

Analisis Numerikal Frekuensi Natural Pada Poros *Low Pressure Boiler Feed Pump* PT.PJB UP Gresik

Muhammad Taufik Akbar Ofrial, Lukman Noerochim dan Mas Irfan P. Hidayat
 Jurusan Teknik Material dan Metalurgi, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi
 Sepuluh Nopember (ITS)
 Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia
e-mail: lukman@mat-eng.its.ac.id

Abstrak— *Low pressure boiler feed pump* (LPBFP) merupakan salah satu komponen penting dalam sistem *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG), pada pengoperasiannya sering terjadi permasalahan yaitu patahnya poros yang dapat terjadi 8-10 kali dalam setahun yang mungkin disebabkan oleh faktor getaran. Untuk itu pada penelitian ini dilakukan perhitungan dengan pemodelan metode elemen hingga menggunakan software ANSYS untuk menghitung frekuensi natural dan modus getaran untuk 10 frekuensi natural pertama pada komponen LPBFP. Dari hasil simulasi didapatkan nilai yaitu untuk orde pertama sebesar 583,03 Hz, orde kedua sebesar 583,39 Hz, orde ketiga sebesar 2820,8 Hz, orde keempat sebesar 2849 Hz, orde kelima sebesar 3943,9 Hz, orde keenam sebesar 4079,6 Hz, orde ketujuh sebesar 5428,3 Hz, orde kedelapan sebesar 6111 Hz, orde kesembilan sebesar 6594 Hz, orde kesepuluh sebesar 6715 Hz. Sepuluh frekuensi natural menghasilkan lima jenis modus getaran yaitu *lateral bending vibration*, *shear bending vibration*, *torsional bending vibration*, *axial bending vibration*, *torsional shear bending vibration*. Dari kesepuluh frekuensi natural yang diperoleh semuanya menyebabkan kegagalan poros *low pressure boiler feed pump*.

Kata kunci : Pompa, Poros, Analisis Vibrasi, Modus Getaran

I. PENDAHULUAN

P.T.Pembangkit Jawa-Bali (PJB) merupakan anak perusahaan dari PLN yang menyuplai kebutuhan listrik di seluruh Jawa dan Bali. PT PJB mengelola 6 unit pembangun yaitu di Gresik, Paiton, Muara Karang, Muara Tawar, Cirata, dan Brantas. PT.PJB Unit Pembangkitan Gresik membangkitkan energi listrik tiap tahunnya rata-rata sebesar 12.814 GWh. PT.PJB UP Gresik memiliki 3 jenis pembangkit yaitu PLTG yang menggunakan gas alam, PLTU yang menggunakan energi uap, dan PLTGU yang menggunakan sistem kombinasi antara energi uap dan juga energi gas alam. PT.PJB UP Gresik memiliki 4 unit PLTU yang dapat menghasilkan daya tiap unitnya sebesar 100 MW pada unit 1 dan 2 dan 200 MW pada unit 3 dan 4, 2 unit PLTG yang dapat menghasilkan daya tiap unitnya sebesar 20 MW, dan 3 Unit PLTGU yang dapat menghasilkan daya tiap unitnya sebesar 526 MW.

PLTGU disebut juga sebagai *combine cycle power plant* (daur ganda) karena pembangkit yang menggunakan energi gas alam dan uap sekaligus. Pembangkit gas pada PLTGU

menggunakan bahan bakar gas atau minyak solar sedangkan pembangkit uap tidak membutuhkan bahan bakar untuk memanaskan air melainkan memanfaatkan gas buang yang dihasilkan dari proses pembakaran pada pembangkit gas nya, yang masih mempunyai temperatur lebih kurang 500°C, yang digunakan untuk memanaskan air hingga menjadi uap pada *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) yang kemudian digunakan untuk menggerakkan sudu sudu pada *steam turbine* sehingga menghasilkan energi mekanis untuk memutar generator dan menghasilkan tenaga listrik.

