratif. Pahat memotong permukaan benda kerja yang bergelombang  $y(t)$  yang diakibatkan oleh proses pemotongan sebelumnya  $y_o(t)$ . Sebagai akibatnya, maka tebal geram akan bervariasi yang menyebabkan perubahan gaya potong  $p(t)$  sebagaimana dinyatakan pada rumus berikut.

$$p(t) = -b \cdot r \cdot [y(t) - y_o(t)] \quad (1)$$

di mana  $b$  adalah lebar geram dan  $r$  adalah koefisien kestabilan yang besarnya tergantung pada proses pemotongan.

Teori Tlusty-Polacek mengasumsikan bahwa koefisien kestabilan  $r$  adalah konstan, dan getaran bersifat harmonik sehingga berlaku,

$$\begin{aligned} p(t) &= \hat{p} \cdot e^{i\omega t} \\ y(t) &= \hat{y} \cdot e^{i\omega t} \\ y_o(t) &= \hat{y}_o \cdot e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

Substitusi persamaan (2) ke persamaan (1) menghasilkan

$$\hat{p} = -b \cdot r (\hat{y} - \hat{y}_o) \quad (3)$$

Ditinjau dari sistem getaran mesin perkakas dengan fungsi transfer  $H(i\omega)$ , maka

$$\begin{aligned} H(i\omega) &= \frac{Y(i\omega)}{P(i\omega)} \quad \text{atau} \\ \frac{Y(i\omega)}{H(i\omega)} &= P(i\omega) \end{aligned} \quad (4)$$

Substitusi persamaan (3) ke dalam persamaan (4) dan menyusun ulang persamaan yang dihasilkan, diperoleh

$$\xi = \frac{\hat{y}_o}{\hat{y}} = \frac{1}{\frac{b \cdot r}{H_g(i\omega)} + 1} \quad (5)$$

Persamaan (5) merupakan *closed-loop system* dari *self-excited vibrations* [6], di mana  $H_g(i\omega) = d \cdot H(i\omega)$  dengan  $d$  adalah faktor arah.

Parameter  $\xi = \frac{\hat{y}_o}{\hat{y}}$  merupakan perbandingan amplitudo. Batas kestabilan dicapai bila

$$|\xi| = \left| \frac{\hat{y}_o}{\hat{y}} \right| = \left| \frac{1}{\frac{b \cdot r}{H_g(i\omega)} + 1} \right| = 1 \quad (6)$$

Fungsi transfer  $H_g(i\omega) = d \cdot H(i\omega)$  mempunyai komponen riil dan imajiner. Karena harga imajiner pembilang dan penyebut persamaan (6) sama, maka persamaan (6) hanya ditentukan oleh harga riil saja, dan dinyatakan sebagai,

$$|\xi| = \left| \frac{\hat{y}_o}{\hat{y}} \right| = \left| \frac{1}{\frac{b \cdot r}{H_{gr}(i\omega)} + 1} \right| = 1 \quad (7)$$

Karena  $|\xi| = 1$  maka  $\xi$  mempunyai harga 1 dan -1. Untuk harga  $\xi = -1$  maka solusi persamaan (7) adalah,

$$\frac{1}{b \cdot r} = -2 \cdot H_{gr}(i\omega) \quad (8)$$

Dengan mengatur ulang persamaan (8) maka batas lebar geram kritis, yaitu lebar geram pada batas stabilitas pemotongan adalah sebesar,

$$b_{lim} = \frac{1}{-2 \cdot r \cdot H_{gr}(i\omega)} \quad (9)$$

### 1.2 Compliance dan kekakuan dinamik.

*Compliance* merupakan merupakan rasio antara perpindahan (X) dengan gaya (P) dalam fungsi frekuensi. Semakin besar harga *compliance* mengindikasikan semakin besarnya ketidak kakuan dari sebuah struktur. *Compliance* dirumuskan dalam bentuk [6, 7],

$$Compliance = \frac{X}{P}(f) \quad (10)$$

Kekakuan dinamik merupakan rasio antara gaya (P) dengan perpindahan (X) dalam fungsi frekuensi, dan dirumuskan dalam bentuk [6, 7],

$$K_{dyn} = \frac{P}{X}(f) \quad (11)$$



Jika sebuah sistem memiliki nilai kekakuan dinamik semakin besar, maka sistem tersebut semakin kaku. Untuk sistem yang semakin kaku, batas kestabilan terhadap *chatter* semakin meningkat.

