

Optimisasi Desain *Rib* pada Struktur *Bed* Mesin Bubut CNC terhadap Pengaruh Defleksi dan Frekuensi Pribadi

Agus Wibowo¹, Ahmad Taufiqur Rohman¹, Reza Aulia Rahman² dan
Barep Luhur Widodo¹

¹Balai Teknologi Mesin Perkakas, Teknik Produksi dan Otomasi - BTMEPPO
Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi - BPPT
Gedung Teknologi 2, PUSPIPTEK, Cisauk, Tangerang Selatan, Banten – 15314.
E-mail: ataufiqur@yahoo.com

²Program Studi Teknik Mesin–Fakultas Teknik Mesin dan DirgantaraITB

Abstrak

Mayoritas mesin bubut CNC yang ada saat ini di industri merupakan produk impor. BTMEPPO – BPPT selaku instansi pemerintah yang memiliki peranan dalam hal perancangan dan pengembangan mesin perkakas, produksi, dan otomasi melihat peluang untuk membuat mesin bubut CNC dengan harga yang bersaing dan mempunyai kualitas yang sama dengan produk sejenis buatan luar negeri di pasaran. Salah satu aspek penting dalam perancangan mesin bubut adalah perancangan struktur utama yang disebut *bed* yang menggunakan suatu rangka seperti tulang rusuk yang disebut *rib* sehingga mesin tetap kaku dan mampu mengatasi pembebanan yang terjadi, namun tetap memenuhi aspek berat yang tidak berlebihan. Proses perancangan dilakukan melalui metode penelitian dan pengembangan berdasarkan desain *bed* mesin bubut CNC yang dibuat oleh BTMEPPO – BPPT kemudian desain tersebut dilakukan optimasi untuk mendapat desain yang lebih baik dilihat dari ketahanan terhadap beban statik dan dinamik. Ketahanan statik dan dinamik dari optimasi desain yang diujikan adalah defleksi dan tegangan *von Mises* (statik) serta frekuensi pribadi dan struktur *bed* (dinamik). Material yang akan digunakan pada *bed* adalah FC25.

Kata kunci: *bed*, *rib*, defleksi, frekuensi pribadi

Pendahuluan

Perkembangan mesin perkakas menjadi salah satu tolak ukur kemajuan dari suatu bangsa/negara. Hal ini dapat dilihat pada negara-negara maju seperti Jepang, Jerman, dan Amerika Serikat yang tidak melupakan sektor mesin perkakas dalam industri manufakturnya sehingga menjadi pemasok utama mesin perkakas ke seluruh dunia.

Balai Teknologi Mesin Perkakas, Teknik Produksi, dan Otomasi – Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (disingkat BTMEPPO – BPPT) berencana

membuat mesin bubut CNC dengan metode penelitian dan pengembangan (*research and development*). Target dari produk ini adalah harga yang bersaing dan mempunyai kualitas yang sama dengan produk sejenis buatan luar negeri di pasaran. Sehingga mesin buatan BTMEPPO – BPPT mampu bersaing dengan mesin buatan luar negeri dalam perkembangannya.

Dengan melakukan optimasi desain *bed* mesin bubut CNC yang dibuat oleh BTMEPPO – BPPT maka diharapkan dapat menghasilkan desain *bed* dengan *rib* yang

optimal dilihat dari ketahanan terhadap beban statik dan dinamik.

Ketahanan terhadap beban statik dan dinamik yang dimaksud, antara lain:

a. Statik

Gaya statik yang bekerja di struktur adalah akibat dari gaya proses/gaya pemotongan dan berat dari komponen mesin serta benda kerja. Gaya statik yang bekerja pada struktur akan mengakibatkan adanya defleksi atau kesalahan geometrik selama proses pemesinan yang terjadi sehingga hasil proses pemesinan akan berada pada daerah toleransi yang nilainya diperoleh dari kesalahan geometrik akibat pembebanan statik. Adanya kesalahan geometrik ini akan mempengaruhi akurasi hasil proses pemesinan. Selain itu gaya-gaya tersebut juga mengakibatkan tegangan pada suatu benda. Tegangan ini khususnya tegangan *von Mises*, mempengaruhi kegagalan statik suatu benda atau struktur.

Teori Varignon menyatakan bahwa gaya-gaya yang berada di sebuah titik dapat dipindahkan ke titik yang diinginkan dengan menambah momen gaya dari resultan gaya yang diinginkan. Sehingga persamaannya

$$F_{\text{resultan}} = \sqrt{F1^2 + F2^2} \quad (1)$$

dimana

F_{resultan} = Gaya resultan (N)

$F1^2$ = Gaya ke 1 (N)

$F2^2$ = Gaya ke 2 (N)

Sehingga gaya resultan tersebut jika dipindahkan ke beberapa titik persamaannya menjadi

$$M = r \times F_{\text{resultan}} \quad (2)$$

dimana

M = Momen (Nm)

R = jarak (m)

F_{resultan} = Gaya resultan (N)

b. Dinamik

Gaya dinamik umumnya diakibatkan oleh defleksi dinamik dan frekuensi pribadi. Akibat dari gaya dinamik ini, mengakibatkan terjadinya getaran atau sering disebut *chatter* yang mempengaruhi stabilitas dari proses pemesinan. Pada mesin bubut, yang termasuk kategori mesin perkakas

ringan, kriteria dinamik yang digunakan adalah

$$\omega_n < \text{Frekuensi eksitasi} \quad (3)$$

$$\omega_n = \text{frekuensi pribadi struktur} \quad (4)$$

Struktur yang baik adalah ketika frekuensi kerja maksimum dari beban yang memiliki nilai 1/3 dari frekuensi pribadi strukturnya [5].