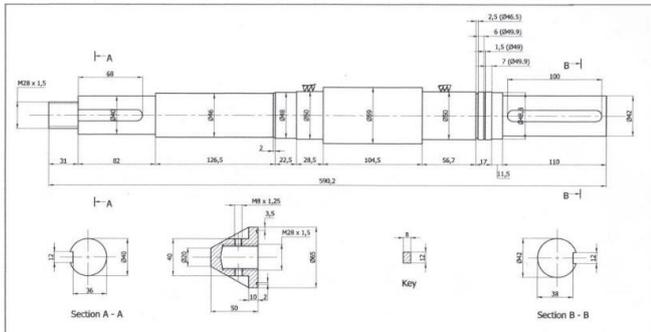
Fungsi HRSG sama dengan boiler, yaitu tempat terjadinya pemanasan air hingga menjadi uap *super heat*. Pada HRSG dibutuhkan *supply air* untuk proses pemanasan air, salah satu nya menggunakan *boiler feed pump* (BFP), alat ini dibagi menjadi dua jenis yaitu *Low Pressure* (LP) untuk air bertekanan rendah dan *High Pressure* (HP) untuk air bertekanan tinggi. Proses *supply* dimulai saat air dipompa dengan kondensat yang kemudian dipanaskan di *preheater* setelah itu air akan memasuki *dearator* untuk dipisahkan antara uap dan airnya, setelah itu air yang bertekanan rendah akan masuk ke *low pressure boiler feed pump* yang kemudian akan di salurkan ke *economizer* untuk proses selanjutnya. Pada prosesnya sering sekali terjadi permasalahan dari *Low Pressure Boiler Feed Pump* (LP BFP) sekitar 8-10 kali tiap tahun. Dikarenakan terjadinya permasalahan yang berulang maka dibutuhkan cara pencegahannya dengan menganalisis hal apa saja yang mungkin menyebabkan hal itu terjadi kembali^[1].

Guna mendapatkan hasil penelitian yang baik terhadap proses kerja dari pompa ini, dilakukan simulasi pemodelan terhadap frekuensi naturalnya pada mode harmonis yang dapat memungkinkan terjadinya kegagalan pada *Low Pressure Boiler Feed Pump*. Pada tahun 1940 jembatan Tacoma Narrow di Amerika Serikat runtuh yang salah satunya disebabkan oleh tidak dilakukannya suatu analisis frekuensi natural pada sistem. Pada kejadian ini terdapat 3 mode getaran yang terjadi yaitu *vortex-induced vibrations suppresses flutter*, *torsional flutter suppresses vortex-induced vibration* dan *heaving and torsional vortex induced vibrations*.^[2]

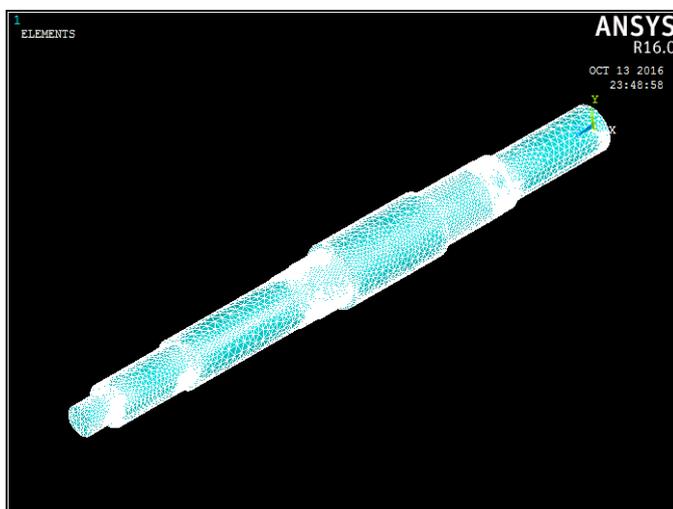
Dengan menggunakan konsep Metode Elemen Hingga atau *Finite Element Method* (FEM) dengan aplikasi ANSYS, diharapkan dapat diketahui pula pada frekuensi natural yang ideal untuk LB BFP pada variasi harmonik. Oleh karena itu, penelitian ini dapat menjadi acuan ketika terjadi kegagalan sehingga dapat diketahui akar dari permasalahan tersebut