### 1.3 Modus getar.

Zaveri [9] menyatakan bahwa modus getar (*mode shape*) merupakan rasio dari amplitudo gerakan dari berbagai titik dalam sebuah struktur pada saat struktur dieksitasi pada frekuensi naturalnya (frekuensi pribadi). Dengan demikian modus getar menunjukkan pola deformasi dari suatu struktur untuk setiap frekuensi naturalnya. Lebih jauh Zaveri [9] menjelaskan dengan asumsi gerakan harmonik, maka untuk sistem getaran tidak teredam dengan 2 derajat kebebasan (2 *degree of freedom (DOF) undamped vibration system*), di mana  $\ddot{y}_i = -\lambda_i y_i$  dan  $\lambda_i = \omega^2$ , dengan  $\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , maka persamaan aljabar simultan dalam  $u_i$  dapat dinyatakan sebagai,

$$[[m]^{-1}[k] - \lambda[1]] \{u\} = 0 \quad (12)$$

Persamaan karakteristik untuk sistem dengan 2 derajat kebebasan untuk sistem getaran tidak teredam (*undamped vibration system*) ditunjukkan dalam persamaan (13),

$$|[m]^{-1}[k] - \lambda[1]| = 0 \quad (13)$$

Persamaan (13) dapat dikembangkan dan ditulis sebagaimana persamaan berikut,

$$\lambda^n + a_1\lambda^{n-1} + a_2\lambda^{n-2} + a_3\lambda^{n-3} + \dots \dots \dots a_n = 0 \quad (14)$$

Persamaan (14) merupakan polinomial dalam  $\lambda$  untuk sistem dengan  $n$  derajat kebebasan ( $n$  *degree of freedom system*). Nilai-nilai akar  $\lambda_i$  dari persamaan karakteristik disebut *eigenvalues*. Frekuensi natural dari sistem getaran tidak teredam dapat ditentukan dari rumus  $\lambda_i = \omega^2$ . Dengan mensubstitusikan  $\lambda_i$  ke dalam persamaan (12) maka modus getar untuk setiap frekuensi natural  $\{u_i\}$  untuk suatu struktur dapat diperoleh.

## 2. Metodologi.

Dalam simulasi dengan metode elemen hingga (FEM) menggunakan *software Ansys*, prosedur umum analisis yang dilakukan dalam paper ini adalah sebagai berikut [10],

- a. *PRE-PROCESSING*, meliputi:
  - *Element type definition*,
  - *Material properties definition*
  - *modeling and meshing*
- b. *SOLUTION*, meliputi:
  - *Apply boundary condition*
  - *Apply load*
  - *Define the type of analysis: (1) Modal Analysis and (2) Harmonic Response Analysis.*
  - *Solve for result*
- c. *POST-PROCESSING*
  - *Read the result summary (Modal and Harmonic Response Analysis)*
  - *Plot the calculated result of the modes of vibration*
  - *Plot the displacement of each mode of vibration*
  - *Plot compliance for the natural frequency*
  - *Plot frequency response function.*

Dalam simulasi ini, *properties* material dari benda kerja berbentuk kotak berupa *cast iron alloys* dengan modulus elastisitas 170 GPa, *density* 7800 kg/m<sup>3</sup>, *Poisson's ratio* 0,30. *Properties* material *stiffener* berupa kayu (*wood*) diambil berdasarkan data yang disajikan Moaveni [9].

Model kontak antara dinding benda kerja dengan *stiffener* dimodelkan sebagai *surface to surface contact areas*. Model kontak *surface to surface contact areas* lebih tepat untuk memodelkan kondisi yang sebenarnya bila dibandingkan dengan *body to body (volume) contact* yang dilakukan dalam simulasi sebelumnya [7]. *Body to body (volume) contact* memberikan hasil kekakuan dinamik yang lebih tinggi dibandingkan dengan *surface to surface contact areas*. Dalam simulasi untuk merepresentasikan kontak antara benda kerja dengan *stiffener*, mensyaratkan adanya *target* dan *contact* yang harus ditentukan. Benda kerja (yang lebih kaku) dipilih sebagai *target* sedangkan *stiffener* (yang kurang kaku) dipilih sebagai *contact*. Kontak antara benda kerja dan *stiffener* disimulasi melalui *contact pair* dengan parameter yang bisa dipilih dalam *contact wizard* di *software Ansys*.