Dalam proses perancangan struktur mesin perkakas dibutuhkan suatu rangka seperti tulang rusuk yang disebut *rib* untuk meningkatkan ketahanan dan kekakuan struktur serta mengurangi berat dari struktur. Pada tabel 1 dan 2 ditunjukkan beberapa desain *rib* yang sering digunakan pada mesin perkakas beserta perbandingan kekakuannya [4].

Tabel 1. Perbandingan nilai kekakuan dari berbagai desain *rib* untuk struktur tertutup

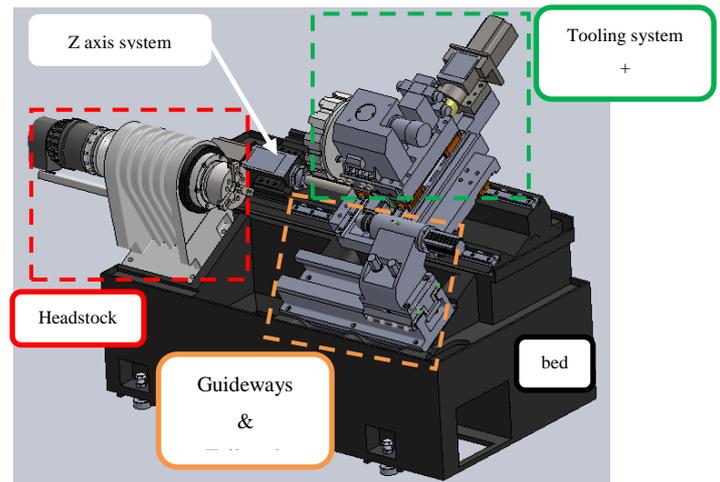
Stiffener arrangement	Relative stiffness under		Relative weight	Relative stiffness per weight under	
	Bending	Torsion		Bending	Torsion
2	1.10	1.63	1.1	1.0	1.48
3	1.17	2.16	1.38	0.85	1.56
4	1.78	3.69	1.49	1.20	3.07
5	1.55	2.94	1.26	1.23	2.39

Tabel 2. Perbandingan nilai kekakuan dari berbagai desain *rib* untuk struktur terbuka

Stiffener arrangement	Relative torsional arrangement	Relative weight stiffness	Relative torsional stiffness per unit weight
1	1.0	1.0	1.0
2	1.34	1.34	1.0
3	1.43	1.34	1.07
4	2.48	1.38	1.80
5	3.73	1.66	2.25

Dari kedua tabel di atas dapat dilihat bahwa pemberian *rib* mampu menambah ketahanan struktur terhadap *bending* dan *torsi* mencapai 3 kalinya.

Secara umum, di dalam desain mesin bubut CNC BTMEPPO – BPPT terdapat 5 komponen utama, yakni: (1) *bed*, (2) *tooling system (turret)* dan *X axis system*, (3) *Z axis system*, (4) *guideways* dan *tailstock*, (5) *headstock*. Untuk komponen mesin seperti pahat, sistem hidrolik, sistem conveyor dan lain-lainnya dapat dimasukkan sebagai komponen tambahan. Berikut gambar penempatan komponen utama pada desain mesin bubut CNC BTMEPPO – BPPT :



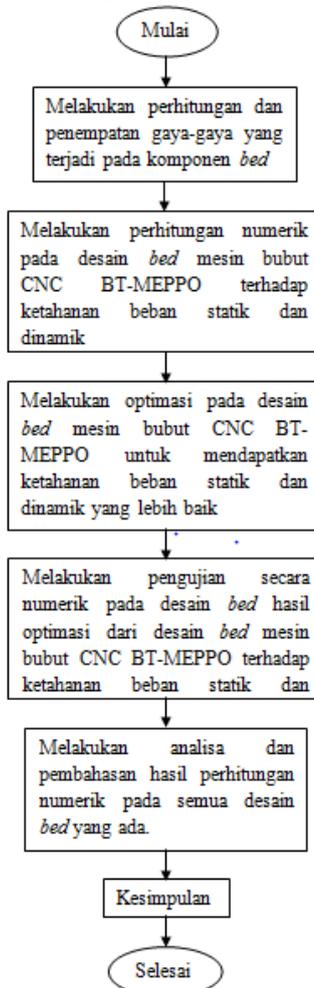
Gambar 1. Penempatan komponen utama mesin bubut CNC BTMEPPO – BPPT

Sedangkan spesifikasi mesin bubut CNC BTMEPPO – BPPT adalah sebagai berikut :

- Spindle Motor
 - Maksimal diameter bar : 52 mm
 - Rpm : 4500/menit
 - Daya : 7,5/5,5 kW
 - Torsi : 95/70 Nm
- Performa proses turning
 - Material : middle carbon steel
 - Diameter : 75 mm
 - Panjang : 150 mm
 - Kecepatan potong : 188m/menit
 - Kedalaman potong : 4mm
 - Feed : 0,3 mm/putaran
 - MRR : 225 cm³/menit

Metodologi

Metodologi yang digunakan untuk menyelesaikan penelitian ini tertuang dalam bentuk diagram di bawah ini:



Gambar 2. Diagram metodologi penelitian yang dilakukan

Hasil dan Pembahasan

Sebelum dilakukan perhitungan numerik, perlu dibuat beberapa asumsi untuk memudahkan proses perhitungan tersebut, antara lain:

1. Pembebanan akibat berat komponen yang diterima oleh *bed* adalah (1) *tooling system (turret)* dan *X axis system*, (2) *Z axis system*, (3) *guideways* dan *tailstock*, (4) *headstock*.