II. METODE PENELITIAN

Pada penelitian ini melakukan desain poros pompa yaitu desain poros LPBFP yang digambar sesuai gambar 2D seperti gambar 1 nya lalu diubah menjadi 3D seperti gambar 2 menggunakan software ANSYS dengan format parasolid . Tipe elemen solid yang digunakan adalah brick 8 node 185.



Gambar 1. Skema Poros LPBFP 2D [1]



Gambar 2. Skema Poros LPBFP 3D

kemudian dilakukan input data material Nitronic 50 sebagai bahan penyusun poros LPBFP, data sifat mekanik material pada tabel 1 dimasukkan ke dalam data linear isotropik. Pengujian vibrasi dilakukan untk mengetahui pengaruh variasi frekuensi getaran terhadap frekuensi natural dan mode getaran pada poros *low pressure boiler feed pump*.

Tabel 1 Sifat Mekanik Nitronic 50[3]

Sifat Mekanik	Nitronic 50
Modulus Elastisitas (E)	199x10 ³ Mpa
Poisson Ratio	0,312
Densitas (ρ)	7,88 gr/cm ³

Setelah itu dilakukan meshing yang digunakan pada desain poros adalah metode free mesh dengan ukuran 1, berikut merupakan gambar hasil meshing model dari komponen poros dengan geometri awal, terlihat pada gambar 3.4. Pada proses meshing ini menghasilkan 211338 elemen yang tersebar pada seluruh bagian poros dan diberikan suatu *boundary condition* yaitu memiliki komposisi material dan sifat mekanik yang homogen. Pada analisis yang dilakukan pada aplikasi ANSYS dimasukan

dua buah *displacement* atau *support* bagian tengah dari poros dengan nilai 0 untuk seluruh derajat kebebasannya. Kemudian dilakukan analisis Modal atau *Modal Analysis* adalah suatu analisis yang digunakan untuk mengetahui karakteristik respon getaran pada suatu struktur pada suatu keadaan ketika komponen hanya tereksitasi oleh frekuensi. Pada analisis ini persamaan matematika yang diselesaikan sesuai dengan persamaan frekuensi natural^[4].

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{1}$$

$$x = A \sin \omega_n t + B \cos \omega_n t \tag{2}$$

Pada analisis modal yang merupakan analisis *unsteady transient* dapat diketahui nilai frekuensi natural dari komponen dan bentuk respon yang dihasilkan ketika getaran dari hasil frekuensi natural itu terjadi. Analisis ini dimulai dengan memasukan komponen yang telah dimeshing kemudian masuk ke pilihan *solution* dan pilih jenis *modal analysis* lalu masukan options *block lancos* kemudian masukan nilai sepuluh untuk mengetahui jumlah nilai frekuensi natural nya setelah itu masukan beban *displacement* dengan nilai 0 untuk seluruh derajat kebebasannya kemudian pilih solve Setelah dilakukannya analisis modal, tahapan awal pada *postprocessor* yaitu melihat hasil dari percobaan pada tab *read result by pick* yang dapat dipilih antara 1-10 mode yang telah dihasilkan kemudian masuk ke bagian *plot result* untuk melihat distribusi tegangan dan deformasi yang dihasilkan dari suatu eksitasi frekuensi natural.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Perhitungan Frekuensi Eksitasi