Dua jenis analisis dipilih dalam simulasi yang disajikan di paper ini. Analisis yang pertama adalah *modal analysis*, dengan *number of modes* (modus getar) *to extract* = 5, pada rentang frekuensi 0 – 2000 Hz. Sedangkan analisis kedua berupa *harmonic response analysis* untuk mendapatkan kurva *compliance* maupun kurva *frequency response function* dari benda kerja dan *stiffener*. Beban sebesar 25 N bekerja ke arah sumbu Y negatif. Arah gaya ini dipilih karena disesuaikan dengan arah gaya eksitasi yang diberikan pada saat eksperimen [8].



Dimensi benda kerja dalam simulasi adalah: panjang 400 mm, lebar 200 mm, tinggi 150 mm, tebal dinding 9 mm. Dimensi *stiffener* dalam simulasi adalah: panjang 182 mm, lebar 60 mm, tinggi 40 mm. Dalam simulasi, dimensi model benda kerja maupun *stiffener* dibuat dengan skala 1:1 (sesuai dengan ukuran benda kerja dan *stiffener* sebenarnya). *Stiffener* diletakkan sekitar 10 mm dari permukaan benda kerja.

Gambar 1 adalah model benda kerja tanpa *stiffener* (kiri) dan benda kerja dengan *stiffener* sudah terpasang pada benda kerja (kanan).



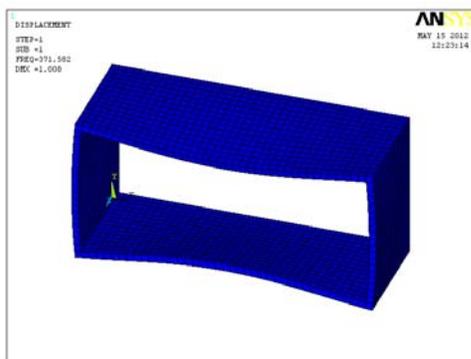
Gambar 1. Model benda kerja tanpa *stiffener* (kiri) dan model benda kerja dengan posisi *stiffener* terpasang di benda kerja (kanan).

### 3. Hasil dan Pembahasan.

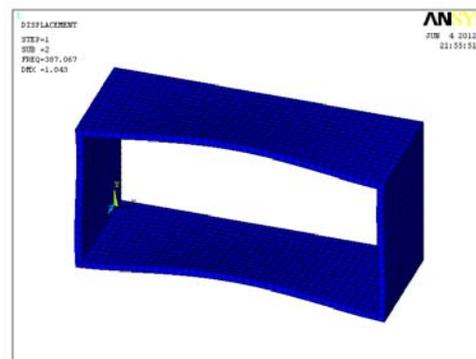
Tabel 1 adalah perbandingan frekuensi natural hasil simulasi *modal analysis* dan eksperimen. Dalam simulasi *modal analysis*, diambil 5 modus getar baik untuk benda kerja tanpa *stiffener* maupun benda kerja dengan *stiffener*. Lima modus getar (*mode shape*) untuk benda kerja tanpa *stiffener* hasil simulasi *modal analysis* ditunjukkan di Gambar 2. Tingkat kerapatan *meshing* model benda kerja maupun *stiffener* berpengaruh terhadap hasil simulasi. Untuk nilai modulus elastisitas yang sama, ukuran *meshing* yang kasar cenderung menghasilkan kekakuan yang lebih tinggi. Frekuensi hasil simulasi menunjukkan hasil yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen. Rentang perbedaan paling besar terhadap hasil eksperimen terjadi pada simulasi dengan *stiffener* kayu jati sebesar 2.7%.

Tabel 1. Frekuensi Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].