2. Berat motor listrik diabaikan untuk pembebanan.
3. Gaya berat yang diterima oleh *bed* terdistribusi merata.
4. Akan dilakukan 2 perhitungan numerik, saat gaya pemotongan normal(kontinyu) dan saat gaya pemotongan maksimum.

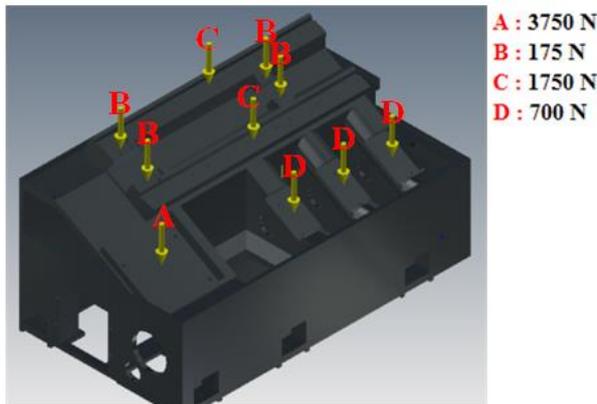
Perhitungan pada saat gaya pemotongan normal dibutuhkan untuk mengetahui defleksi yang terjadi yang kemudian hasil defleksi ini dijadikan sebagai nilai ketelitian mesin bubut CNC. Sedangkan perhitungan pada saat gaya pemotongan maksimal dibutuhkan untuk mengetahui persebaran tegangan von mises yang kemudian hasil perhitungan ini digunakan sebagai referensi kegagalan statik pada mesin bubut CNC.

5. Gaya pemotongan radial diabaikan.
6. *Guideways* dan *tailstock* tidak digunakan saat proses pemotongan sehingga gaya pemotongan dari pahat akan dialirkan benda kerja seluruhnya ke *headstock*.
7. $g = 10 \text{ m/s}^2$

Pada asumsi pertama, berat komponen diperoleh dari desain komponen dengan menggunakan *software solidworks 2012*. Berikut hasil berat setiap komponennya :

1. Berat *headstock* : 375 kg = 3750N (pada satu titik)
2. Berat *Z axis system* : 70 kg (pada 4 titik jadi setiap titik 17.5 kg = 175N)
3. Berat *tooling system+X axis system*: 350 kg (pada 2 titik jadi setiap titik 175 kg = 1750N)
4. Berat *tailstock+guideways*: 210 kg (pada 3 titik jadi setiap titik 70 kg = 700N)

Sehingga dari berat setiap komponen diatas dapat dibuat diagram benda bebas, berikut hasilnya :



Gambar 3. Diagram benda bebas akibat berat komponen

Selain beban dari berat komponen, komponen *bed* juga menerima gaya akibat proses permesinan. Sesuai asumsi yang keempat, ada 2 perhitungan numerik yang akan dilakukan, untuk perhitungan pertama dilakukan pada saat gaya pemotongan normal (kontinyu), gaya-gaya yang terjadi yaitu gaya pemotongan arah vertikal (F_t) sebesar 72 N (titik A) dan gaya pemakanan (F_f) sebesar 24 N (titik B) [8].

Sesuai teori Varignon, gaya-gaya diatas dapat dipindahkan ke titik yang diinginkan sehingga besarnya dapat diketahui dengan perhitungan di bawah ini :

- Gaya pemotongan normal, berdasarkan persamaan (1)

$$\begin{aligned} F_{\text{resultan}} &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \\ &= \sqrt{F_t^2 + F_f^2} \\ &= \sqrt{72^2 + 24^2} \\ &= 75.19 \text{ N} \end{aligned}$$

Dengan asumsi jarak yang digunakan untuk pemindahan gaya adalah sebagai berikut:

- Satu momen di bawah *headstock* : 413 mm
- Satu momen di sumbu X dan Z untuk gaya makan : 240 mm

Sehingga gaya resultan diatas dapat dipindahkan ke beberapa titik akan menjadi sebagai berikut:

- Di bawah *headstock*

$$\begin{aligned} M_{\text{resultan}} &= r \times F_{\text{resultan}} \\ &= 413 \text{ mm} \times 75.19 \text{ N} \\ &= 31.35 \text{ Nm (titik C)} \end{aligned}$$