Frekuensi eksitasi yang dihitung adalah frekuensi yang dihasilkan oleh poros *low pressure boiler feed pump* yang merupakan pompa sentrifugal sehingga gaya-gaya yang bekerja berasal dari berat poros *low pressure boiler feed pump* itu sendiri dan juga hasil dari putaran yang diberikan oleh motor sehingga menghasilkan nilai kecepatan sebesar 2970 rpm. Dengan kecepatan yang cukup besar ini sangat dimungkinkan dapat menjadi sumber getaran yang signifikan. Frekuensi eksitasi yang dihasilkan oleh poros *low pressure boiler feed pump* pada kecepatan ini perlu diperhitungkan. Frekuensi eksitasi poros *low pressure boiler feed pump* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut ini ^[5] :

$$f = \left(\frac{RPM}{60} \right) (Hz) \tag{3}$$

$$f = \left(\frac{2970}{60} \right) (Hz) \tag{4}$$

$$f = 49,5 \text{ Hertz} \tag{5}$$

Dalam hal ini yang dapat menyebabkan kerusakan apabila terjadi nya suatu resonansi pada sistem tetapi resonansi tidak akan terjadi dan tidak perlu dikhawatirkan apabila $\omega \neq \omega_n$, sehingga nilai ω harus dihindari bergeser mendekati atau tidak sama dengan nilai ω_n , karena nilai ω merupakan kuantitas tertentu yang telah dhitung^[6]. Dari hasil perhitungan tersebut, selanjutnya dibandingkan dengan frekuensi natural hasil dari analisis

ANSYS untuk mengetahui nilai frekuensi yang menyebabkan terjadinya resonansi.

B. Frekuensi Natural dan Modus Getar (Mode Shape)

Dengan menggunakan perangkat lunak ANSYS dilakukan suatu simulasi modal analisis untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari suatu komponen^[7].

Tabel 2. Frekuensi Natural poros low pressure boiler feed pump

Modus	Frekuensi Natural (Hz)
1	593,03
2	593,39
3	2820,8
4	2849,3
5	3943,9
6	4079,6
7	5428,3
8	6111,0
9	6594,8
10	6715,0

Dari Tabel 2 dapat diketahui bahwa 10 nilai frekuensi natural poros *low pressure boiler feed pump* ini berkisar dari 593 Hertz hingga 6715 Hertz. Perbedaan frekuensi natural memberikan suatu respon yang berbeda pada modus getaran maupun deformasi dari komponen hal ini dikarenakan oleh defleksi yang terjadi karena defleksi dipengaruhi tipe material, konfigurasi, suatu kecacatan dan lainnya. Hal ini sesuai dengan persamaan 6 matematis yang mengatakan bahwa frekuensi natural akan berubah jika defleksi dari komponen berbeda.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{989}{\Delta}} \quad (6)$$

Pada modus pertama ini terjadi perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus pertama deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 5 dibagian ujung dekat impeller selain itu modus pertama menghasilkan modus getar berupa beban lateral yaitu searah sumbu X positif dan disebut modus *Lateral Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 3 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 1626 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 794 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

Pada modus kedua terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus kedua deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 1 dibagian ujung dekat impeller selain itu modus kedua menghasilkan modus getar berupa beban lateral yaitu searah sumbu Y positif dan disebut modus *Lateral Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 4 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 11452 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 793 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

Pada modus ketiga ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus ketiga deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 5 dibagian ujung dekat impeller selain itu modus ketiga

menghasilkan modus getar berupa 2 beban lateral yaitu searah sumbu X positif dan juga dari X negatif lalu disebut modus *Shear Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 5 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 33787 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 3460 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen yang diakibatkan komponen tereksitasi oleh *shear stress*.