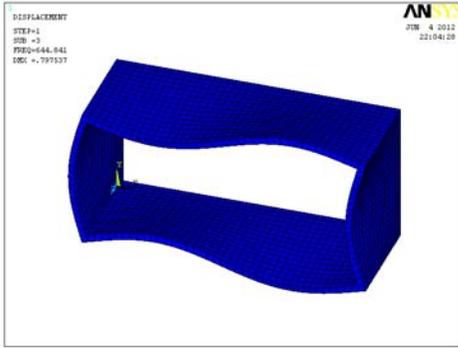
<i>Stiffener</i>	Frekuensi (Hz)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	371,58	370	0,4
Kayu Sengon	407,39	408	0,1
Kayu Sono	420,58	418	0,6
Kayu Jati	433,52	422	2,7



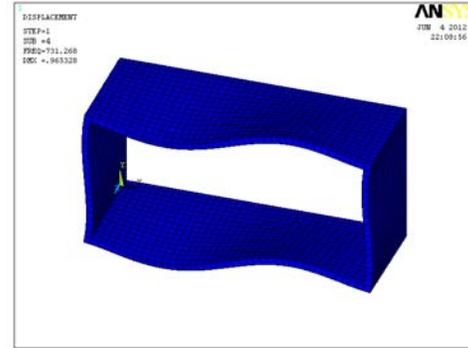
(a) modulus getar 1



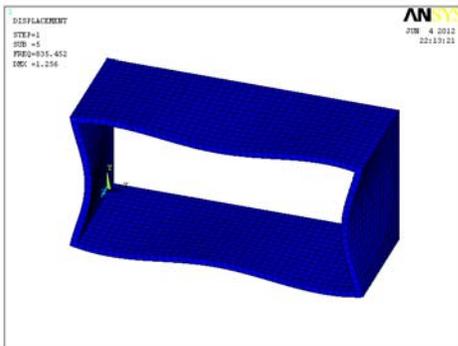
(b) modulus getar 2



(c) modus getar 3



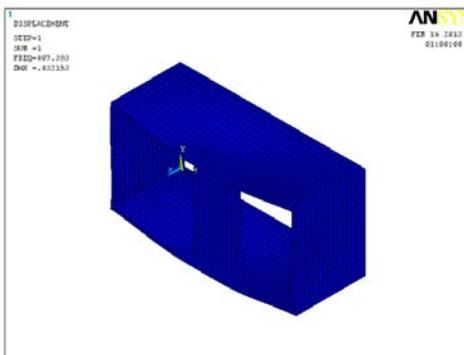
(d) modus getar 4



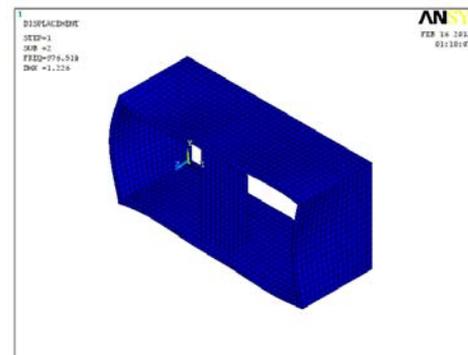
(e) modus getar 5

Gambar2. Modus getar benda kerja tanpa *stiffener*.

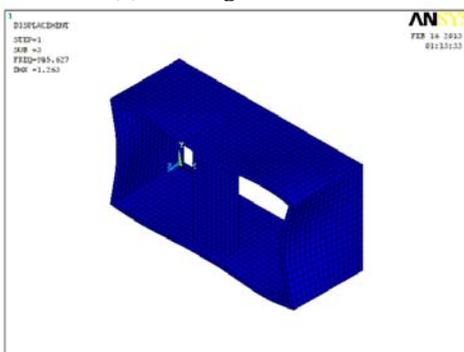
Gambar 3 merupakan lima modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon. Modus getar benda kerja ini didapatkan melalui simulasi *modal analysis*. Modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sono, kayu sengon maupun kayu jati menunjukkan kesesuaian dengan modus getar benda kerja tanpa *stiffener*.