- Di sistem sumbu X

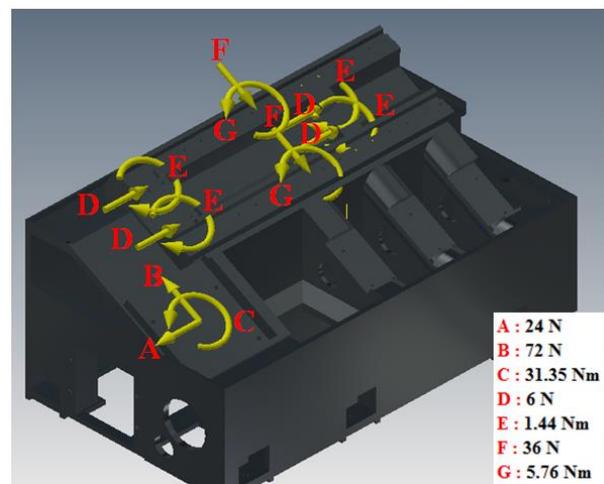
$$\begin{aligned} M &= r \times F_f \\ &= 240 \text{ mm} \times 24 \text{ N} \\ &= 5.76 \text{ Nm (titik G)} \end{aligned}$$

- Di sistem sumbu Z

$$\begin{aligned} M &= r \times F_f/4 \text{ (karena dibagi 4 titik)} \\ &= 240 \text{ mm} \times 6 \text{ N (titik D)} \\ &= 1.44 \text{ Nm (titik E)} \end{aligned}$$

Jadi gaya-gaya diatas dapat dibuat diagram benda bebas sebagai berikut :

Catatan : Titik F didapat dari gaya arah pemotongan vertikal dibagi 2 titik jadi 36 N



Gambar 4. Diagram benda bebas akibat gaya pemotongan normal(kontinyu)

Untuk perhitungan kedua dilakukan pada saat gaya pemotongan maksimum, gaya-gaya yang terjadi yaitu gaya pemotongan arah vertikal (F_t) sebesar 2263.5 N (titik A) dan gaya pemakanan (F_f) sebesar 679 N (titik B) [8].

Sesuai teori Varignon, gaya-gaya diatas dapat dipindahkan ke titik yang diinginkan sehingga besarnya dapat diketahui dengan perhitungan di bawah ini :

- Gaya pemotongan maksimal, berdasarkan persamaan (1)

$$\begin{aligned} F_{\text{resultan}} &= \sqrt{F1^2 + F2^2} \\ &= \sqrt{Ft^2 + Ff^2} \\ &= \sqrt{2263.5^2 + 679^2} \\ &= 2363.15 \text{ N} \end{aligned}$$

Dengan asumsi jarak yang digunakan untuk pemindahan gaya adalah sebagai berikut:

- Satu momen di bawah *headstock* : 413 mm
- Satu momen di sumbu X dan Z untuk gaya makan : 240 mm

Sehingga gaya resultan diatas dapat dipindahkan ke beberapa titik akan menjadi sebagai berikut:

- Di bawah *headstock*

$$\begin{aligned} M_{\text{resultan}} &= r \times F_{\text{resultan}} \\ &= 413 \text{ mm} \times 2363.15 \text{ N} \\ &= 975.98 \text{ Nm (titik C)} \end{aligned}$$

- Di sistem sumbu X

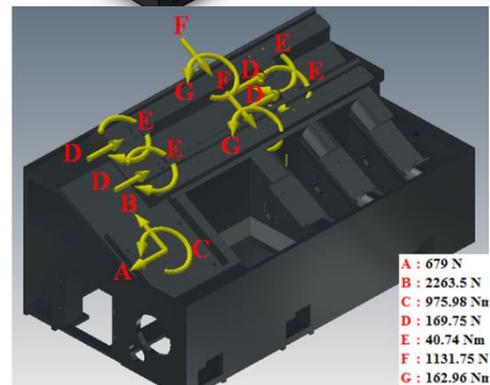
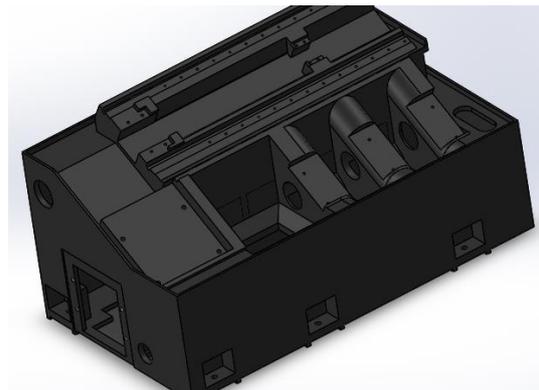
$$\begin{aligned} M &= r \times Ff \\ &= 240 \text{ mm} \times 679 \text{ N} \\ &= 162.96 \text{ Nm (titik G)} \end{aligned}$$

- Di sistem sumbu Z

$$\begin{aligned} M &= r \times Ff/4 \text{ (karena dibagi 4 titik)} \\ &= 240 \text{ mm} \times 169.75 \text{ N (titik D)} \\ &= 40.74 \text{ Nm (titik E)} \end{aligned}$$