Pada modus keempat gambar 6 ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus keempat ini deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 10029 dibagian ujung dekat impeller selain itu modus keempat menghasilkan modus getar berupa 2 beban lateral yaitu searah sumbu Y positif dan juga dari Y negatif lalu disebut modus *Shear Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 6 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 23859 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 3510 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

Pada penelitian ini dihasilkan modus kelima yang terjadi pada poros *low pressure boiler feed pump* pada frekuensi 3943,9 Hertz. Pada modus kelima ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus kelima ini deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 39887 dibagian segmen kedua dari ujung poros dekat impeller selain itu modus kelima menghasilkan modus getar berupa beban torsi dan disebut modus *Torsional Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 7 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 33787 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 3130 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen yang diakibatkan komponen.

Pada modus keenam ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat motor hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus keenam deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 39423 dibagian dekat dari ujung poros dekat motor selain itu modus keenam menghasilkan modus getar berupa beban torsi dan disebut modus *Torsional Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 8 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 40625 di sekitar bagian ujung dekat dengan motor sebesar 15700 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen yang diakibatkan komponen tereksitasi oleh *torsional stress*.

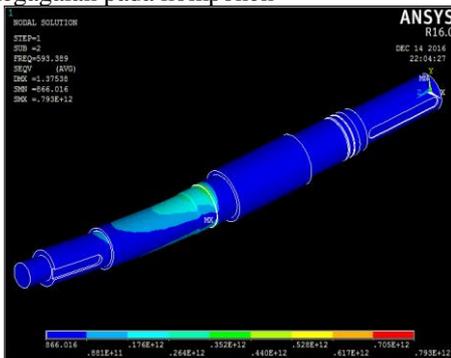
Pada modus ketujuh ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus ketujuh deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 5 dibagian dekat dari ujung poros dekat impeller selain itu modus ketujuh menghasilkan modus getar berupa beban axial yaitu searah dengan sumbu Z positif dan disebut modus *Axial Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 9 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 12899 di sekitar bagian ujung dekat dengan motor sebesar 3940 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

Pada modus kedelapan ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. ■ Lalu pada

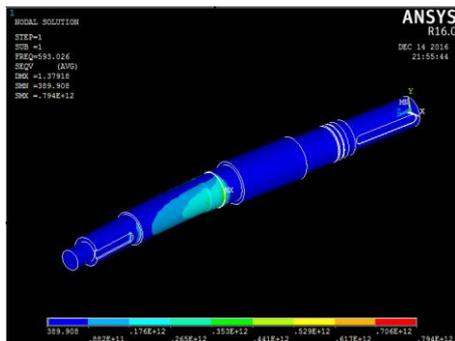
modus kedelapan deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 39415 dibagian dekat dari ujung poros dekat motor selain itu modus kedelapan menghasilkan modus getar berupa 2 beban lateral yaitu searah sumbu X positif dan juga dari X negatif lalu disebut modus *Shear Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 10 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 41379 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 30600 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

Pada penelitian ini dihasilkan modus kesembilan yang terjadi pada poros *low pressure boiler feed pump* pada frekuensi 6594,8 Hertz. Pada modus kesembilan terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus kesembilan ini deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 5 dibagian ujung poros dekat impeller selain itu modus kesembilan menghasilkan 2 modus getar berupa beban torsi dan 2 beban lateral searah sumbu X positif dan dari X negatif lalu disebut modus *Torsional Shear Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 11 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 33787 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 7880 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen.

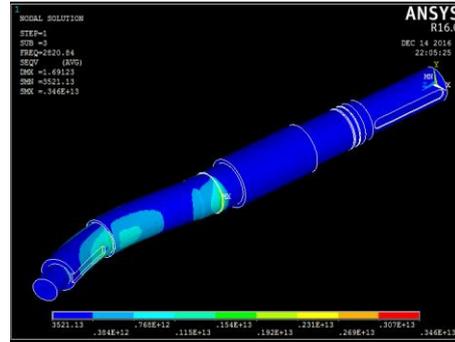
Pada modus kesepuluh ini terlihat perbedaan warna dari ujung dekat impeller hingga hampir bagian tengah dari poros yang menandakan terjadinya deformasi. Lalu pada modus kesepuluh ini deformasi tertinggi terjadi pada node nomor 1 dibagian ujung poros dekat impeller selain itu modus kesepuluh menghasilkan 2 modus getar berupa beban torsi dan 2 beban lateral searah sumbu Y positif dan dari Y negatif lalu disebut modus *Torsional Shear Bending Vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan von mises. Pada gambar 12 terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada node 23859 di sekitar bagian tengah dari poros sebesar 7960 Gpa yang dapat mengakibatkan terjadi kegagalan pada komponen