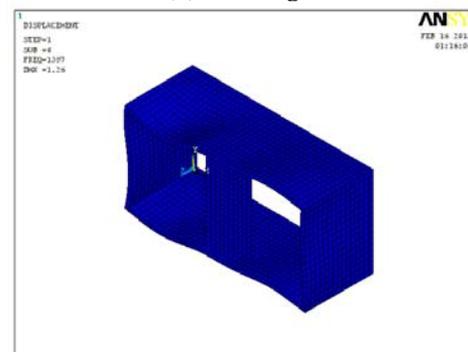
(a) modus getar 1



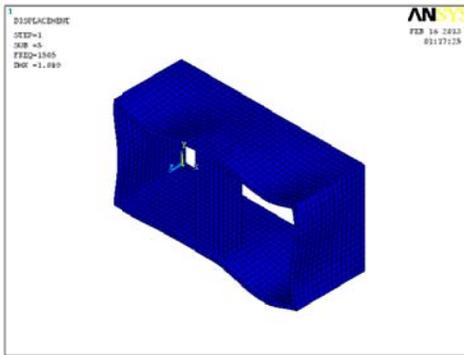
(b) modus getar 2



(c) modus getar 3



(d) modus getar 4



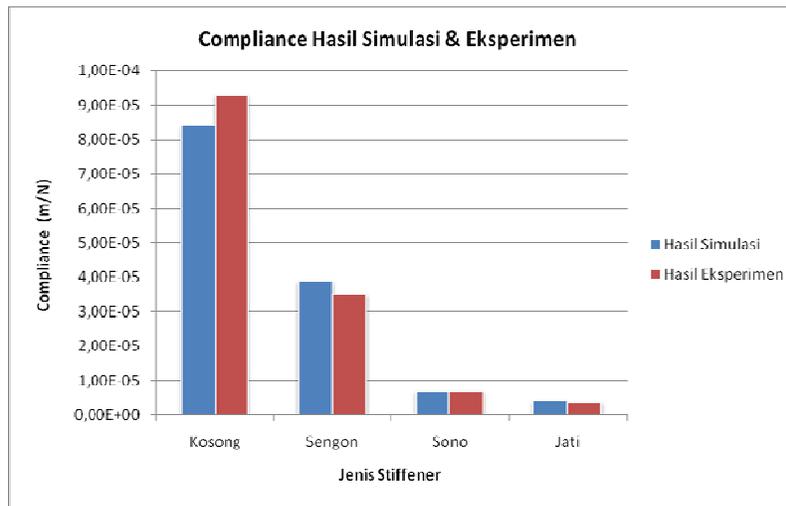
(e) modus getar 5

Gambar 3. Modus getar benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon.

Harga *compliance* hasil simulasi diperoleh melalui kurva *absolute compliance* yang tercantum di Gambar 6. Kurva *absolute compliance* merupakan hasil simulasi menggunakan *harmonic response analysis*. Nilai *compliance* dicantumkan pada Tabel 2 dan di plot dalam Gambar 4. *Compliance* menunjukkan ketidak kakuan benda kerja, di mana makin besar nilai *compliance* berarti benda kerja semakin kurang kaku. Nilai *compliance* terbesar adalah untuk benda kerja tanpa *stiffener* dan berturut-turut semakin kecil untuk benda kerja dengan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati.

Tabel 2. *Compliance* Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].

<i>Stiffener</i>	<i>Compliance</i> (m/N)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	8,41e-05	9,30e-05	9,6
Kayu Sengon	3,90e-05	3,52e-05	10,8
Kayu Sono	6,81e-06	6,89e-06	1,2
Kayu Jati	4,14e-06	3,78e-06	9,5

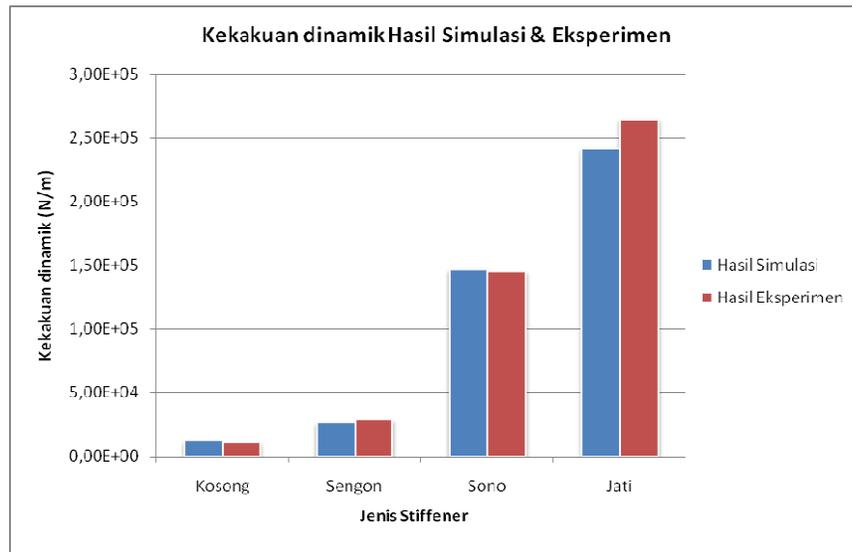


Gambar 4. Kurva *compliance* hasil simulasi & eksperimen [8] untuk benda kerja tanpa dan dengan 3 jenis *stiffener*.