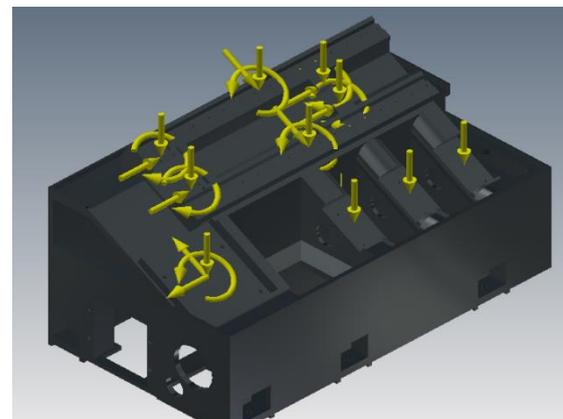
Jadi gaya-gaya diatas dapat dibuat diagram benda bebas sebagai berikut :

Catatan : Titik F didapat dari gaya arah pemotongan vertikal dibagi 2 titik jadi 1131.76 N



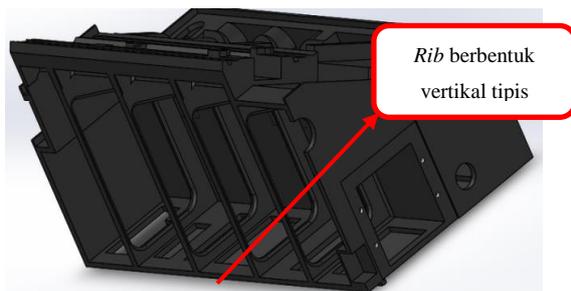
Gambar 5. Diagram benda bebas akibat gaya pemotongan maksimal

Sehingga dari pembebanan akibat berat komponen dan gaya-gaya pemotongan, diagram bebasnya menjadi seperti berikut :



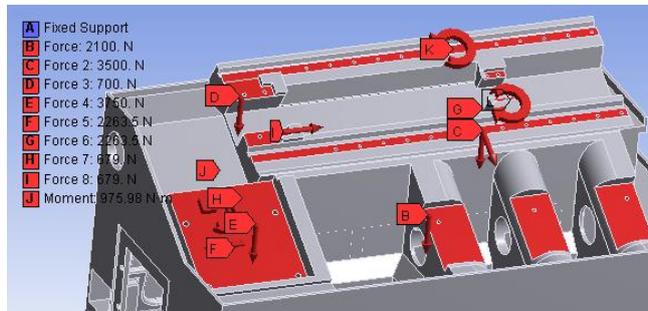
Gambar 6. Diagram benda bebas akibat berat komponen dan gaya-gaya pemotongan

Setelah didapat pembebanan seperti diatas, selanjutnya dilakukan perhitungan numerik pada desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT. Desain *bed* ini, menggunakan *rib* berbentuk vertikal dan tipis seperti gambar dibawah ini :



Gambar 7. Desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT

Perhitungan numerik dilakukan dengan memasukkan hasil pembebanan yang diterima *bed* menggunakan *software Ansys 14.5*, sehingga didapat daerah pembebanan dapat dilihat pada gambar berikut:

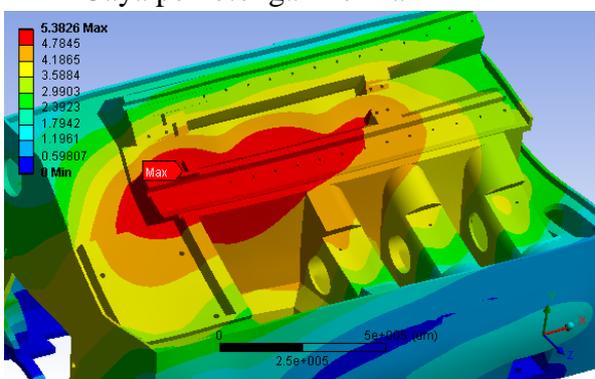


Gambar 8. Pemberian pembebanan melalui *softwares ansys 14.5*

Semua tanda panah pada gambar 8 diatas menunjukkan arah gaya yang terjadi.

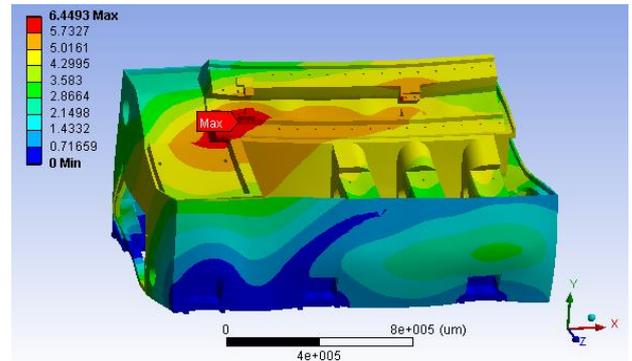
Sehingga hasil perhitungan numerik terhadap pembebanan statik pada desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT sebagai berikut :

- Gaya pemotongan normal



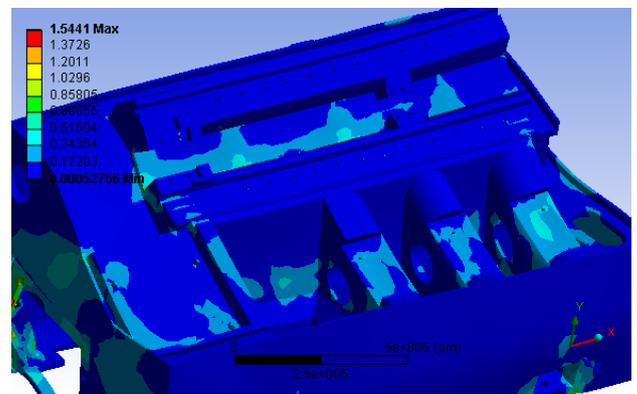
Gambar 9. Defleksi statik saat gaya potong normal