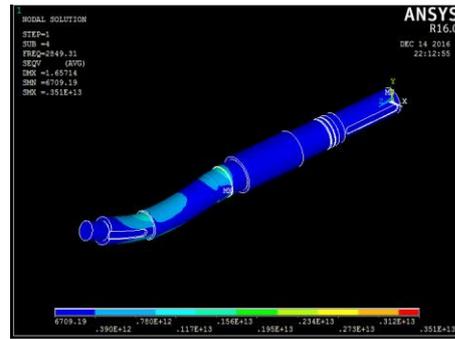
Gambar 3. Modus Pertama Pada Frekuensi 593,03 Hz



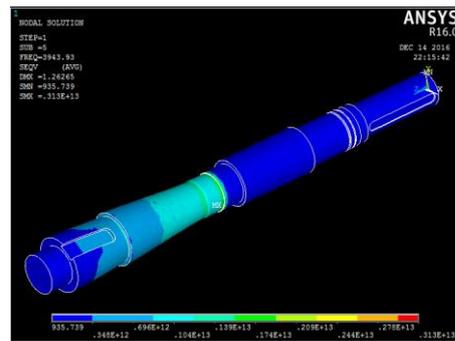
Gambar 4. Modus Kedua Pada Frekuensi 593,39 Hz



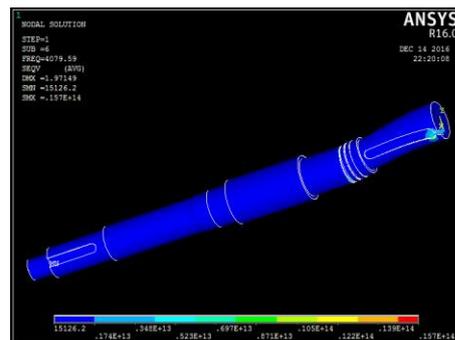
Gambar 5. Modus Ketiga Pada Frekuensi 2820,8 Hz



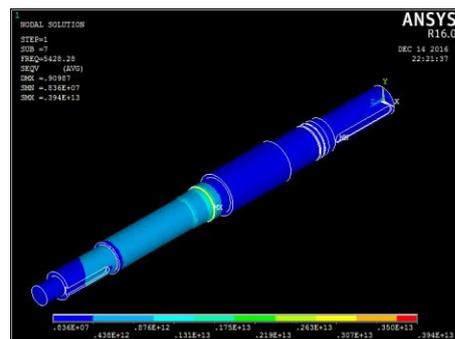
Gambar 6. Modus Keempat Pada Frekuensi 2849,3 Hz



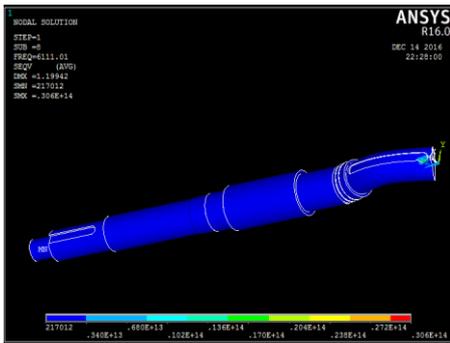
Gambar 7. Modus Kelima Pada Frekuensi 3943,9 Hz



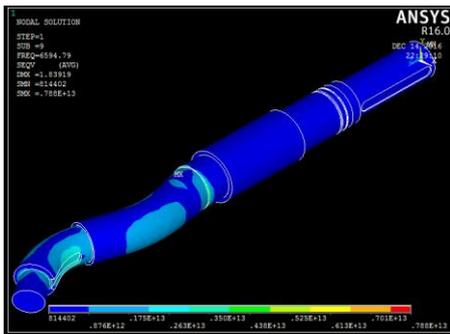
Gambar 8. Modus Keenam Pada Frekuensi 4079,6 Hz.