Kekakuan dinamik benda kerja tanpa *stiffener* maupun dengan *stiffener* ditabulasikan di Tabel 3 dan di plot di Gambar 5. Rentang perbedaan terbesar hasil simulasi dan eksperimen untuk *compliance* dan kekakuan dinamik terjadi pada simulasi *stiffener* kayu sengon sebesar 10,8%. Simulasi penambahan *stiffener* pada benda kerja (Tabel 3 dan Gambar 4) menunjukkan bahwa penambahan *stiffener* meningkatkan kekakuan dinamik benda. Peningkatan kekakuan dinamik terbesar diperoleh dari *stiffener* kayu jati.

**Tabel 3. Kekakuan dinamik Hasil Simulasi dan Eksperimen [8].**

<i>Stiffener</i>	Kekakuan Dinamik (N/m)		Perbedaan Hasil Simulasi & Eksperimen (%)
	Simulasi	Eksperimen	
Kosong	11890,61	10758,47	9,6
Kayu Sengon	25641,03	28373,90	10,8
Kayu Sono	146842,88	145095,76	1,2
Kayu Jati	241545,89	264644,99	9,5



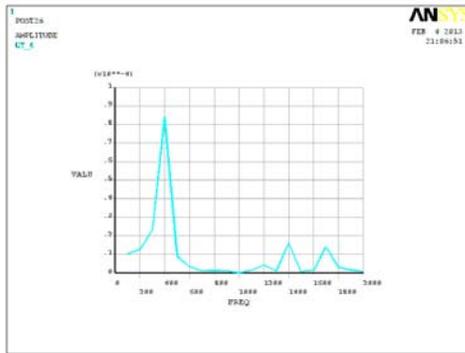
**Gambar 5. Kurva kekakuan dinamik hasil simulasi & eksperimen [8] untuk benda kerja tanpa dan dengan 3 jenis *stiffener*.**

Hasil simulasi menunjukkan dengan penambahan *stiffener* kayu jati meningkatkan kekakuan benda kerja sebesar 20 kali, bila dibandingkan dengan kekakuan benda kerja tanpa *stiffener*. Peningkatan kekakuan dinamik benda kerja menggunakan kayu sengon dan kayu sono, berturut-turut adalah 2,2 kali dan 12,4 kali.

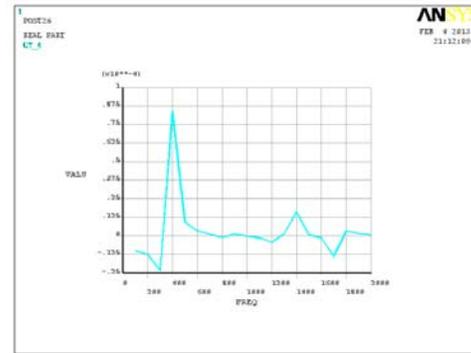
Peningkatan kekakuan dinamik benda kerja (hasil eksperimen) dengan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati, berturut-turut adalah 2,64 kali, 13,5 kali dan 24,6 kali. Walaupun secara numerik hasil simulasi berbeda dengan hasil eksperimen, namun trend hasil simulasi sudah menunjukkan trend yang sesuai dengan hasil eksperimen.

Penyebab potensial yang menyebabkan perbedaan hasil simulasi dan eksperimen antara lain adalah idealisasi kondisi dalam simulasi, berupa pemilihan harga-harga parameter untuk simulasi yang tidak sepenuhnya menggambarkan kondisi sebenarnya. Posisi *node* yang dipilih untuk menentukan harga *compliance* juga mempengaruhi besarnya harga kekakuan benda kerja. Dua posisi *node* yang berdekatan bisa menghasilkan harga *compliance* yang berbeda.