- Gaya pemotongan maksimal



Gambar 10. Defleksi statik saat gaya potong maksimal

- Tegangan *von Mises*



Gambar 11. Persebaran tegangan *von Mises*

Sedangkan hasil perhitungan numerik terhadap pembebanan dinamik sebagai berikut:

- Berat komponen

Melalui *software solidwork 2012* desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT didapat berat 1598 kg

- Frekuensi pribadi

Melalui *software ansys 14.5* didapat frekuensi pribadi seperti di bawah ini :

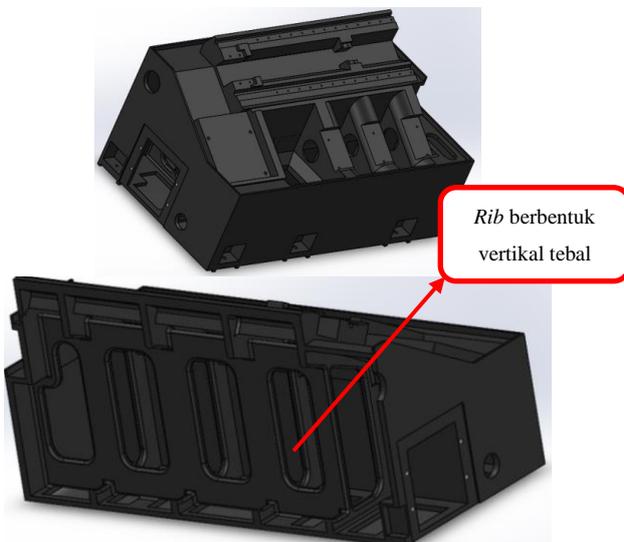
Tabel 3. Frekuensi pribadi pada desain *bed* yang dibuat oleh BTMEPPO-BPPT

Mode	Frequency [Hz]
1.	153,37
2.	201,18
3.	225,8
4.	272,45
5.	354,45
6.	392,62

Setelah mendapat hasil perhitungan di atas, selanjutnya dilakukan optimasi desain yang dibuat BTMEPPO-BPPT supaya mendapat hasil perhitungan numerik yang lebih baik.

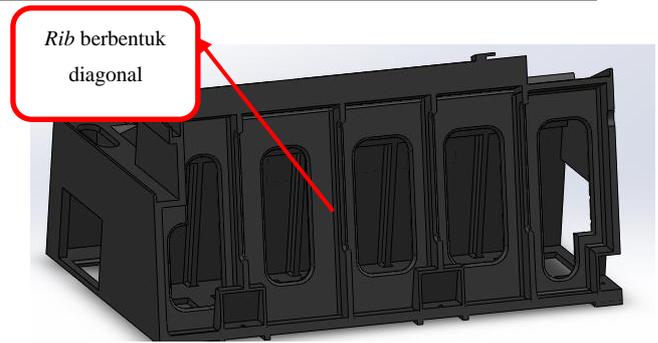
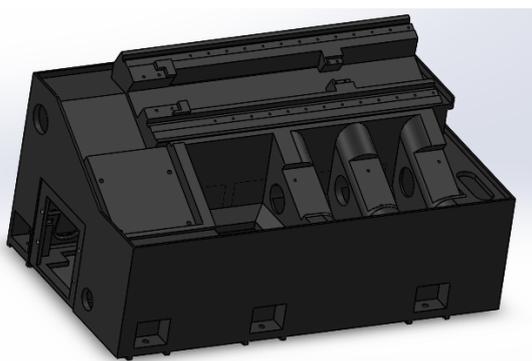
Optimasi desain yang dilakukan menggunakan *software solidwork 2012*. Berikut desain hasil optimasinya :

a. Desain 1- *rib* vertikal tebal



Gambar 12. Desain 1- *rib* vertikal tebal

b. Desain 2-*rib* horizontal



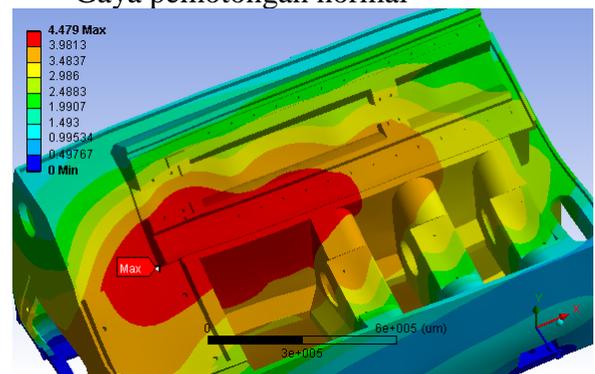
Gambar 13. Desain 1- *rib* diagonal

Kemudian dilakukan pengujian secara numerik dari kedua hasil desain optimasi di atas :

a. Desain optimasi 1- *rib* vertikal tebal

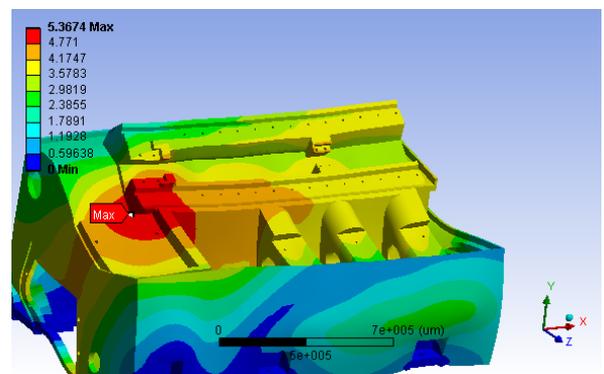
Berikut hasil pengujian secara numerik terhadap pembebanan statik pada desain ini:

- Gaya pemotongan normal



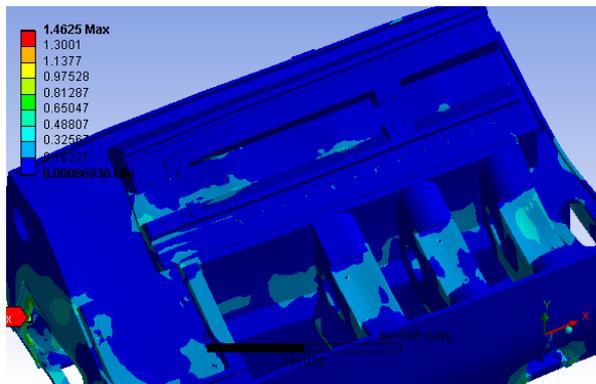
Gambar 14. Defleksi statik saat gaya potong normal

- Gaya pemotongan maksimal



Gambar 15. Defleksi statik saat gaya potong maksimal

- Tegangan *von Mises*



Gambar 16. Persebaran tegangan *von Mises*

Sedangkan pengujian secara numerik terhadap pembebanan dinamis, berikut hasilnya :

- Berat komponen

Melalui *software solidwork 2012* desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT didapat berat 1771 kg

- Frekuensi pribadi

Melalui *software ansys 14.5* didapat frekuensi pribadi seperti di bawah ini :

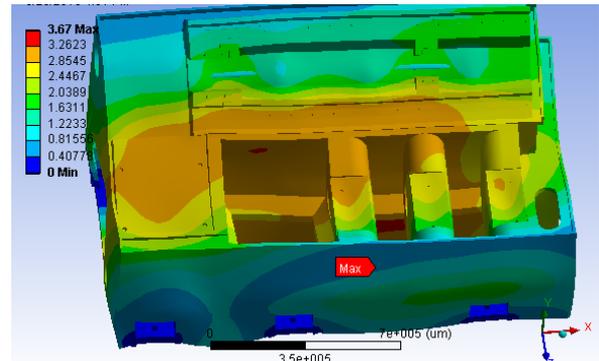
Tabel 4. Frekuensi pribadi pada desain 1-*rib* vertikal tebal

Mode	Frequency [Hz]
1.	152,36
2.	203,53
3.	226,19
4.	279,73
5.	341,58
6.	353,9

b. Desain optimasi 2- *rib* diagonal

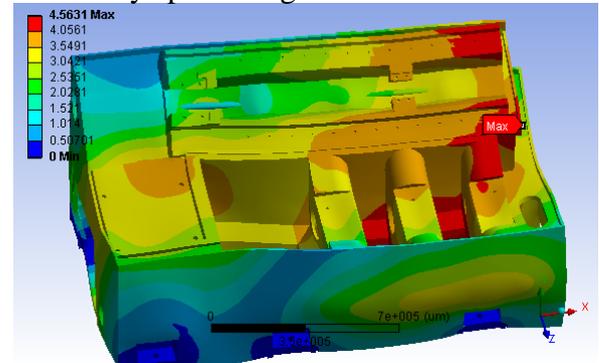
Berikut hasil pengujian secara numerik terhadap pembebanan statik pada desain ini:

- Gaya pemotongan normal



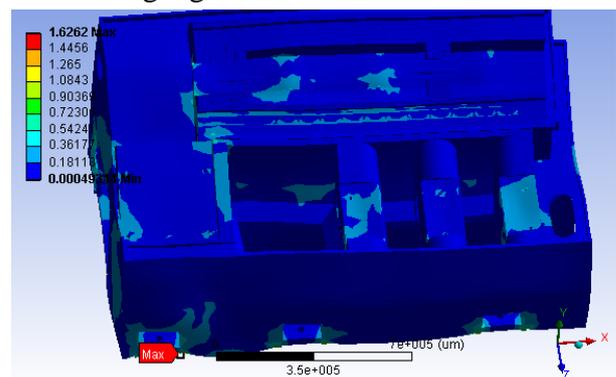
Gambar 17. Defleksi statik saat gaya potong normal

- Gaya pemotongan maksimal



Gambar 18. Defleksi statik saat gaya potong maksimal

- Tegangan *von Mises*



Gambar 19. Persebaran tegangan *von Mises*

Sedangkan perhitungan numerik terhadap pembebanan dinamis, berikut hasilnya :

- Berat komponen

Melalui *software solidwork* 2012 desain *bed* yang dibuat BTMEPPO-BPPT didapat berat 1658 kg

- Frekuensi pribadi

Melalui *software ansys* 2012 didapat frekuensi pribadi seperti di bawah ini :