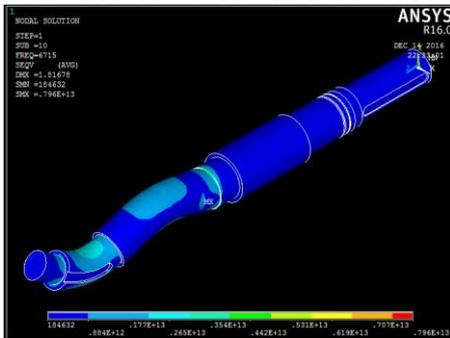
Gambar 9. Modus Ketujuh Pada Frekuensi 5428,3 Hz.



Gambar 10. Modus Kedelapan Pada Frekuensi 3943,9 Hz.



Gambar 11. Modus Kesembilan Pada Frekuensi 6594,8 Hz.



Gambar 12. Modus Kesepuluh Pada Frekuensi 6715 Hz.

C. PEMBAHASAN

Dengan melihat hasil dari perhitungan frekuensi eksitasi dan juga hasil perhitungan frekuensi natural dari ANSYS, sehingga diperlukan perbandingan untuk kedua hasil tersebut.

Tabel 3 Perbandingan Nilai Frekuensi Eksitasi, Frekuensi Natural dan Jenis Modus

Modus	Frekuensi Eksitasi (Hz)	Frekuensi Natural (Hz)	Jenis Modus
1	49,5	593,03	Lateral Bending Vibration
2	49,5	593,39	Lateral Bending Vibration
3	49,5	2820,8	Shear Bending Vibration
4	49,5	2849,3	Shear Bending Vibration
5	49,5	3943,9	Torsional Bending Vibration
6	49,5	4079,6	Torsional Bending Vibration
7	49,5	5428,3	Axial Bending Vibration
8	49,5	6111,0	Shear Bending Vibration
9	49,5	6594,8	Torsional Shear Bending Vibration
10	49,5	6715,0	Torsional Shear Bending Vibration

Berdasarkan nilai frekuensi pada tabel 3 tersebut, maka dapat diketahui bahwa pengoperasian poros *low pressure boiler feed pump* tidak terjadi resonansi apabila mesin berjalan sesuai keadaan normal. Namun, analisis ini sangat diperlukan agar dapat diketahui frekuensi naturalnya^[8] sehingga ketika terjadi suatu eksitasi seperti salah satu modus di tabel 3 maka dapat ditelusuri bagian yang terkena dampak deformasi terbesar. Pada Penelitian ini menghasilkan beberapa jenis modus yang dapat terjadi diakibatkan oleh suatu getaran yang beresonansi dengan frekuensi naturalnya yang dapat dilihat pada tabel 4.3 yaitu jenis modus pertama adalah *Lateral Bending Vibration* terjadi pada orde pertama dan kedua. Lalu jenis kedua adalah *Shear Bending Vibration* terjadi pada orde ketiga, keempat dan kedelapan. Kemudian jenis ketiga adalah *Torsional Bending Vibration* pada orde kelima dan keenam. Selanjutnya jenis keempat adalah *Axial Bending Vibration* terjadi pada orde ketujuh. Jenis kelima adalah *Torsional Shear Bending Vibration* terjadi pada orde kesembilan dan kesepuluh^{[9]-[11]}.