Parameter untuk mensimulasikan kontak antara *stiffener* dengan benda kerja (*surface to surface contact areas*) juga mempengaruhi besarnya frekuensi natural (*natural frequency*) maupun *compliance*. Nilai *penalty stiffness* diambil sebesar 1 agar tidak terjadi *artificial mode of vibration* pada kontak antara benda kerja dan *stiffener*, yang bisa mempengaruhi *compliance*. Nilai *penalty stiffness* sebesar 1 atau lebih besar, adalah nilai yang disarankan agar hasilnya konvergen. Gambar 6 adalah adalah kurva *absolute compliance* dan *real part compliance* benda kerja tanpa *stiffener*, yang diperoleh melalui simulasi *harmonic response analysis*.



(a)



(b)

**Gambar 6. Kurva absolute compliance (a) dan kurva real part compliance (b) benda kerja tanpa stiffener.**

Simulasi *modal analysis* dan *harmonic response analysis* yang sudah dilakukan, dengan hasil dan trend yang tidak jauh berbeda dengan hasil eksperimen bisa menjadi alternatif kajian pendahuluan untuk mempelajari pengaruh penggunaan *stiffener* terhadap kekakuan dinamik benda kerja. Untuk menjamin agar simulasi dapat merepresentasikan kondisi aktual dengan baik, pemodelan benda kerja - *stiffener* yang dibuat, serta berbagai parameter yang dipilih untuk keperluan simulasi harus dipilih dengan hati-hati.

#### 4. Kesimpulan.

Simulasi *modal* dan *harmonic response analysis*, bila disertai dengan pemodelan yang sedekat mungkin merepresentasikan kondisi aktual yang ingin dipelajari, dapat digunakan sebagai kajian awal untuk melakukan analisis pengaruh penggunaan *stiffener* terhadap kekakuan dinamik benda kerja.

Hasil simulasi penggunaan *stiffener* kayu sengon, kayu sono dan kayu jati, berturut-turut meningkatkan kekakuan dinamik benda kerja sebesar 2,2 kali, 12,4 kali dan 20 kali bila dibandingkan dengan kekakuan dinamik benda kerja tanpa *stiffener*. Hasil simulasi ini memberikan trend yang sejalan/sesuai dengan hasil eksperimen.

#### 5. Daftar Pustaka.

1. Siddhpura, M. and Paurobally, R., A Review of Chatter Vibration Research in Turning., International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol. 61, p 27-47, 2012.
2. Quintana, G. and Ciurana, G., Chatter in Machining Process: A Review., International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011.
3. Hung, J.P., et. al., Finite Element Prediction on the Machining Stability of Milling Machine with Experimental Verification., World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol. 72, 2010.
4. Catania, G. and Mancinelli, N., Theoretical-experimental modeling of milling machines for the prediction of chatter vibration., International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2011.
5. Choudhury, S.K., and Mathew, J., Investigations of the Effect of Non-uniform Insert Pitch on Vibration During Face Milling., International Journal of Machine Tools & Manufacturing, Vol. 35, No. 10. Pp 1435-1444, 1995.
6. Koenigsberger, F. and Tlustý, J., Machine Tool Structures., Volume 1, 1<sup>st</sup> edition, Pergamon Press Ltd, 1970.
7. Soegihardjo, O., et. al., "Upaya Menghindari Chatter pada Proses Face Milling dengan Penambahan Stiffener pada Benda Kerja Berbentuk Kotak"., Prosiding Seminar Nasional Teknik Mesin 7, Surabaya, Indonesia, 2012.
8. Utoro, J., "Studi Ekperimental Pengaruh Penggunaan Berbagai Material Stiffener Terhadap Chatter pada Proses Mengfreis Tegak untuk Benda Kerja berbentuk Kotak"., Tugas Akhir, Jurusan Teknik Mesin, FTI Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, 2006.
9. Zaveri, K., Modal Analysis of Large Structures – Multiple Exciter Systems, 1<sup>st</sup> edition, 2<sup>nd</sup> print., Bruel & Kjaer, November 1984.
10. Moaveni, S., Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys., 2<sup>nd</sup> edition, International Edition, Prentice Hall, Pearson Education International, Upper Saddle River, New Jersey, 2003.