Tabel 5. Frekuensi pribadi pada desain 2-*rib* diagonal

Mode	Frequency [Hz]
1.	152,36
2.	203,53
3.	226,19
4.	279,73
5.	341,58
6.	353,9

Untuk memudahkan dalam melakukan pembahasan, hasil perhitungan numerik dari ketiga desain (1 desain yang dibuat oleh BTMEPPO-BPPT) dan 2 desain hasil optimasi) dibuat dalam sebuah tabel, berikut tabelnya:

Tabel 6. Data hasil pengujian secara numerik

Desain	Berat (kg)	Defleksi statik (μm)	Tegangan <i>von Mises</i> (MPa)	Frekuensi Pribadi 1 (Hz)
BTMEPPO-BPPT (<i>rib</i> Vertikal tipis)	1598	5.38	1.54	153.37
Optimasi1 (<i>rib</i> Vertikal tebal)	1771	4.48	1.46	152.36
Optimasi2 (<i>rib</i> Diagonal)	1658	3.67	1.63	150.06

Dari tabel di atas dapat dilihat dalam hal dinamik, ketiga desain ini mempunyai nilai frekuensi pribadi pertama 150,06-153,37 Hz. Sedangkan putaran maksimal *spindle* adalah 4500 rpm sama dengan 75 Hz, artinya ketiga desain ini mempunyai ketahanan yang baik terhadap beban dinamik karena nilai frekuensi pribadi pertamanya 2 kali lipat dari nilai frekuensi maksimum putaran *spindle*. Dengan nilai

frekuensi pribadi pertama yang hampir sama, maka ketiga desain ini mempunyai ketahanan terhadap beban dinamik yang hampir sama pula.

Dilihat dari berat, desain yang dibuat BTMEPPO-BPPT mempunyai berat yang paling kecil yaitu 1598 kg. Sedangkan desain yang terberat yaitu desain hasil optimasi 1-*rib* vertikal tebal yang mempunyai berat sebesar 1771 kg.

Dari aspek statik, ketiga desain ini mempunyai nilai tegangan *von Mises* 1,4-1,6 MPa. Sedangkan *yield strength* materialnya diangka 250 MPa, artinya ketiga desain struktur mampu mendistribusikan pembebanan yang dialaminya dengan baik. Atau bisa diartikan juga pengaruh tegangan *von Mises* pada ketiga desain ini tidak signifikan mengingat nilai tegangannya sangat kecil dibanding nilai *yield strength* materialnya.

Dari aspek defleksi statik, desain dengan *rib* diagonal menunjukkan perbedaan cukup signifikan dibanding desain lain dengan defleksi di angka 3,67 μm yang memberikan defleksi statik terkecil. Faktor inilah yang mempengaruhi tingkat ketelitian suatu mesin, sehingga faktor ini mendapat perhatian yang lebih.

Kesimpulan

Dari hasil dan pembahasan diatas dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Desain *bed* yang dihasilkan BTMEPPO-BPPT perlu untuk dilakukan optimasi
2. Berdasar proses optimasi didapat 2 desain yaitu (1) desain 1-*rib* vertikal tebal dan (2) desain 2-*rib* diagonal, desain yang kedua dengan *rib* diagonal memiliki nilai defleksi statik yang paling baik diantara desain yang lain.
3. Kedua hasil optimasi desain menunjukkan nilai frekuensi pribadi pertama yang tidak jauh

berbeda dengan nilai frekuensi pribadi pertama desain yang dibuat oleh BTMEPPO-BPPT.

4. Berdasar aspek defleksi statik dan dinamis, maka ditetapkan desain optimasi 2 dengan *rib* diagonal yang digunakan untuk desain *bed* mesin bubut CNC BTMEPPO-BPPT.

W. Agus, *Menetapkan Tujuan & Kebutuhan Desain Mesin Bubut CNC*, Catatan Teknis, BTMEPPO-BPPT Tangerang, 2015.

Referensi

<http://www.eveks.cz/grade-list-a-sch25.html>(diakses tanggal 26 Juni 2015).

http://www.jinnfa.com/images/01smart_01_1.jpg (diakses tanggal 26 Juni 2015).

<http://www.scottmachinery.co.nz>(diakses tanggal 26 Juni 2015).

<http://moko1989.blogspot.co.id/2010/12/teorema-varignon.html>(diakses tanggal 26 Juni 2015).

Joshi, PH., *Machine Tools Handbook : Design and Operation*, Tata McGraw-Hill, India, 2005.

Weck, Manfred, *Handbook of Machine Tools Volume 2: Construction and Mathematical Analysis*, John Wiley & Sons, Inggris, 1984.

Youssef, Helmi A. and El-Hofy, Hassan, *Machining Technology: Machine Tools and Operations*, CRC Press, USA, 2008.

Rene, *Perhitungan Gaya Pemotongan Dan Analisis Turret Respons Turret Mesin Bubut Cnc Terhadap Gaya Pemotongan Dengan Metode Finite Element Method*, Laporan Kerja Praktek, BTMEPPO-BPPT Tangerang, 2015.

Reza, *Optimisasi Desain Ribbing pada Struktur Bed Mesin Bubut CNC terhadap Pengaruh Defleksi dan Frekuensi Pribadi*, Laporan Kerja Praktek, BTMEPPO-BPPT Tangerang, 2015.