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan uraian dari bab-bab sebelumnya, pada akhir laporan ini dapatlah ditarik beberapa kesimpulan berkaitan dengan analisis dan pembahasan terhadap getaran pada poros *low pressure boiler feed pump* sebagai berikut:

1. Resonansi terjadi pada kondisi frekuensi eksitasi mendekati atau sama dengan frekuensi natural dari komponen..
2. Pada pengoperasian poros *low pressure boiler feed pump* memiliki frekuensi eksitasi sebesar 49,5 Hz dan pada penelitian ini dihasilkan nilai 10 orde frekuensi natural pertama berkisar dari komponen sebesar 593,03-6715 Hz.
3. Pada percobaan ini dihasilkan lima modus getaran yaitu pada frekuensi natural pertama dan kedua akan terjadi modus *Lateral Bending Vibration* dengan distribusi tegangan terbesar von mises senilai 794 GPa untuk frekuensi natural pertama, 793 GPa untuk frekuensi natural kedua lalu frekuensi natural ketiga, keempat dan kedelapan akan terjadi modus *Shear Bending Vibration* dengan distribusi tegangan terbesar von mises senilai 3460 GPa untuk frekuensi natural ketiga, 3510 GPa untuk frekuensi natural keempat, 30600 GPa untuk frekuensi natural kedelapan kemudian frekuensi natural kelima dan keenam akan terjadi modus *Torsional Bending vibration* dengan distribusi tegangan terbesar von mises senilai 3130 GPa untuk frekuensi natural kelima, 15700 GPa untuk frekuensi natural keenam lalu frekuensi natural ketujuh akan terjadi modus *Axial Bending Vibration* dengan distribusi tegangan terbesar von mises senilai 3940 GPa dan frekuensi natural kesembilan dan kesepuluh akan terjadi modus *Torsional Shear Bending Vibration*. dengan distribusi tegangan terbesar von mises senilai 7880 GPa untuk frekuensi natural kesembilan, 7960 GPa untuk frekuensi natural kesepuluh.
4. Dari semua frekuensi natural yang didapatkan menyebabkan terjadi kegagalan dikarenakan distribusi tegangan yang diterima komponen telah melebihi *tensile strength* dari material nitronic 50

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Susanto, H., Durrijal, H. & Semesta, L., 2009. *Mengenal dan Memahami Proses Operasi PLTGU*. Jakarta: PT.Lintang Pancar Semesta.
- [2] Matsumoto, M. et al., 2003. *Effect of aerodynamic interferences between heaving and torsional vibration of bridge decks : The case of Tacoma Narrows Bridge*. Kyoto: Elsevier.
- [3] Electralloy, 2013. *Nitronic 50*. s.l.:Electralloy Stainless Steel.
- [4] Hamid, A., 2012. *Praktikal Vibrasi Mekanik : Teori dan Praktik*. Yogyakarta: Graha Ilmu.
- [5] Khurmi, R. & Gupta, J., 2005. *Textbook of Machine Design*. India: Eurasia Publishing House.
- [6] Thomson, W. T., 1986. *Theory of Vibration with Application*. 2nd ed. California: Prentice-Hall.
- [7] Niku-Lari, A., 1986. *Structural Analysis Systems*. s.l.:Elsevier.
- [8] Vierck, R. K., 1995. *Analisis Getaran*. Bandung: Eresco.
- [9] Hardy, S. & Sujiatanti, 2008. *Analisa Frekuensi Alami Kapal Bulk Carrier*. Surabaya: Teknik Perkapalan ITS.
- [10] Kumar, A., Jaiswal, H., Pandey, A. & Patil, P. P., 2014. *Free Vibration Analysis of Truck Transmission Housing Based on FEA*. Dehradun: Elsevier.
- [11] Wijayanto, S. & Susatio, Y., 2010. *Analisis Percepatan Flir pada Pesawat Terbang Akibat Getaran Dinamik dengan Metode Elemen Hingga*. Surabaya: Jurusan Teknik Fisika ITS.